OUKA
Osaka University Knowledge Archive

Title	ショットピーニングを施した焼結および鋼歯車の面圧強さに関する研究
Author(s)	關, 正憲
Citation	大阪大学, 2005, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/726
rights	
Note	

Osaka University Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

Osaka University

博　士　論　文

ショットピーニングを施した
焼結および鋼歯車の面圧強さに関する研究

2004 年 12 月
（平成 16 年 12 月）

關　　正　憲

目　次

第１章　緒　論 ……1

参考文献 ……7

第２章　ショットピーニングを施したローラと歯車の表面性状 ……11

2.1　**緒　言** ……11

2.2　**試験ローラと試験歯車** ……12

2.2.1　**試験ローラ** ……12

2.2.2　**試験歯車** ……16

2.3　**ショットピーニング条件と表面性状に及ぼす影響** ……20

2.3.1　**ショットピーニング条件** ……20

2.3.2　**硬さ** ……23

2.3.3　**残留応力** ……28

2.3.4　**表面粗さ** ……35

2.3.5　**気孔分布** ……47

2.4　**結　言** ……50

参考文献 ……51

第３章　ローラおよび歯車の疲れ試験方法 ……53

3.1　**緒　言** ……53

3.2　**疲れ試験方法** ……54

3.2.1　**ローラの転がり疲れ試験** ……54

3.2.2　**歯車の運転疲れ試験** ……58

3.3　**理論最小油膜厚さとＤ値** ……63

3.3.1　**焼結ローラおよび焼結歯車の計算結果** ……63

3.3.2　**鋼ローラおよび鋼歯車の計算結果** ……67

3.4　**ローラおよび歯車の損傷形態** ……71

3.5　**結　言** ……72

参考文献 ……74

第４章　プラズマ浸炭硬化焼結ローラおよび歯車の面圧強さ ·····75
4.1 **緒　言** ·····75
4.2 **焼結ローラの面圧強さと損傷形態** ·····76
4.2.1 **面圧強さ** ·····76
4.2.2 **損傷形態** ·····79
4.2.3 **ローラの損傷過程** ·····82
4.2.4 **面圧強さとローラ側面硬さの関係** ·····82
4.3 **面圧強さとローラ直径の関係** ·····86
4.4 **焼結歯車の面圧強さと損傷形態** ·····88
4.4.1 **面圧強さ** ·····88
4.4.2 **損傷形態** ·····94
4.4.3 **歯車の損傷過程** ·····96
4.5 **焼結ローラと焼結歯車の面圧強さの比較** ·····96
4.6 **結　言** ·····100
参考文献 ·····102

第５章　浸炭硬化鋼ローラおよび歯車の面圧強さ ·····103
5.1 **緒　言** ·····103
5.2 **鋼ローラの面圧強さと損傷形態（スポーリングの場合）** ·····104
5.2.1 **スポーリング強さ** ·····104
5.2.2 **損傷形態** ·····107
5.2.3 **ローラの損傷過程** ·····108
5.2.4 **スポーリング強さとローラ側面硬さの関係** ·····114
5.3 **鋼ローラの面圧強さと損傷形態（ピッチングの場合）** ·····115
5.3.1 **ピッチング強さ** ·····115
5.3.2 **損傷形態** ·····116
5.3.3 **ローラの損傷過程** ·····118
5.4 **焼結ローラと鋼ローラの面圧強さの比較** ·····123
5.5 **鋼ローラのスポーリング強さとピッチング強さの比較** ·····124

5.6 鋼歯車の面圧強さと損傷形態 ……125
5.6.1 面圧強さ ……125
5.6.2 損傷形態 ……127
5.6.3 歯車の損傷過程 ……130
5.6.4 動的性能 ……134
5.7 鋼ローラと鋼歯車の面圧強さの比較 ……139
5.8 焼結歯車と鋼歯車の面圧強さの比較 ……141
5.9 結 言 ……141
参考文献 ……143

第6章 硬さと応力による面圧強さの評価 ……145
6.1 緒 言 ……145
6.2 ヘルツ接触表面下の応力分布 ……145
6.2.1 内部応力の理論解析 ……145
6.2.2 理論解析による内部応力分布の計算結果 ……153
6.2.3 有限要素法による内部応力分布の計算結果 ……158
6.3 硬さとせん断応力によるスポーリング強さの評価 ……160
6.3.1 硬さに対するせん断応力の比の算出 ……160
6.3.2 スポーリング損傷深さの評価 ……161
6.3.3 スポーリング強さの評価 ……167
6.4 硬さと垂直応力によるピッチング強さの評価 ……175
6.4.1 硬さに対する垂直応力の比の算出 ……175
6.4.2 ピッチング強さの評価 ……176
6.5 結 言 ……180
参考文献 ……182

第7章 総 括 ……183

謝 辞 ……187

第1章　緒　論

無数の小球（ショット）を高速で被加工材表面に衝突させる加工法をショットピーニング[1]という．ショットピーニングの作用としては，痕(こん)の生成，表面改質，圧縮残留応力の付与，加工硬化などが挙げられ，ショットピーニングの効果としては，被加工材の疲れ強さの向上，耐摩耗性の向上，耐応力腐食割れの向上だけでなく，トライボロジー効果[2]，熱伝達特性の向上[3]，流体抵抗の減少[4]などがある[5]．現在，ショットピーニングを利用している主なものには，翼，機体，タービン，ランディングギヤからねじに至る航空機のほとんどの部品，そして，ばね，歯車，コネクティングロッド，クランクシャフトなどの自動車部品，さらには，石油や化学プラントの圧力容器などがある．ショットピーニングは，被加工材に対して，ショットの材質，硬さ，粒径，比重などを吟味し，ショットの投射条件である投射速度，投射量，投射時間，投射密度，投射角などをフィードバック制御することにより，最適な加工条件下で行われる．これに対し，加工条件をあまり管理せずに実施する場合をショットブラストと表現することが多い．ショットブラスト[6][7]は，部品のスケール落とし，バリ取り，下地処理，梨地加工などに用いられている．

そもそもショットピーニングの始まりは，19世紀後半までさかのぼる．1870年にB.C.Tilghmanは，蒸気や水，圧縮空気を吹き付けることによる切断や研磨，そして，遠心力による研磨材の投射を特許として発表している．同年の博覧会においてTilghmanは，コランダムの粒子を300lbs/in^2 {2.07MPa}という高圧の水蒸気でダイヤモンドに吹き付け，ダイヤモンドを切断して人々を驚かせた[8]．それがショットピーニングの起源とされている．同じくTilghmanは金属小球の製造を目的に，回転させたディスク形状の受け皿の上に溶融金属を注ぎ，滴の形で金属を発射させ，空中で冷却・凝固させる方法を考案し，この方法によって鋳鉄球を製造することに成功した[9]．このとき，針金を短く切断することによって粒を製造することも考案しており，カットワイヤショットの原形であったと考えられる．1927年にE.G.Herbertは，鋼球を落下させ，鋼材に衝突させる方法を「Cloudburst」と名付け，この方法によって鋼材が加工硬化することを発表した[9]．そして，1930年代になると板ばねにショットブラストを施すことにより，ばねの寿命が向上することが発見された[9]．この頃からショットピーニングが注目され始め，ショットピーニングに関する研究が増え始める．1943年にはJ.O.Almenが，ショットピーニング強度の標示法である「Almen Gauge System」を考案した[10]．薄い金属板の片面にショットピーニングを施すと，金属板のその表面が一様に叩き延ばされるため，円弧状に変形する．一般にショットピーニング強度が強いほど，金属板の変形量も大きくなるので，その金属板の湾曲高さがショットピーニング強度の指標の1つとなり，現在，最も広く普及している強度標示方法である．

欧米では20世紀前半にはショットピーニングに関する研究が盛んに行われていたが，日本においてショットピーニングが実質的に始まったのは，1950年に米軍の軍用車用懸架ばねの修繕が日本で

発注されたときであった[11]．1950年代から日本でばねに対するショットピーニングの研究が始まり[12]，その後，自動車部品や航空機部品などに対してもショットピーニングの用途が広がっていった．さらに最近では，新しいピーニング方法が研究され，疲れ強さや耐摩耗性の向上が確認されている．その新しいピーニング[13][14]として，ウォータージェットピーニング，超音波ピーニング，レーザピーニング，キャビテーションピーニングが挙げられる．これら4つの手法について簡単に紹介する．

ウォータージェットピーニング[15]～[17]とは，浸炭硬化鋼歯車の高強度化手法として開発されたショットピーニングである．直径0.05～0.20mmのガラスビーズを100～250MPaの高圧水により歯車歯面に投射させ，最大で約1500MPaの圧縮残留応力が付与された．表面粗さ（最大高さ）R_zが0.8μmと5.0μmの歯車にウォータージェットピーニングをそれぞれ行うと，表面粗さR_zはそれぞれ，1.6μmと7.0μmになるという結果が得られている．また，歯車の単純曲げ疲れ試験において，浸炭硬化鋼歯車はウォータージェットピーニングにより曲げ強さが約50%向上し，歯車の動力循環試験における面圧強さは約17%の向上が認められた[17]と報告されている．このウォータージェットピーニングはRV車やミニバン，キャンピングカーなどのファイナルドライブギヤに採用されている[17]．ここで歯車の面圧強さとは，歯面間の滑り・転がり接触に対する歯面の疲労強度をいう．

超音波ピーニング[18]～[21]とは，超音波振動を利用したショットピーニングであり，圧電型トランスデューサにより20kHzの電気信号が機械的振動に変換され，ブースターとソノトロードで所定の振幅（30～200μm）に増幅された後，密閉容器内のショットに伝達される．超音波ピーニング用のショットには直径0.4～3.0mmのベアリングボールや超硬ボールなどが用いられ，密閉容器内で気体の分子運動のようにランダムな跳ね返りを繰り返すことで，被加工物にピーニング効果が付与される．直径0.86mmの超硬ボールで歯車に超音波ピーニングを行った場合，最大圧縮残留応力は1500MPa，表面粗さR_zは4.59μmという結果が得られている[18]～[21]．

レーザピーニング[22]～[24]とは，水中でパルスレーザを照射したときに発生する高圧プラズマの衝撃作用を利用したピーニング技術である．プラズマの圧力は数GPaに達し，ステンレス鋼にレーザピーニングを施した場合，圧縮残留応力は約700MPaとなり，表面付近の硬さは約30%増大する結果となった[24]．

キャビテーションピーニング[24]～[27]とは，キャビテーション気泡の崩壊時に生じる衝撃波やマイクロジェットによる衝撃力により材料表面にピーニング効果を付与する技術である．具体的には，大気中に低速水噴流を噴射して，その中心に高速水噴流を噴射するものであり，水中キャビテーション噴流やウォータージェットなどより加工能力が大きいことが明らかにされている[25]．また，浸炭硬化されたクロムモリブデン鋼の回転曲げ疲れ試験において，ショットピーニングを施すことにより疲れ強さは向上したが，キャビテーションピーニングを施すと，ショットピーニングの場合よりさらに疲れ強さが増大した[26][27]．

このようにピーニング効果を付与する新手法の研究が進んでおり，ショットピーニングの進展と合わせて，機械要素のさらなる疲れ強さ向上が期待できる．近年，自動車のトランスミッションの小型化・軽量化，変速の多段化に加え，エンジンの高出力化に伴い，歯車の高強度化は重要な課題となっている[28][29]．その課題の克服を目指し，トランスミッションの大きさはそのままという制約条件の下，歯車配列の見直し，構成歯車の歯幅や軸間距離の縮小，軸剛性の向上，ベアリングの変更，新材料の採用，ミッションケースの薄肉化などが行われるが，必要部位については，ショットピーニングが施される[14][30]．また，自動車のモデルチェンジ時にエンジン出力が増加しても，ショットピーニングによる歯車の高強度化が可能であるならば，これまでと同サイズのトランスミッションでその動力を伝達することができる．これにより新規のトランスミッションを設計・製作することなく同サイズのトランスミッションで対応でき，トランスミッションの共通化，部品数の低減を図る場合もある[31]．

自動車用歯車に必要なショットピーニング条件は，1980年代以前は遠心式装置によるアークハイト0.4～0.5mmA，カバレージ300%，ショット粒径0.8mmであった．しかし，歯車のさらなる高強度化を目指し，次のようなショットピーニング条件が見いだされた[29]．1つは遠心式装置の翼車の回転速度を上げ，アークハイト0.7～0.8mmAのセミハードショットピーニングであり，もう1つは，圧縮空気を用いてショットを投射するエアノズル式で，アークハイトは0.95～1.1mmAのハードショットピーニング[32]である．Moの増加による浸炭層の靭(じん)性向上および不純物元素の低減による結晶粒界の強化を行った高強度材料（CM818H材）に上記のセミハードショットピーニングならびにハードショットピーニングを施した場合，従来のショットピーニングに対して，ハードショットピーニングは約6倍，セミハードショットピーニングは約2倍の疲れ強さ向上が得られた[29]．しかし，ショットピーニングによる表面粗さの増大は，歯車の疲れ強さ向上に悪影響を及ぼすことがあることから，ショットピーニング後に歯先盛り上がり部を除去加工する方法や歯面研削などが検討され，その手法を自動車用歯車に適用した例もある[29]．

ショットピーニングにより表面粗さを低減させる手段として，二段ショットピーニング[33]がある．これは一段目にハードショットピーニングまたは大径ショット（例えば直径0.7～1.1mm）によるショットピーニングを行った後，二段目に小径ショット（例えば直径0.05～0.3mm）を投射させ，一段目のショットピーニングで増大した表面粗さを小さくさせるものである．二段ショットピーニングの特徴として，一段目の大径ショットによる深い圧縮残留応力分布と二段目の小径ショットによる表面付近での高い圧縮残留応力分布を加算したような圧縮残留応力分布が得られ[31]，一段のみのショットピーニングの場合より表面付近の硬さ分布や圧縮残留応力分布が増大し，歯車などの疲れ強さが向上する[33]～[38]ことが報告されている．

JICSTのデータベースにおいて，1985年から1998年までの間のショットピーニングに関する文献は1362件ある[5]．それらの文献の国別割合をみてみると，日本が41.8%で最も多く，アメリカ15.6%，

ドイツ 13.0%，イギリス 12.3%，フランス 4.7% の順になっており，特に日本でショットピーニングに関する研究が取り組まれていることがわかる．また，それらの文献をショットピーニングの目的別に分類すると，疲れ強さに関する文献が圧倒的に多く，全体の半数近くに達する．そして，被加工材の観点からみると，世界では低合金鋼，浸炭鋼，アルミニウム合金，ばね鋼などに関する文献が多いが，日本では浸炭鋼に関する文献が最も多い．これは日本で浸炭鋼が多用されている自動車用歯車に関する研究が多いためであると考えられる．さらに，歯車とショットピーニングに関する文献に着目すると，JST7580（科学技術全分野 1975 ～ 1980 年）と JSTPlus（科学技術全分野 1981 年以降）のデータベースで，1975 年から 2003 年の 29 年間に 430 件あり，そのうち日本で発行された文献（英語の文献を含む）は 275 件ある．430 件の中の 275 件が日本で行われた研究とは単純にいえないが，歯車の強度や性状などに及ぼすショットピーニングの影響に関する研究が日本で数多く行われていることがわかる．先述したように欧米に比べ，日本でのショットピーニングに関する研究の始まりは遅かったが，歯車の強度向上が要求されている現在，歯車とショットピーニングに関する研究が日本で活発に行われていることは，日本が動力伝達分野においても技術先進国であることを十分に裏付けられる．

歯車の主な損傷形態[39][40]には，ピッチングやスポーリングなどの表面損傷，過負荷や疲れなどによる折損，歯形が変形する塑性変形，油膜が破断することで発生するスカッフィング，凝着摩耗やアブレシブ摩耗に代表される摩耗などが挙げられる．それらの損傷形態の中でも，歯車の強度設計においては，面圧強さの観点からピッチングやスポーリングなどの表面損傷について，そして曲げ強さの観点から歯元曲げ疲労による歯元からの折損について議論されることが多い[41]．ここで，表面損傷とは，作用歯面が繰返し応力を受けているうちに，接触面下の材質の一部が疲労破壊して脱落し，穴状の痕跡（ピット）あるいは大きなはく離痕を残す現象のことをいう[42]．ピッチングとスポーリングは同じ表面損傷の部類にあり，損傷形態の分類方法に世界的な統一基準がないことから，研究者によってピッチングとスポーリングの分類が異なる場合がある．しかし一般的には，き裂の発生起点として，表面から発生したき裂に起因するはく離をピッチング，表面下で発生したき裂に起因するはく離をスポーリングと定義されている．

ショットピーニングによる曲げ強さの向上は数多く報告されており[43]～[47]，曲げ強さはアークハイト値の増加に比例する傾向にある．しかし，歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響に関しては，ショットピーニングによる硬さと圧縮残留応力の増加は得られるものの，疲れ強さや歯車精度に悪影響となる表面粗さも増大することから，ショットピーニングによりピッチング寿命が向上した報告[48]～[51]と低下した報告[52][53]，さらに向上および低下した報告[54]が存在する．また，ショットピーニングによる表面硬さ，圧縮残留応力，表面粗さとピッチング強さの関係を示した報告[55]などもある．これらのピッチング強さが低下した報告では，ショットピーニングによる表面粗さの増大がピッチング強さに悪影響を及ぼしたと結論づけている．このようにピッチング

強さに及ぼすショットピーニングの影響について検討した研究は数多く報告されているが, 表面下のき裂発生に起因するスポーリング強さに及ぼすショットピーニングの影響に関する報告[44]はあまりない.

藤田・吉田らは, 浸炭硬化鋼歯車[56], 浸炭硬化鋼ローラ[57], 窒化歯車[58], 窒化ローラ[59], 高周波焼入れローラ[60]などの疲れ試験を行い, 歯車やローラの硬さ分布に対する接触表面下のせん断応力分布の比が極大となる深さとスポーリングき裂の発生深さがほぼ一致することを明らかにしている. さらに, 歯車やローラの硬さに対するせん断応力の比の振幅を用いることで, スポーリングき裂の発生深さを推定することができ, スポーリング強さの評価や面圧強さに対する最適硬化層深さの算出が可能であることを示している. また, 藤田・吉田らは, 調質ローラや高周波焼入れローラのピッチングにおいて, ローラの硬さに対する垂直応力の比を用いることにより, ピッチング強さを評価できることも示している[61][62].

焼結材で製作された機械部品は自動車部位の中でも, 特にエンジン部分と駆動部分に多く用いられている. 自動車1台当たりの焼結部品の使用量は, 20年前と比較して日本でもアメリカでも2倍以上に増加しており[63], 今後も増加する傾向にあると予想される. 金属粉の圧縮と焼結により材料および製品を製造する技術を粉末冶金というが, 粉末冶金により製造された機械部品の特徴として, 次のことが挙げられる. 決められた形により近いニヤネットシェイプならびに決められた形どおりのネットシェイプを実現できること, 同形状のものを大量生産することが可能であること, 金型の精度が製品に反映されるので, 高精度のものが得られること, 機械加工を省略できることから, 溶製鋼で製造した機械部品より生産コストを抑制できることなどである. 1940年頃, アメリカのGeneral Motorsで自動車用のオイルポンプギヤの焼結化に成功した. この部品は, それまで鋼材を機械加工し, 歯切り加工を行って仕上げていたが, 焼結化により, ホブ盤などの多くの工作機械や熟練工が不要となり, 設備費, 人件費を抑制できた上, 短時間に大量生産することが可能になった[64]. その後, 焼結機械部品の用途は, 自動車や自動二輪車を始めとする輸送機械, OA機器や土木建設機械, 農業機械などの産業機械, 家電製品や電動工具などの電気機械などに広がっていった. しかし, 焼結材は気孔を有するため, 鋼材より強度的に弱いことが欠点であり, 浸炭硬化鋼歯車のように高負荷環境下で用いることができないのが現状である. そこで近年では, 焼結材の強度向上のため, 高密度化, 超微粒化, 焼入れ性や加工性の改善, 黒鉛の拡散防止などが試みられている[65]. 鋼歯車の高強度化のために, 表面強化法としてショットピーニングが歯車に適用されているが, 焼結歯車には適用されていない. また, 焼結歯車の疲れ強さに及ぼすショットピーニングの影響を検討した研究[66][67]はあまりみられない.

そこで本研究では, 浸炭硬化させた鋼歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響を検討して, 鋼歯車のさらなる高強度化を目指すことを目的としている. さらに, プラズマ浸炭硬化させた焼結歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響について検討を行い, 生産コストを抑制

するためにも，鋼歯車の代替歯車として焼結歯車の高強度化を目指すことを目的としている．

本論文は，緒論，総括および5つの章から構成されており，その概要を以下に示す．

第2章では，直径30mmおよび直径60mmのプラズマ浸炭硬化焼結ローラ，モジュール5mm，基準圧力角20°，歯数16枚のプラズマ浸炭硬化焼結歯車，直径60mmの浸炭硬化鋼ローラ，モジュール5mm，基準圧力角20°，歯数20枚の浸炭硬化鋼歯車に対し，異なる条件でショットピーニングを施し，ローラおよび歯車の表面性状に及ぼすショットピーニングの影響について検討を行った．

第3章では，二円筒滑り転がり疲れ試験機を用いたローラの転がり疲れ試験ならびに動力伝達式歯車試験機を用いた歯車の運転疲れ試験について述べた．さらに歯車のかみあいにおける荷重分担率，相対曲率半径，滑り率などの変化について示した．また本論文で用いたローラ対および歯車対において求めた理論最小油膜厚さ $h_{\min}$ と2面間の潤滑状態を表す無次元数の D 値から，ローラおよび歯車の潤滑状態について検討した．

第4章では，焼結ローラの転がり疲れ試験，焼結歯車の運転疲れ試験を行い，焼結ローラならびに焼結歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響について明らかにした．さらに，直径30mmと直径60mmの焼結ローラの面圧強さの比較，焼結ローラと焼結歯車の面圧強さの比較を行った．

第5章では，スポーリング損傷が発生しやすいシャープエッジ形状の鋼ローラとピッチング損傷が発生しやすい面取り形状の鋼ローラを用いて，それらのローラの転がり疲れ試験を行った．そして，鋼ローラのスポーリング強さおよびピッチング強さに及ぼすショットピーニングの影響について明らかにした．さらに，鋼歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響について明らかにした．そして，焼結ローラと鋼ローラの面圧強さの比較，鋼ローラのスポーリング強さとピッチング強さの比較，鋼ローラと鋼歯車の面圧強さの比較，焼結歯車と鋼歯車の面圧強さの比較を行った．

第6章では，本論文で用いたローラおよび歯車の内部応力を求め，硬さに対する直交せん断応力の比の振幅または硬さに対する垂直応力の比の振幅を用いることにより，スポーリング損傷発生深さならびにローラおよび歯車の面圧強さについて評価を行った．

第7章では，各章で得られた結果について総括している．

参考文献

(1) ショットピーニング技術協会編著，金属疲労とショットピーニング，(2004)，1，現代工学社.

(2) 青木 勇, 成形金型の潤滑性能に及ぼすショットピーニングの効果, ショットピーニング技術，5-3，(1994)，99-104.

(3) V.S.Nadkarni, S.G.Sharma, M.C.Sharma, Shot Peening, Coating and Boiling Heat Transfer, Shot Peening 1990, (1990), 57-62.

(4) K.Iida, K.Miyazaki, Peening Effect on Flow Resistance of Air, Shot Peening 1990, (1990), 73-82.

(5) 当舎勝次, JICSTファイルにおけるショットピーニング技術の研究動向, ショットピーニング技術，12-3，(2000)，155-160.

(6) 間瀬恵二，ブラスト加工機の開発動向，精密工学会誌，52-6，(1986)，972-974.

(7) 竹田 仁・梅村 貢，各種ブラスト処理技術の展開，防錆管理，5，(1993)，214-219.

(8) 廣瀬正吉著，ショットピーニング，(1955)，48，誠文堂新光社.

(9) H.J.Plaster, The History and Developments of the Impact Treatment Processes, Journal of Mechanical Working Technology, 8-2/3, (1983), 203-216.

(10) J.O.Almen, Peened Surfaces Improve Endurance of Machine Parts, Metal Progress, 270, (1943), 209-215.

(11) ショットピーニング技術協会編著，ショットピーニングの方法と効果，(1997)，iii，日刊工業新聞社.

(12) 栗原義昭，ばねに対するショットピーニング技術の変遷，ショットピーニング技術，13-3，(2001)，133-149.

(13) ショットピーニング技術協会編著，金属疲労とショットピーニング，(2004)，131，現代工学社.

(14) 渡辺陽一, 自動車用動力伝達部品の表面改質技術動向, 塑性と加工，43-497，(2002)，463-468.

(15) 鈴木貞次・菅野忠雄・田岡明範，ウォータージェット式ショットピーニングの開発と現状，ショットピーニング技術協会シンポジウム，1997，(1997)，45-50.

(16) 鈴木貞次，ウォータージェットを用いた歯車の高強度化法，熱処理，38-5，(1998)，273-276.

(17) 日本機械学会研究協力部会RC156コンペティティブ歯車装置のための最新設計製造技術調査研究分科会研究報告書，(2000)，164-166，日本機械学会.

(18) Kaneshi Hattori, Yoshihiro Watanabe, Mitsuru Handa, Jean-Michel Duchazeaubeneix, Searching for the Most Suitable Condition and the Suggestion of Each Application in Ultrasonic Shot Peening, Shot Peening, (2003), 31-36, John Wiley & Sons Inc.

(19) 服部兼久・渡辺吉弘・半田 充, 超音波振動を利用したショットピーニング方法の提案, ショッ

トピーニング技術，15-1，(2003)，9-14.
(20) ショットピーニング技術協会編著，金属疲労とショットピーニング，(2004)，132，現代工学社.
(21) 服部兼久・渡辺吉弘・半田 充，超音波振動を利用したショットピーニングについて，ショットピーニング技術，15-2，(2003)，78-79.
(22) 佐野雄二・依田正樹・向井成彦・小畑 稔，レーザーの水中照射による金属材料の残留応力改善メカニズム，日本原子力学会誌，42-6，(2000)，567-573.
(23) D.W.See, J.L.Dulaney, A.H.Clauer, R.D.Tenaglia, The Air Force Manufacturing Technology Laser Peening Initiative, Surface Engineering, 18-1, (2002), 32-36.
(24) ショットピーニング技術協会編著，金属疲労とショットピーニング，(2004)，134，現代工学社.
(25) H.Soyama, Introduction of Compressive Residual Stress Using a Cavitating Jet in Air, Transactions of the ASME. Series H, Journal of Engineering Materials and Technology, 126-1, (2004), 123-128.
(26) 祖山 均・斎藤健一，キャビテーション・ショットレス・ピーニングとショット・ピーニングの比較，ショットピーニング技術，14-2，(2002)，72-73.
(27) 祖山 均，キャビテーション損傷とキャビテーションによる表面改質法，トライボロジスト，48-10，(2003)，814-820.
(28) 渡辺陽一，自動車駆動系歯車の材料・熱処理技術，設計工学，38-7，(2003)，351-357.
(29) 鈴木義友，自動車における変速装置用歯車製造の現状，応用機械工学，32-9，(1991)，70-77.
(30) 飯島正一・高野孝雄，いすゞマニュアルトランスミッションの変遷，いすゞ技報，97，(1999)，76-81.
(31) 浜坂直治，ハードショットピーニング技術の現状と将来展，熱処理，39-5，(1999)，264-270.
(32) 浜坂直治・中尾 力，ハードショットピーニング技術とその歯車への応用，熱処理，35-2，(1995)，105-111.
(33) 越宗昌之・松井勝幸・板屋光彦，2段ショットピーニングによる歯車の疲労強度向上，いすず技報，103，(2000)，84-88.
(34) 江上 登・加賀谷忠治・井上宣之・竹下弘秋・水谷 肇，微粒子ピーニングを施したSCM415真空浸炭材のハイブリッド表面改質効果，日本機械学会論文集（A編），66-650，(2000)，1936-1942.
(35) 服部兼久・渡邊吉弘・長谷川典彦，疲労寿命の統計的性質に及ぼすショットピーニング条件の影響，ショットピーニング技術，13-2，(2001)，72-73.
(36) 衛藤洋仁・松井勝幸・安藤 柱，ショットピーニング条件および残留オーステナイト量が残留応力に及ぼす影響，ショットピーニング技術，14-2，(2002)，68-69.

(37) ショットピーニング技術協会編著，金属疲労とショットピーニング，(2004)，46，現代工学社.
(38) Ahmad, E.D.Jr.Crouch, Residual Stresses Maximized by Two-Stage Shot Peening, Heat Treat, Mar, (1990), 36-38.
(39) 日本機械学会研究協力部会RC156コンペティティブ歯車装置のための最新設計製造技術調査研究分科会研究報告書別冊 歯車損傷図集，(2000)，1，日本機械学会.
(40) 日本機械学会研究協力部会RC184歯車装置の次世代設計・製造技術調査研究分科会研究報告書別冊 歯車損傷図鑑，(2002)，1，日本機械学会.
(41) 日本機械学会研究協力部会RC184歯車装置の次世代設計・製造技術調査研究分科会研究報告書，(2002)，30-38，日本機械学会.
(42) 日本機械学会研究協力部会RC184歯車装置の次世代設計・製造技術調査研究分科会研究報告書別冊 歯車損傷図鑑，(2002)，155，日本機械学会.
(43) B-R.Hoehn, P.Oster, U.Weigand, Influence of Material and Heat Treatment Aspects on Tooth Root Strength of Case Carburized Gears, VDI Ber (Ver Dtsch Ing), 1665-2, (2002), 1087-1097.
(44) 永村和照・池条清隆・志賀 隆・菊池 健，高濃度浸炭鋼歯車の曲げ強度と歯面強度，広島大学大学院工学研究科研究報告，51-1，(2002)，9-15.
(45) 穂屋下 茂，ショットピーニング，バレル研磨処理を用いた面粗さ形状の改善による面圧強度の向上法，トライボロジスト，47-10，(2002)，772-777.
(46) T.K.Hidayetoglu, Effect of the Gear Finishing Process on Bending Fatigue Crack Initiation and Propagation in Spur Gears, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C, 215-C7, (2001) 785-792.
(47) 森川浩次・有浦泰常・石丸良平・五家政人，微粒子ショットピーニングがオーステンパ処理球状黒鉛鋳鉄の面圧強さに及ぼす影響，日本機械学会論文集（C編），67-653，(2001)，240-245.
(48) 小林幹和，ショットピーニングによる自動車部品の疲労強度向上について，材料，50-12，(2001)，1413-1414.
(49) 穂屋下 茂・瀬戸清和，浸炭窒化歯車鋼の面圧強度向上に関する研究－ショットピーニング処理とバレル研磨処理の影響－，精密工学会誌，66-11，(2000)，1766-1770.
(50) 松井勝幸・衛藤洋仁・雪竹克也・三阪佳孝・安藤 柱，複合表面改質による歯車の疲労強度向上に関する研究，日本機械学会論文集（A編），66-650，(2000)，1878-1885.
(51) 有浦泰常・森川浩次・石丸良平・松川洋二・五家政人，ショットピーニングがオーステンパ処理球状黒鉛鋳鉄の面圧強さに及ぼす影響，日本機械学会論文集（C編），66-643，(2000)，936-943.
(52) D.V.Girish, M.M.Mayuram and S.Krishnamurthy, Influence of Shot Peening on the Surface Durability of Thermomechanically Treated En 24 Steel Spur Gears, Tribology International, 30-12, (1997), 865-

870.

(53) 房田秀彦・内藤賢一郎・片山 昌, 浸炭鋼の接触疲労寿命に及ぼすショットピーニングの影響, 材料とプロセス, 6-6, (1993), 1766.

(54) 吉崎正敏, ショットピーニングが浸炭歯車の歯面性状と歯面強度に及ぼす影響, 日本機械学会論文集（C 編）, 66-649, (2000), 3116-3123.

(55) 鈴木智博・小川一義・堀田昇次, 浸炭鋼のピッチング疲労強度に及ぼすショットピーニングの影響, 日本機械学会論文集（C 編）, 65-637, (1999), 3765-3771.

(56) 吉田 彰・藤田公明・藤田陽一・太田一忠, 浸炭硬化歯車の疲れ強さに及ぼす基準圧力角の影響, 日本機械学会論文集（C 編）, 51-472, (1985), 3228-3297.

(57) 藤田公明・吉田 彰・山本敏夫・山田富稔, 浸炭鋼・SNC21 の面圧強さと最適硬化層深さ, 日本機械学会論文集（C 編）, 42-358, (1976), 1916-1924.

(58) 吉田 彰・藤田公明・宮西希一・鳥居 修・小西大二郎・東 健司, 窒化歯車の疲れ強さに及ぼす硬化層深さの影響, 日本機械学会論文集（C 編）, 53-485, (1987), 164-170.

(59) 藤田公明・吉田 彰, 鋼ローラの面圧強さに関する研究（浸炭硬化および窒化ローラの場合）, 日本機械学会論文集（C 編）, 43-372, (1977), 3150-3159.

(60) 藤田公明・吉田 彰・中瀬和夫, 高周波焼入れ S45C 鋼の面圧強度と最適硬化層深さ, 日本機械学会論文集（C 編）, 44-387, (1978), 3932-3940.

(61) 藤田公明・吉田 彰, 鋼ローラの面圧強さに関する研究（硬さと強さとの関連）, 日本機械学会論文集（C 編）, 45-396, (1979), 936-944.

(62) 吉田 彰・小西大二郎・斉藤光範・藤田公明, 調質鋼ローラのピッチングに及ぼす機械加工法とあらさの影響（第 1 報）―同一ローラ同士の組合せの場合―, 潤滑, 33-8, (1988), 637-645.

(63) 日本粉末冶金工業会編, 平成 14 年度日本冶金工業会年報, (2003), 10, 日本粉末冶金工業会.

(64) 日本粉末冶金工業会編著, 焼結機械部品―その設計と製造―, (1987), 5, 技術書院.

(65) 石井 啓・筒井唯之・山西祐司, 焼結機械部品の技術動向, 電気製鋼, 74-4, (2003), 247-258.

(66) T.J.Meister, Improve Fatigue Life and Crush with Shot Peening, Advances in Powder Metallurgy and Particulate Materials, 2003-7, (2003), 246-256.

(67) 小田 哲・小出隆夫・平田 仁・木口真二・和田正晴, 焼結金属歯車の負荷能力に関する研究, 日本機械学会論文集（C 編）, 59-565, (1993), 2825-2829.

第2章　ショットピーニングを施したローラと歯車の表面性状

2.1　緒　言

ショットピーニングは機械部品の強度向上に用いられ，自動車などの軽量化，コンパクト化に大きく貢献している．日本では1950年代に自動車用ばねにショットピーニングが適用され，1980年代以降から自動車の駆動系歯車，コネクティングロッド，クランクシャフトなどのエンジン部品などにショットピーニングが用いられるようになった[(1)]．駆動系歯車の大半には浸炭焼入れが施されており，歯車自体が高硬度であることから，ショットピーニングによる歯車の強度向上を得るためには，高硬度のショットを用いて強いショットピーニングを行う必要がある．歯車の曲げ強さには強いショットピーニングを施すほど向上するという結果[(2)]～[(6)]が得られている．しかし必ずしも強いショットピーニングが歯車の疲れ強さ向上に適しているとはいえず，歯面精度の悪化や歯車騒音を招く問題がある．このため，ショットピーニングの効果を最大限に引き出すために，ショットピーニングに関する解析も幅広く行われている．例えば，歯車形状に対する最適なショット粒径を示し，モジュールに対して大きすぎるショット粒径を用いると，ショットが歯元付近に衝突しにくくなり，疲れ強さが低下することを示した報告[(7)]や，疲れ強さに及ぼすショットピーニングによる残留応力の影響を破壊力学的に解析した報告[(8)]などがある．

機械部品の製造手段としては，溶製鋼を機械加工する方法に加え，鋳造，鍛造，粉末冶金などが挙げられる[(9)]．鋳造法とは，金属または合金をその融点以上の温度に加熱溶解し，あらかじめ模型を使って製作した鋳型に溶解した金属を鋳込み，冷却後，砂落としなどを行って，製品とする方法である．次に鍛造とは，固体の材料の一部または全部に，降伏点を越える応力を与えることにより塑性変形を起こさせ，所定の形状や寸法にして製品とする方法である．そして粉末冶金とは，金属粉の成形と焼結による機械部品の製造方法である．機械部品の形状を金型で製作し，その金型に金属粉を入れ，成形・焼結することで，金型の形状が転写され，機械部品の完成形に近いものあるいは完成形ができあがる．

鋳造，鍛造，粉末冶金の3つの製法に対して製品の大量生産への適用性について考慮すると，まず鋳造は1つの製品につき1つの鋳型を必要とするため量産向きではない．また材料に負荷を加え加工硬化させることで材質の改善が期待できる鍛造は，大量の製品を作り出すことが可能であるが，鍛造後の加工は困難であり，複雑な機械部品への適用には向かないのが現状である．一方，上記の2製法と比べ，粉末冶金は1つの金型で大量の製品を製作でき，さらに成形・焼結後の圧粉密度（6.2～7.3g/cm^3）は一般にその金属粉の真の密度（約7.9g/cm^3）より低いため，強さに多少の問題があるものの，かなり複雑な形状に対してもニヤネットシェイプ加工やネットシェイプ加工が可能で，機械加工を省略できる利点を有する．

従来，歯車は，鋼材を機械加工し，ホブ切り加工後，熱処理し研削仕上げを行う工程により製作

され，そのため機械加工に時間とコストを費やさなければならない．これに対し粉末冶金では短時間に大量生産が可能である．また，鍛造と粉末冶金の原材料費は同程度であるが，粉末冶金の設備費は鍛造より少なくてすみ，機械加工を省略することが可能な粉末冶金は，機械部品製造のコストダウンにつながる理にかなった製法であるといえる．さらに，金型の精度が製品に反映される粉末冶金では，近年の金型の精度向上により高精度の焼結機械部品が得られる[10]．したがって，生産の短時間，低コスト，高精度の観点から，自動車や自動二輪車などに用いられる歯車などの機械部品の多くは，粉末冶金により製造されている．

焼結機械部品の強度を向上させるための表面強化法として，ショットピーニングが挙げられるが，焼結材とショットピーニングの関係についての研究は数少ない．さらに，焼結材で製作された歯車の強さに及ぼすショットピーニングの影響について詳細に検討した研究はみられない．

ショットピーニングを施した歯車の疲れ強さを検討するためには，それらの歯車の運転疲れ試験ならびに歯車のかみあいをモデル化したローラの転がり疲れ試験を行う必要がある．ショットピーニングには，加工方法や投射材，加工条件など多岐にわたる条件が存在する．したがって，ローラおよび歯車に種々の条件でショットピーニングを施し，それらの疲れ試験を行う前に，ローラおよび歯車の表面性状に及ぼすショットピーニングの影響を検討する必要がある．

そこで本章では，プラズマ浸炭硬化させた焼結ローラおよび焼結歯車，そして浸炭硬化させた鋼ローラおよび鋼歯車にショット投射速度，ショット粒径，ショット硬さ，ショット投射時間の異なる条件でショットピーニングを施し，ローラならびに歯車の硬さ，圧縮残留応力，表面粗さなどを測定した．さらに焼結ローラおよび焼結歯車は気孔を有するため，ショットピーニング処理前後の気孔分布についても計測を行った．これらの結果から，ローラおよび歯車の表面性状に及ぼすショットピーニングの影響について検討を行った．

2.2　試験ローラと試験歯車

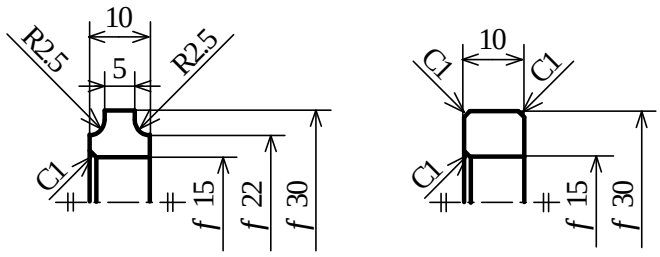
2.2.1　試験ローラ

ローラの疲れ試験方法については第3章で詳述するが，試験ローラと相手ローラの2つのローラを試験ローラ対として転がり疲れ試験を行う．本論文では，試験対象となる試験ローラに焼結ローラおよび鋼ローラを用いた．表2.1に焼結ローラの製造条件を示す．焼結ローラを製造するにあたり，直径35mmと直径65mmの焼結ディスクを製作した．焼結ディスクは，直径127～175μmの部分合金化鋼粉に潤滑効果と酸化防止のためにグラファイトとステアリン酸亜鉛を混合し，圧力64kN/cm^{2}で圧粉密度6.9g/cm^{3}に成形された後1403Kで焼結されている．

図2.1(a)と(b)に試験ローラ対の形状と寸法を示す．本論文では直径30mmの焼結ローラと直径60mmの焼結ローラおよび鋼ローラを使用した．焼結ローラの形状および寸法は，直径30mmの場

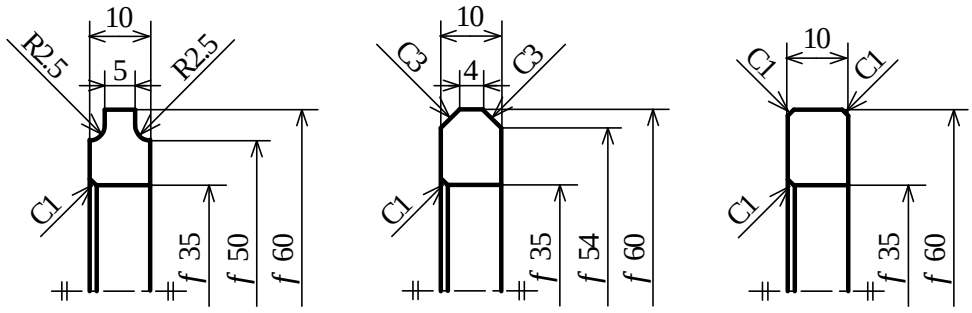
Table 2.1 Manufacturing conditions of sintered rollers

Powder type		0.7% Mn, 1.0% Cr 0.2% Mo, Balance Fe
Particle diameter		127μm to 175μm
Mixing		0.3% Graphite 0.8% Zinc stearate
Compacting pressure		64kN/cm^2
Green density		6.9g/cm^3
Sintering		1403K × 0.5hr, in N_2 gas
Machining		Turning
Plasma case-hardening	Temperature	1223K
	Heating time	2.7hr
	Atmospheric pressure	533Pa, $H_2 : C_3H_8 = 3 : 2$
Finishing		Grinding



Test roller Mating roller

(a) Test roller pair with 30mm in diameter



Test roller 1 Test roller 2 Mating roller

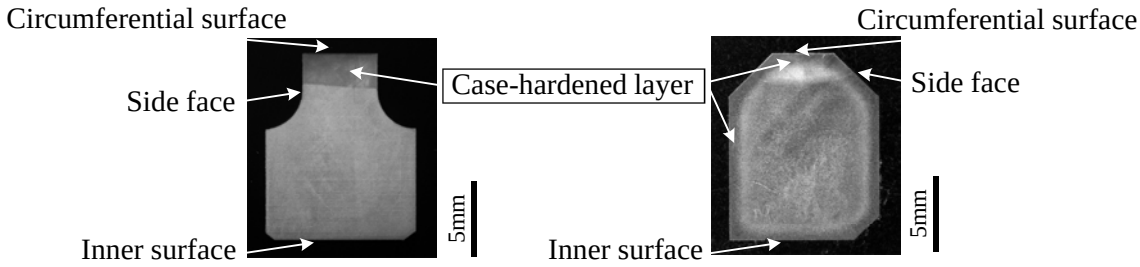
(b) Test roller pair with 60mm in diameter

Fig. 2.1 Shapes and dimensions of test roller pair

合，図2.1(a)の左端に示し，直径60mmの場合，図2.1(b)の左端（試験ローラ1）に示している．また直径60mmの鋼ローラは，図2.1(b)に示す試験ローラ1ならびに試験ローラ2の形状である．焼結ローラの製作では，直径35mmの焼結ディスクを図中の直径30mmの試験ローラ形状に，直径65mmの焼結ディスクを図中の直径60mmの試験ローラ形状にそれぞれ機械加工された後，ローラ円周面にプラズマ浸炭処理ならびに研削仕上げが行われた．ここで，直径30mmの焼結ローラの表記名をP3とし，直径60mmの焼結ローラの表記名をP6とする．浸炭処理として通常はガス浸炭処理が用いられるが，鋼材より圧粉密度の小さい焼結材に対してガス浸炭処理を用いると，炭素が焼結材内部まで浸透拡散するため，硬化層深さや組織の制御が困難になるという欠点がある．これに対してグロー放電を利用するプラズマ浸炭処理の場合は，低圧の浸炭性ガス中で浸炭を行うため，硬化層深さや組織の制御がガス浸炭処理に比べ容易となる．したがって本論文で用いた焼結ローラの熱処理には，プラズマ浸炭処理を適用した．プラズマ浸炭処理の条件は，表2.1に示すとおりである．なお，樹脂に酸化ホウ素などの浸炭防止材料を分散させた浸炭防止塗料を焼結ローラ側面に塗布し，プラズマ浸炭処理を行った．この浸炭防止により，ローラ側面からの浸炭硬化はなく，ローラ円周面のみから浸炭硬化された．

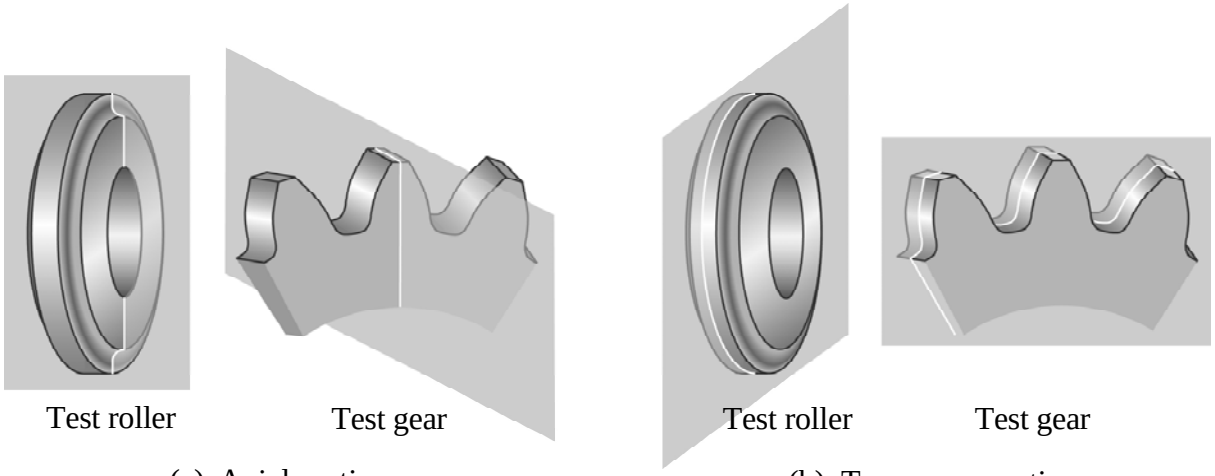
第3章で詳述するが，ローラおよび歯車の主な表面損傷として，ピッチング損傷とスポーリング損傷が挙げられる(11)．ピッチング損傷は表面き裂発生に起因し，スポーリング損傷は表面下き裂発生に起因する．そこで鋼ローラでは，スポーリング損傷に対する強さを表すスポーリング強さとピッチング損傷に対する強さを表すピッチング強さに着目する．試験ローラとして，スポーリング損傷が発生しやすいシャープエッジ形状のローラ（図2.1(b)の試験ローラ1）とピッチング損傷が発生しやすい面取り形状のローラ（図2.1(b)の試験ローラ2）を使用した．ここで，シャープエッジ形状の試験ローラ1を鋼ローラS1とし，面取り形状の試験ローラ2を鋼ローラS2とする．まず，図2.1(b)に示す鋼ローラS1を製作するにあたり，直径60.4mmに円筒研削されたクロムモリブデン鋼（JIS：SCM420）の丸棒にガス浸炭処理（CO_2 1.2vol%，C.P.［Carbon potential］0.6wt%，1203K×5h）を行い，図示のローラ形状に機械加工した．その後，焼入れ・焼戻し（焼入れ：1103K×0.5h油冷，焼戻し：427K×1h空冷）を行うことで，ローラ円周面のみから浸炭硬化されるようにしている．すなわち，鋼ローラS1のローラ側面からの浸炭硬化はない．その後，ローラ円周面を研削仕上げした．

図2.1(b)の中図に示す鋼ローラS2は，ローラ円周面にピッチング損傷を発生させるため，ローラ円周面下のローラ幅を大きくさせた．これにより，ローラ円周面下の応力を分散させることができ，表面下き裂発生に起因するスポーリング損傷が発生しにくくなると考えた．クロムモリブデン鋼（JIS：SCM420）を図示のローラ形状に機械加工した後，鋼ローラS1と同条件でガス浸炭処理，焼入れ・焼戻しを行い，ローラ円周面と側面が浸炭硬化されている．なお鋼ローラS2では，ローラ円周面にピッチング損傷を発生させることを目的としているので，ローラ側面に浸炭防止を施していない．本熱処理後，ローラ円周面に研削仕上げが施された．



(a) Steel roller S1 (b) Steel roller S2

Fig. 2.2 Cross section of steel roller



(a) Axial section (b) Transverse section

Fig. 2.3 Cross section of test roller and test gear

図2.2(a)**と**(b)**は，それぞれ鋼ローラ**S1**と**S2**の浸炭層を示したものである．各鋼ローラの軸断面を研磨した後，エチルアルコールと硝酸を**9:1**の割合で混合したナイタル液でエッチングを行い浸炭層を観察した．ここで，軸断面とは，図**2.3(a)**に示すように，ローラまたは歯車の軸方向に対して平行にそれらを切断した断面を示す．また後述する軸直角断面とは，図2.3(b)に示すように，ローラまたは歯車の軸方向に対して垂直にそれらを切断した断面を示す．鋼ローラ**S1**の浸炭層は図**2.2(a)**に示すとおりであり，ローラ円周面のみから浸炭されており，ローラ側面から浸炭されていないことが確認できる．また，鋼ローラ**S2**の浸炭層は図**2.2(b)**に示すとおりであり，ローラ円周面ならびに側面から浸炭されていることが確認できる．図**2.2(a)**と**(b)**より，鋼ローラ**S1**および**S2**の浸炭層の深さに大きな違いがみられるが，後述するローラ円周面下の硬さ分布には大きな違いがみられなかった．

なお，焼結ローラ**P3**の相手ローラ，焼結ローラ**P6**と鋼ローラの相手ローラは，クロムモリブデン鋼（焼結ローラの相手ローラには**JIS**：**SCM415**，鋼ローラの相手ローラには**JIS**：**SCM420**）をそれぞれ図**2.1(a)**右図，図**2.1(b)**右端に示すローラ形状に機械加工され，鋼ローラと同条件で全表面

Table 2.2 Manufacturing conditions of sintered gears

Powder type		0.7% Mn, 1.0% Cr 0.2% Mo, Balance Fe
Particle diameter		127μm to 175μm
Mixing		0.3% Graphite 0.8% Zinc stearate
Compacting pressure		64kN/cm^2
Green density		6.9g/cm^3
Sintering		1403K × 0.5hr, in N_2 gas
Machining		Hobbing, Turning
Plasma case-hardening	Temperature	1223K
	Heating time	2.7hr
	Atmospheric pressure	533Pa, $H_2 : C_3H_8 = 3 : 2$
Finishing		Grinding

から浸炭硬化された．相手ローラにも，浸炭硬化の後，ローラ円周面に研削仕上げが施された．

2.2.2 試験歯車

歯車の疲れ試験方法については第3章で詳述するが，試験歯車と相手歯車の2つの歯車を試験歯車対として運転疲れ試験を行う．試験歯車を被動側，相手歯車を駆動側とし，試験歯車が試験対象となる歯車である．本論文では，試験対象歯車として焼結歯車ならびに鋼歯車を用いた．焼結歯車の表記名をPGとし，鋼歯車の表記名をSGとする．表2.2に焼結歯車PGの製造条件を示す．焼結歯車PGを製作するにあたり，直径127～175μmの部分合金化鋼粉にグラファイトとステアリン酸亜鉛を混合し，圧粉密度6.9g/cm^{3}で成形された圧粉体を1403Kで焼結して，直径100mmの焼結ディスクが製作された．

第3章で詳述するが，本論文では，焼結歯車PGおよび鋼歯車SGの運転疲れ試験でそれぞれ異なる歯車試験機を用いたため，両試験歯車対の諸元は異なっている．表2.3(a)と(b)にそれぞれ焼結歯車対ならびに鋼歯車対の諸元を示し，図2.4(a)と(b)にそれぞれ焼結歯車対ならびに鋼歯車対の形状と寸法を示す．まず，焼結歯車対では，試験対象歯車を大歯車（Gear）とし，大歯車はプラズマ浸炭硬化焼結歯車である．表2.3(a)に示す諸元となるように焼結ディスクをホブ切り加工し，表2.2に示す条件でプラズマ浸炭処理の後，歯面研削加工が施された．大歯車の歯側面には，鋼ローラS1と同様に浸炭防止を施し，歯面から浸炭硬化されるようにした．一方，焼結歯車PGに対する相手側小歯車（Pinion）は浸炭硬化鋼歯車であり，クロムモリブデン鋼（JIS：SCM415）を用いた．クロム

Table 2.3 Specifications of test gear pair

(a) Sintered gear pair

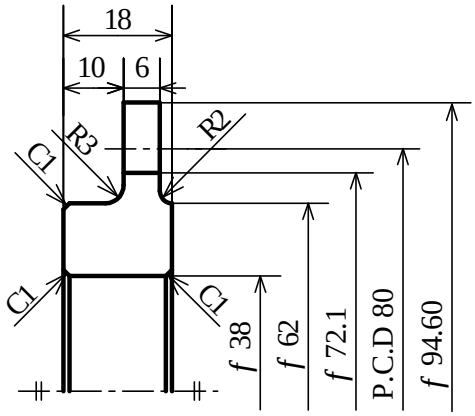
		Pinion	Gear
Module	mm	5	
Pressure angle	deg.	20	
Number of teeth		15	16
Addendum modification coefficient		0.571	0.560
Tip circle diameter	mm	90.71	94.60
Center distance	mm	82.55	
Facewidth	mm	18	6
Contact ratio		1.246	
Accuracy*		Class 4	Class 4
Tooth surface finishing		Grinding	

*JIS B 1702 -1976

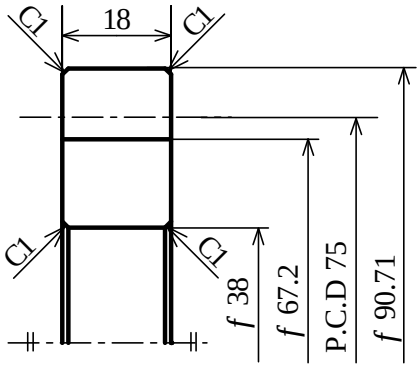
(b) Steel gear pair

		Pinion	Gear
Module	mm	5	
Pressure angle	deg.	20	
Number of teeth		20	21
Addendum modification coefficient		0.00	-0.19
Tip circle diameter	mm	110.9	114.0
Center distance	mm	102	
Facewidth	mm	5	22
Contact ratio		1.655	
Accuracy*		Class 2	Class 2
Heat treatment		Case-hardening	
Tooth surface finishing		Grinding	

*JIS B 1702 -1976

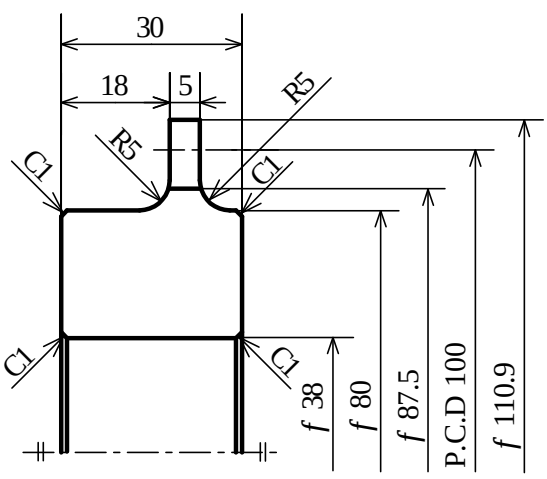


Test gear

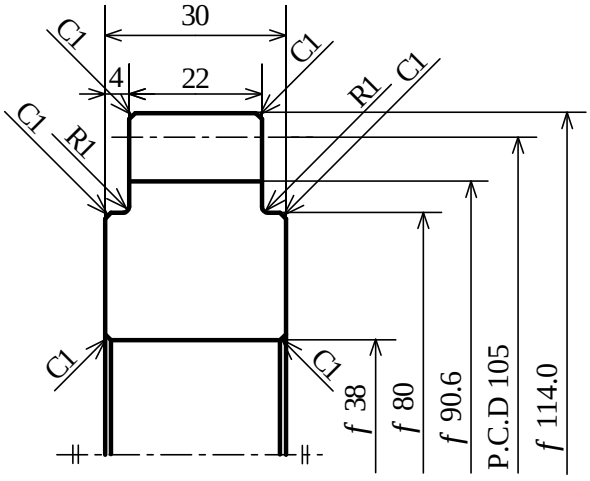


Mating pinion

(a) Sintered gear pair



Test pinion



Mating gear

(b) Steel gear pair

Fig. 2.4 Shapes and dimensions of test gear pair

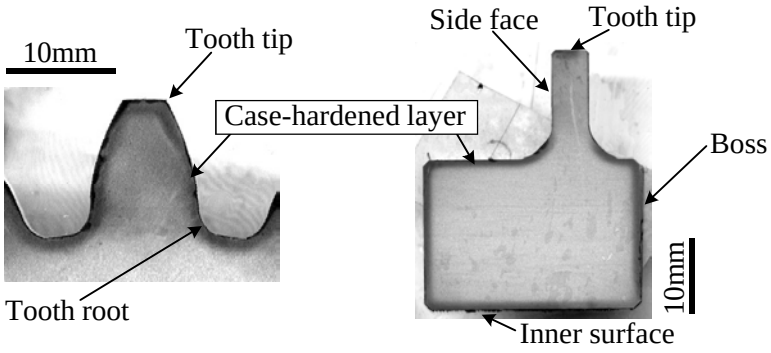


Fig. 2.5　Cross section of steel gear

モリブデン鋼を表2.3(a)に示す形状・寸法となるようにホブ切りし，鋼ローラS1と同条件でガス浸炭処理と焼入れ・焼戻しを行った後，歯面研削加工を施した歯車を小歯車とした．焼結歯車対はモジュール5mm，基準圧力角20°，大歯車および小歯車との歯数比16/15であり，歯幅はそれぞれ6mmと18mmで，軸間距離は82.55mm，かみあい率は1.246である．焼結歯車PGの運転疲れ試験で用いたIAE型動力循環式歯車試験機の特性上，大歯車を疲れ強さに関する試験対象歯車とするので，大歯車が損傷しやすくなるように，大歯車である試験歯車（図2.4(a)の左図）の歯幅を小歯車である相手歯車（図2.4(a)の右図）の歯幅より小さく設計した．

次に鋼歯車対では，試験小歯車（Pinion）ならびに相手大歯車（Gear）の素材として，クロムモリブデン鋼（JIS：SCM415）を用いた．表2.3(b)に示すように，鋼歯車対はモジュール5mm，基準圧力角20°，小歯車および大歯車との歯数比20/21であり，歯幅はそれぞれ5mmと22mmで，軸間距離は102mm，かみあい率は1.655である．鋼歯車SGの運転疲れ試験で用いたFZG型動力循環式歯車試験機の特性上，小歯車を疲れ強さに関する試験対象歯車とするので，小歯車が損傷しやすくなるように，小歯車である試験歯車（図2.4(b)の左図）の歯幅を大歯車である相手歯車（図2.4(b)の右図）の歯幅より小さく設計した．試験歯車および相手歯車ともにクロムモリブデン鋼をホブ切りし，鋼ローラS1と同条件でガス浸炭処理と焼入れ・焼戻しを行った後，歯面に研削仕上げを施した．鋼歯車SGの試験歯車の熱処理にあたり，焼結歯車PGと同様に歯側面に浸炭防止を施したため，歯側面から浸炭硬化はされていない．

図2.5は鋼歯車SGの軸直角断面および軸断面の浸炭層を示したものである．軸直角断面における歯面や歯元，そして軸断面における試験歯車のボスの部分には浸炭層がみられるが，軸断面における歯側面には浸炭層がみられないことがわかる．

2.3　ショットピーニング条件と表面性状に及ぼす影響

2.3.1　ショットピーニング条件

ショットピーニングはピーニング機械で行われ，ピーニング機械のショット加速装置として種々の方式がある．その中で特に遠心型加速装置と空気式加速装置が多く使用されているが，そのほかの打出型やベルト式などの加速装置はほとんど使われていない[12]．遠心型加速装置は，通称インペラ式と呼ばれ，翼車の回転による遠心力でショットを扇状に投射し，一方，空気式加速装置は，遠心型加速装置の場合に比べ，空気圧によってノズルからショットを狭い範囲に集中的に投射する．本論文で用いたローラおよび歯車に施したショットピーニングは，遠心型（インペラ式）加速装置により行われた．図2.6に遠心型加速装置の概略図を示す．ローラおよび歯車は，10rpmの等速度で回転する治具に取り付けられており，高速回転する直径360mmの翼車により投射された鋼製ショットが等速度で回転するローラおよび歯車に衝突し，ピーニング効果が与えられる．

図2.7はショットピーニングに用いた鋼製ショットの光学顕微鏡による写真である．鋼製ショットの粒度分布にばらつきは少なく，きれいな球形状であるといえる．

表2.4に本論文で用いたローラおよび歯車に施したショットピーニング条件を示す．ショットピーニング条件の中で，ショット投射速度（30，60，90m/s），ショット粒径（0.2，0.6，0.8mm），ショット硬さ（520，620HV）ならびにショット投射時間（200，400sec）を選択し，その条件でローラおよび歯車にショットピーニングを施した．ローラおよび歯車に施したショットピーニング条件の中で，ショット投射速度60m/s，ショット粒径0.6mm，ショット硬さ620HV，ショット投射時間200secで施したショットピーニング条件を代表条件とした．この代表条件は，本論文で用いた焼結ローラP3とP6，鋼ローラS1とS2，焼結歯車PGおよび鋼歯車SGに施したそれぞれのショットピーニング条件の中の1条件として含まれ，その条件の表記名をV60とした．さらに，ショットピーニング条件の表記名V60の前にローラおよび歯車の表記名を付けることにより，V60の条件でショットピーニングを施したローラおよび歯車の表記名とした．代表条件のショット投射速度60m/sは，一般的に行われているショットピーニング条件である．そのほかの条件でショットピーニングを施したローラおよび歯車については，表2.4の灰色で示すショット投射速度（V），ショット粒径（D），ショット硬さ（H），ショット投射時間（T）の違いにより，各々の英文字をつけ表記した．また，ショット投射速度30m/s，ショット粒径0.2mm，ショット硬さ520HV，ショット投射時間200secで施した焼結ローラP6の表記名をP6-V30Hとした．なお，ショットピーニングを施していないローラおよび歯車の表記名はNPとしている．表2.4下表の右端に示すように，鋼ローラの相手ローラならびに鋼歯車の相手歯車に施したショットピーニング条件の表記名をMとし，ショット投射速度90m/sの強いショットピーニングを施したが，表面粗さを抑えるためにショット粒径を0.2mmとした．

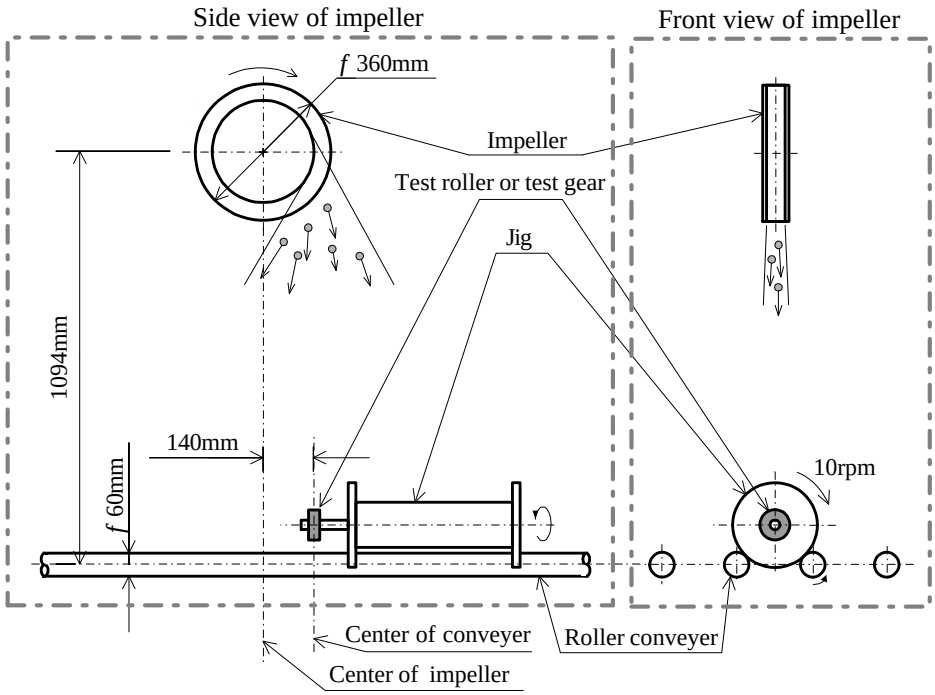
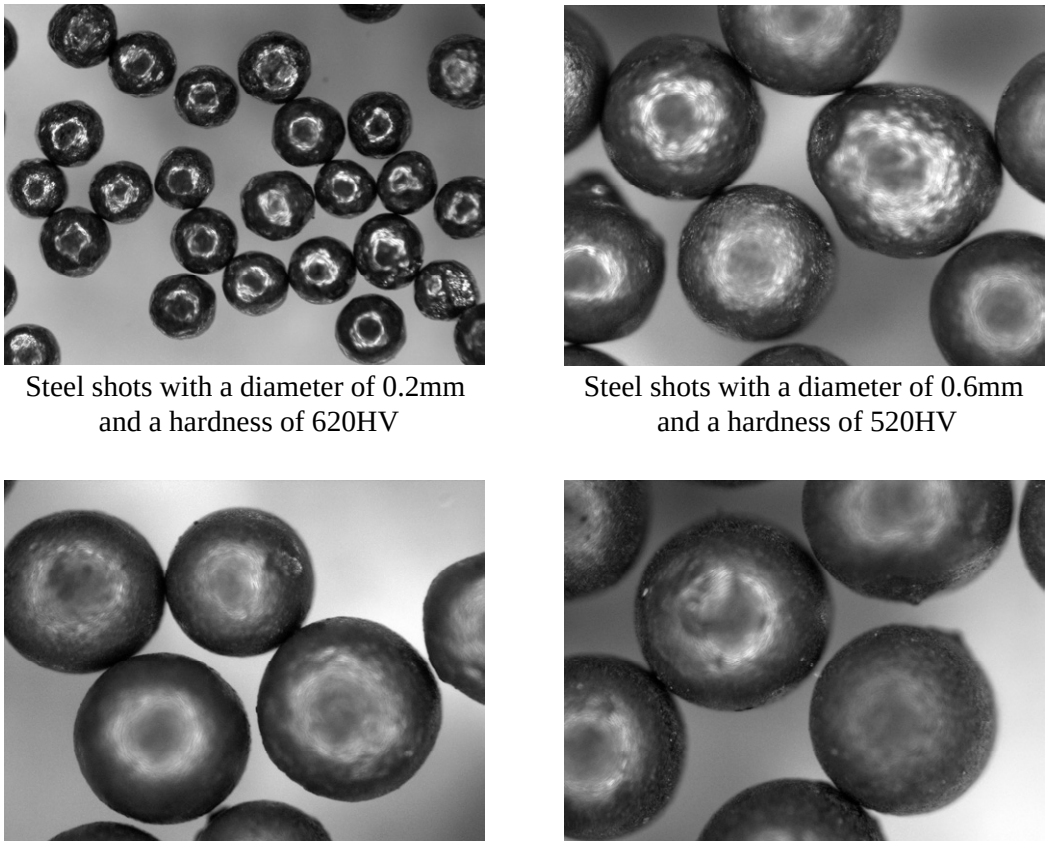


Fig. 2.6 Schematic of airless peening unit



Steel shots with a diameter of 0.2mm and a hardness of 620HV

Steel shots with a diameter of 0.6mm and a hardness of 520HV

0.5mm

Steel shots with a diameter of 0.6mm and a hardness of 620HV

Steel shots with a diameter of 0.8mm and a hardness of 620HV

Fig. 2.7 Observation of steel shots

Table 2.4 Shot peening conditions of rollers and gears

Sintered roller P3		P3-NP	---	P3-V30	P3-V60	---
Sintered roller P6		P6-NP	P6-V30H	---	P6-V60	---
Sintered gear PG		PG-NP	---	---	PG-V60	---
Steel roller S1		S1-NP	---	S1-V30	S1-V60	S1-V90
Steel roller S2		S2-NP	---	S2-V30	S2-V60	S2-V90
Steel gear SG		SG-NP	---	SG-V30	SG-V60	SG-V90
Shot velocity	m/s	---	30		60	90
Shot diameter	mm	---	0.2	0.6		
Shot hardness	HV	---	520	620		
Peening time	sec	---	200			
Projection amount	kg/min	---	100			
Arc height	mmA	---	0.085	0.280	0.520	0.800
Coverage of roller	%	---	1000	460	600	700
Coverage of gear	%	---	---	400	550	600

Sintered roller P3		---	---	---	P3-T400	---
Sintered roller P6		P6-D0.2	---	P6-H520	---	---
Sintered gear PG		PG-D0.2	PG-D0.8	PG-H520	---	---
Steel roller S1		S1-D0.2	S1-D0.8	S1-H520	---	S1-M
Steel roller S2		S2-D0.2	S2-D0.8	S2-H520	---	S2-M
Steel gear SG		SG-D0.2	SG-D0.8	---	---	SG-M
Shot velocity	m/s	60				90
Shot diameter	mm	0.2	0.8	0.6		0.2
Shot hardness	HV	620		520	620	
Peening time	sec	200			400	200
Projection amount	kg/min	100				
Arc height	mmA	0.190	0.640	0.360	0.560	0.250
Coverage of roller	%	2000	400	480	1200	2400
Coverage of gear	%	1800	360	420	---	2200

表2.4に示すアークハイト値とは，ショットピーニングの強さの程度を表す指標の1つであり，1943年にJ.O.Almenが考案した方法である[13]．アルメンストリップ（試験板）の片面にショットピーニングを施すと，その面が一様に叩き延ばされるため，ショットピーニングされた面が凸側に，ショットピーニングされなかった面が凹側に反り，アルメンストリップは円弧状に変形する．一般にショットピーニング強度が大きいほどアルメンストリップ変形量も大きいのでピーニング強度の指標の1つとされ，アルメンストリップの湾曲の高さによってショットピーニングの強さを表している．アルメンストリップには，板厚によってN，AおよびCの3種類があり，アークハイト値の大きさによって，3種類のアルメンストリップの使用範囲が決められている．表2.4に示すアークハイト値は，厚さ1.27～1.31mmのAストリップにショットピーニングを施した場合，Aストリップの湾曲量が0.085～0.800mmの範囲内にあることを示し，その単位はmmAとなる．また，表中のカバレージとは，ショットピーニングを施した面積に対するショットによる圧痕面積の総和の比により求められる[14]．

2.3.2　硬さ

図2.8(a)と(b)にそれぞれ，焼結ローラP3およびP6のローラ円周面から深さ z 方向の硬さ分布を示す．硬さ測定にはマイクロビッカース硬度計を使用し，測定条件は荷重0.98N {100gf}，時間30secとした．ローラ軸断面においてローラ円周面から所定の深さ z ごとに5箇所で硬さを測定した後，その測定値の平均をその深さでの硬さとし，それぞれの深さでの硬さより図に示す硬さ分布を得た．ローラ円周面から深さ0.4mmまでは0.025mmまたは0.050mm間隔で硬さを測定し，深さ0.4mmから1.0mmまでは0.2mm間隔，そして深さ1.0mmから3.0mmまでは0.5mm間隔で測定を行った．この図より，深さ z が0.5mm付近より深い位置ではショットピーニングによる硬さの違いはほとんどみられないが，ローラ円周面近傍では，ショットピーニングを施していないP3-NPおよびP6-NPに比べ，ショットピーニングを施した焼結ローラP3およびP6の硬さが上昇していることが確認できる．また，同じショットピーニング条件を施したP3-V60とP6-V60の硬さ分布を比較すると，ショットピーニング後のローラ円周面近傍の硬さ分布がP6-V60よりP3-V60の方が大きいことがわかる．この原因として，P3-V60とP6-V60に施したショットピーニング条件は同じであり，ショットピーニング時のローラ回転速度も同じであるが，P3-V60とP6-V60ではローラ径が異なるため，ローラ円周速度も異なることが挙げられる．これにより，P6-V60に比べローラ円周速度が遅いP3-V60に鋼製ショットが多く衝突し，相対的にP3-V60に対するピーニング強度が強くなる．したがって，P6-V60よりローラ径が小さいP3-V60のローラ円周面近傍の硬さ分布が増大する結果になったと考えられる．ここで浸炭の有効硬化層深さ（550HV以上）は，焼結ローラP3で0.8～0.9mmの範囲であり，焼結ローラP6で1.1～1.2mmの範囲であった．なお，焼結ローラP3の相手ローラの表面硬さは840HV，浸炭の有効硬化層深さ（550HV以上）は約1.0mmであり，焼結ローラP6の相手ローラ

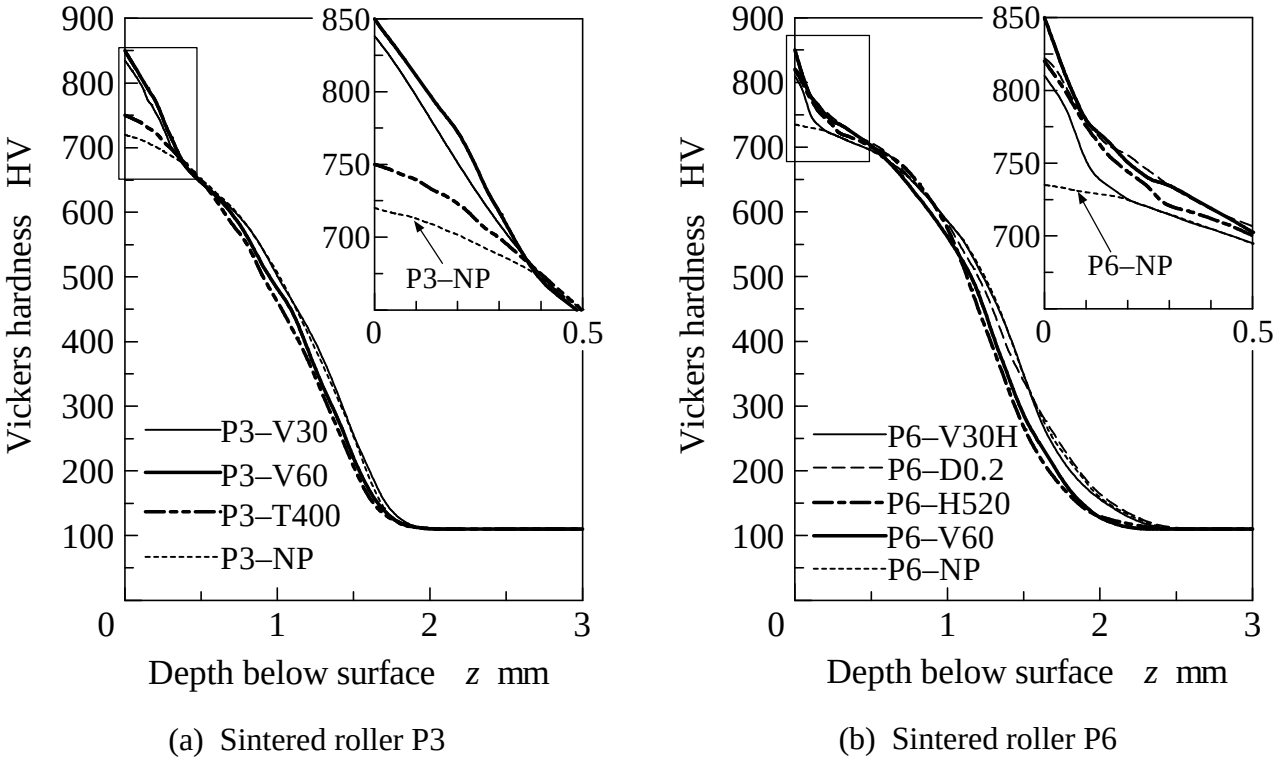
の表面硬さは 800HV，浸炭の有効硬化層深さ（550HV 以上）は約 1.0mm であった．

図 2.9 に焼結歯車 PG の歯面から深さ z 方向の硬さ分布を示す．硬さの測定条件は，焼結ローラ P3 および P6 と同様である．焼結歯車 PG の硬さ測定では，図 2.9 に示すように歯車軸直角断面におけるかみあいピッチ点での歯面に対する法線方向を深さ z 方向とし，歯面上のかみあいピッチ点付近から所定の深さ z において 5 箇所で硬さの測定を行い，その測定値の平均から硬さ分布を得た．歯面から深さ 0.4mm までは 0.025mm または 0.050mm 間隔で硬さを測定し，深さ 0.4mm から 1.0mm までは 0.2mm 間隔，そして深さ 1.0mm から 3.0mm までは 0.5mm 間隔で測定を行った．図より歯面近傍において，ショットピーニングを施していない PG-NP に比べ，ショットピーニングを施した焼結歯車 PG の硬さが増大していることが確認できる．特にショット粒径が最も大きい PG-D0.8 の硬さが最も増大している．ここで，焼結歯車 PG の相手歯車の表面硬さは 800HV であり，浸炭の有効硬化層深さ（550HV 以上）は焼結歯車 PG で 0.9 ～ 1.1mm の範囲，相手歯車で約 0.8mm であった．

図 2.10(a) と (b) にそれぞれ，鋼ローラ S1 および S2 のローラ円周面から深さ z 方向の硬さ分布を示す．図より S1 と S2 の両ローラの円周面近傍において，ショットピーニングによって硬さが増大していることが確認できる．特にショット投射速度が最も大きい S1-V90 および S2-V90 とショット粒径が最も大きい S1-D0.8 および S2-D0.8 のローラ円周面近傍の硬さが増大している．ショット投射速度またはショット粒径が大きい条件ほどショットピーニング強度が強いことから，鋼ローラ S1 および S2 の円周面近傍の硬さが増大したと考えられる．また，鋼ローラ S1 および S2 は，浸炭処理が同条件でも同時に熱処理が行われなかったことや製作条件の違いなどあるが，硬さ分布に大きな違いはみられなかった．ここで，鋼ローラ S1 および S2 の相手ローラの表面硬さは 990HV であり，浸炭の有効硬化層深さ（550HV 以上）は鋼ローラ S1 で 1.5 ～ 1.7mm の範囲，鋼ローラ S2 で約 1.2mm，鋼ローラ S1 および S2 の相手ローラで約 1.0mm あった．

図 2.11 に鋼歯車 SG の歯面から深さ z 方向の硬さ分布を示す．硬さ分布の測定方法は，図 2.9 で示した焼結歯車 PG の場合と同様である．図 2.11 よりショットピーニングによって，歯面近傍の硬さが上昇していることがわかる．特に強いショットピーニングを施した SG-V90 や SG-D0.8 より，代表条件である SG-V60 の歯面近傍の硬さが最も上昇していた．鋼ローラ S1 および S2 の硬さ分布と同様に，強いショットピーニングを施した鋼歯車 SG ほど歯面近傍の硬さが増大すると予想された．しかし，SG-V90 と SG-D0.8 においてショットピーニングによる加工軟化が生じ，SG-V90 と SG-D0.8 の歯面近傍の硬さが SG-V60 の場合ほど上昇しなかったと考えられる．ここで，鋼歯車 SG の相手歯車の表面硬さは 821HV であり，浸炭の有効硬化層深さ（550HV 以上）は鋼歯車 SG で 0.8 ～ 1.0mm の範囲，鋼歯車 SG の相手歯車で約 1.0mm であった．

図 2.12 は鋼歯車 SG の歯底面から深さ z 方向の硬さ分布を示したものである．ここでの深さ z 方向は，図 2.12 に示すように歯底面に対する法線方向とした．この図より，ショットピーニングによって歯底面近傍の硬さが増加しているのがみられ，鋼製ショットが歯面だけでなく歯底面にも衝突し，



(a) Sintered roller P3　　(b) Sintered roller P6

Fig. 2.8　Hardness distributions of sintered rollers

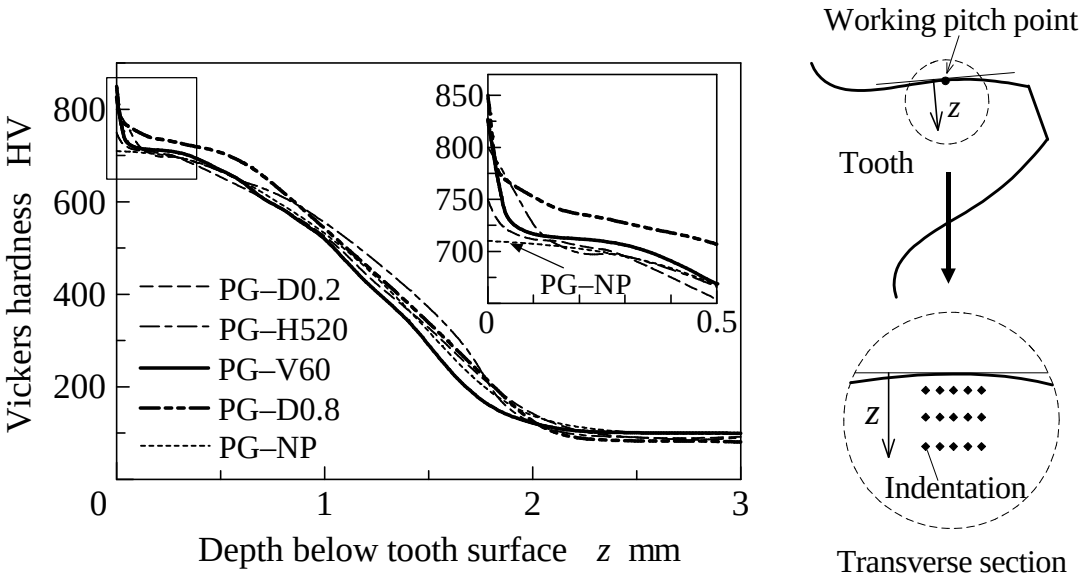
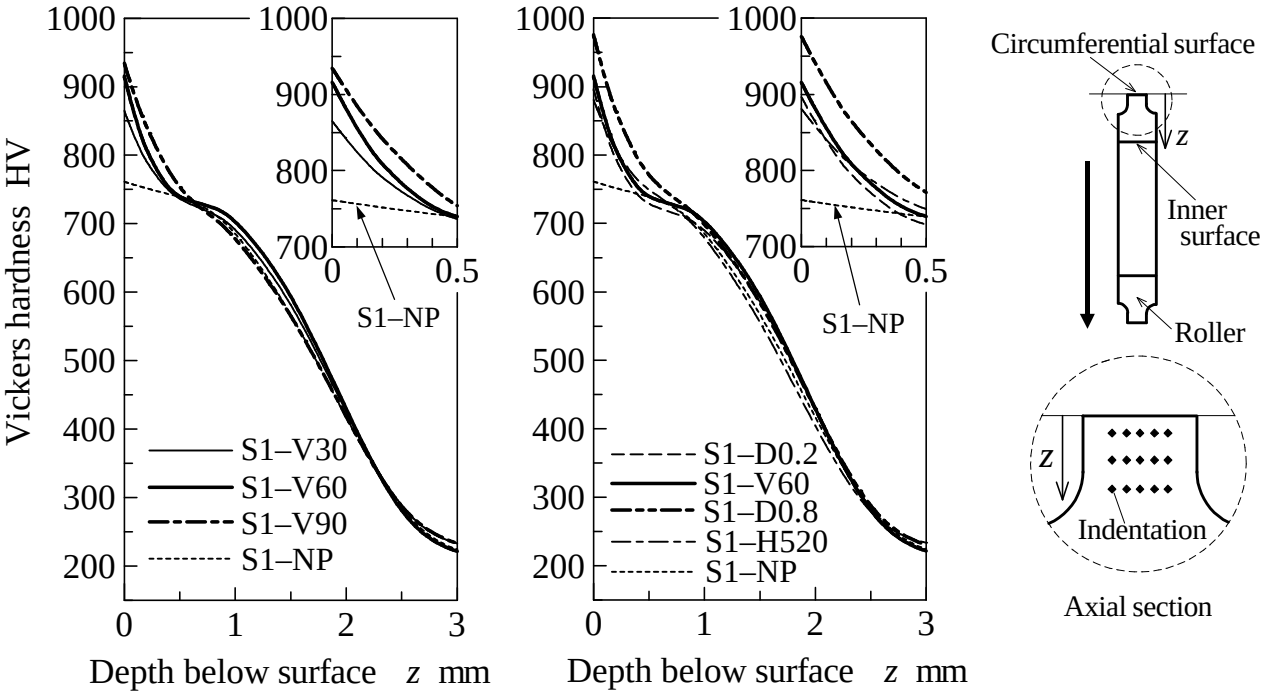
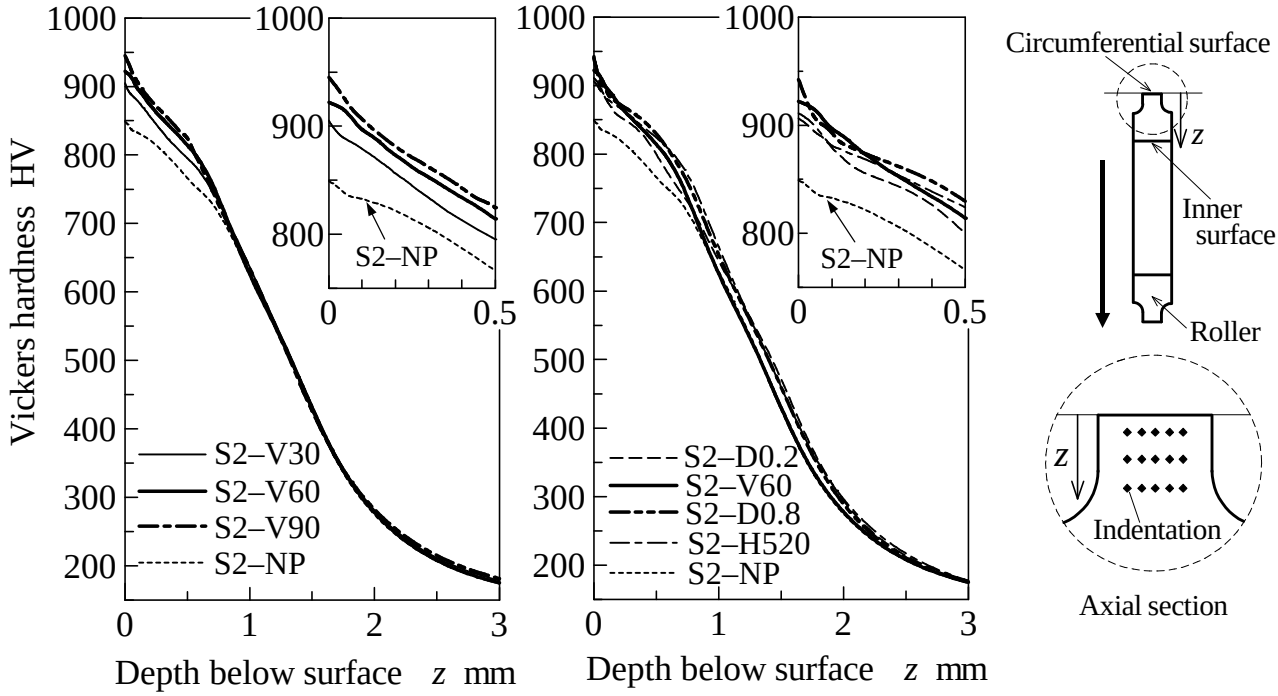


Fig. 2.9　Hardness distributions of sintered gears



(a) Steel roller S1



(b) Steel roller S2

Fig. 2.10 Hardness distributions of steel rollers

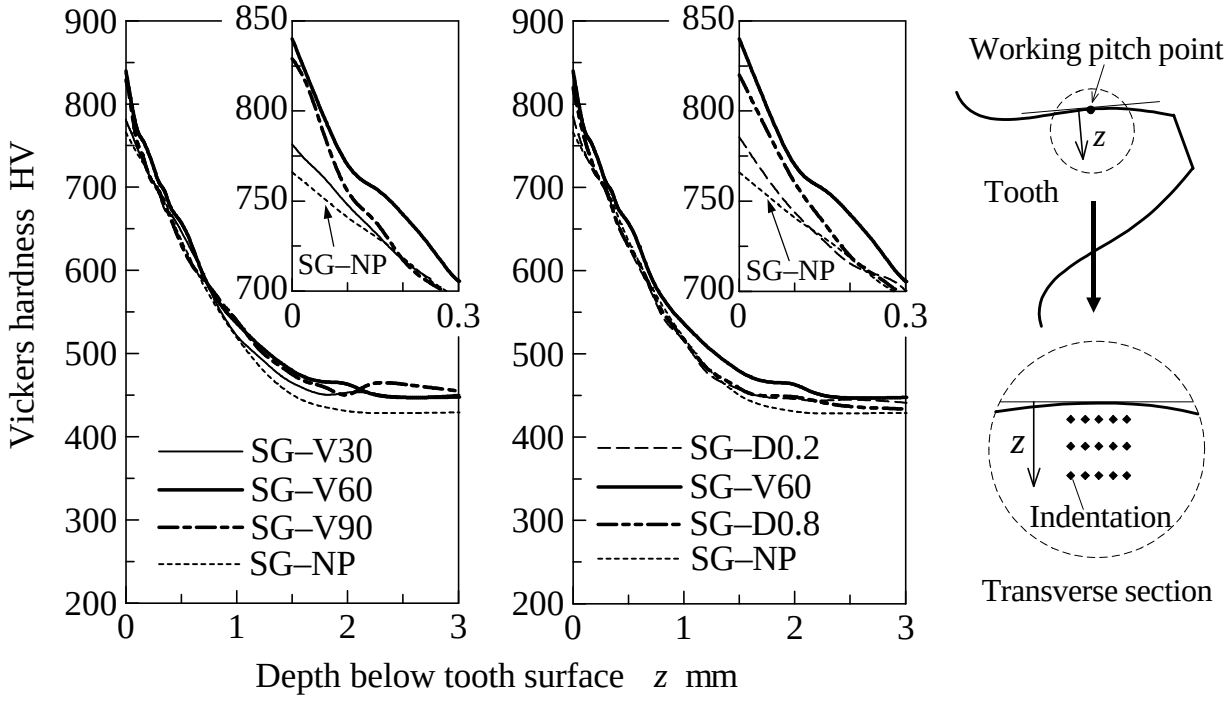


Fig. 2.11 Hardness distributions below tooth surface of steel gears

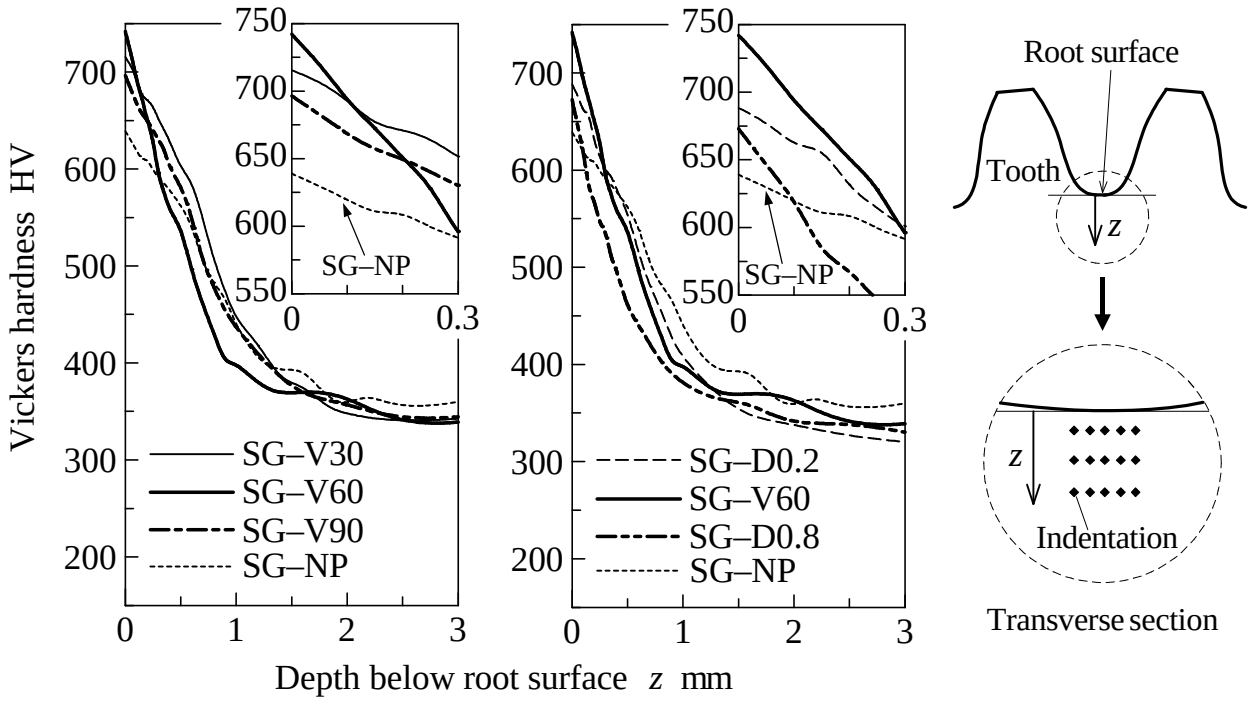


Fig. 2.12 Hardness distributions below root surface of steel gears

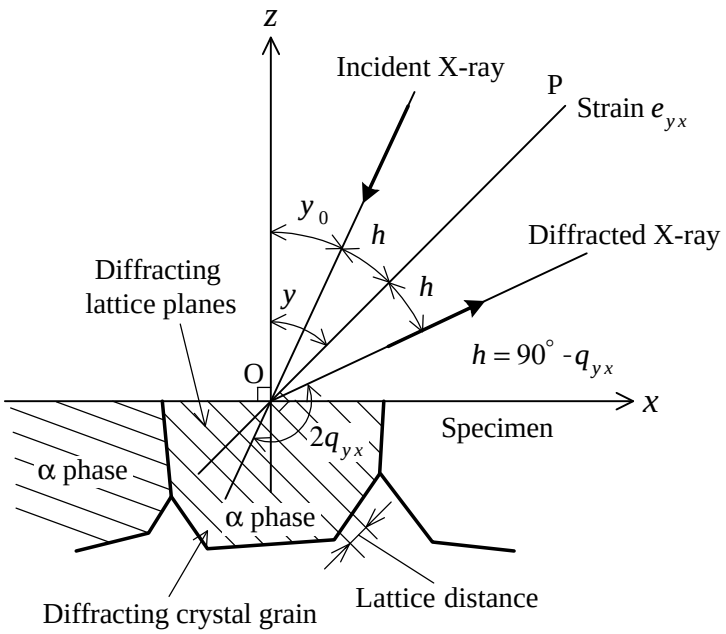


Fig. 2.13　Principle of X-ray stress measurement

ピーニング効果を付与していることが確認できる.

2.3.3　残留応力

ローラ円周面下の残留応力分布について以下に述べる. ローラ円周面におけるローラ軸方向残留応力およびローラ円周方向残留応力は，X 線残留応力測定機を用い，X 線回折を利用した $2q-\sin^2 y$ 法[15]により測定した. X線応力測定法[15]は, X線回折を用いて結晶格子面間隔を測定し, そのひずみから試料表面に存在する応力を算出するものである. 図2.13にX線応力測定原理を示す. いま, 応力状態が平面応力であるとして, 図2.13に示すように, O点において試料表面に沿った応力の測定方向（x 軸）と試料法線方向（z 軸）を含む面内で, z 軸と角度y の傾きをなすOP方向のひずみをe_{yx}, X線入射角y_0 に対応するX線回折角をq_{yx} とすると, x 方向の応力 s_x は次式で表される.

$$s_x = \frac{E}{1+n}\frac{\partial(e_{yx})}{\partial(\sin^2 y)} = -\frac{E}{2(1+n)}\cdot\cot q_0 \cdot \frac{\partial(2q_{yx})}{\partial(\sin^2 y)} = K \cdot M \tag{2.1}$$

ここで,

$$K = -\frac{1}{2}\frac{E}{(1+n)}\cdot\cot q_0 \tag{2.2}$$

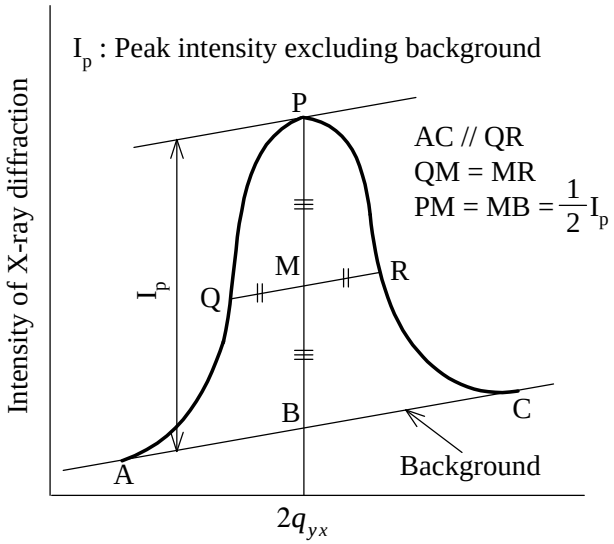


Fig. 2.14 Half value breadth method

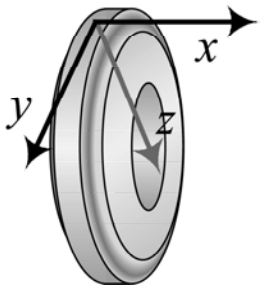


Fig. 2.15 Coordinate axes of roller

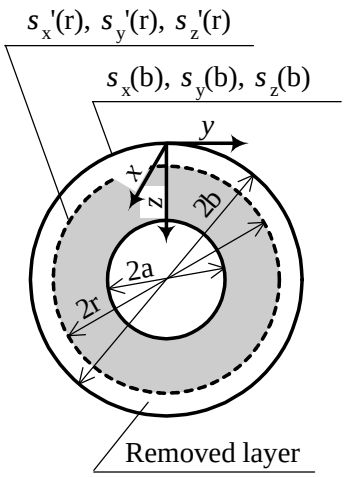


Fig. 2.16 Residual stress in hollow cylinder

Table 2.5 X-ray stress measurement conditions

Characteristic X-ray		CrKα
Diffraction plane		α-Fe (211)
Tube voltage	kV	30
Tube current	mA	8
Irradiate area	mm²	4 × 2
Scanning speed of detector	deg./min	4

$$M = \frac{\partial\left(2q_{yx}\right)}{\partial\left(\sin^2 y\right)} \tag{2.3}$$

ただし， E**：ヤング率，** n**：ポアソン比，** q_{yx}**：**OP**方向に垂直な特定結晶格子面による特性**X**線の回折角，** q_0**：材料が無ひずみ状態のときの回折角である．**

実際の測定では，X**線入射角**y_0**を変え，数点の**y_0**について**$2q_{yx}$**を測定し，**$\sin^2 y$**を横軸，**$2q_{yx}$**を縦軸にとると，**$2q_{yx}$**と**$\sin^2 y$**の関係は理論的には直線となる．その直線の傾きが式**(2.1)**の**M**であり，**K**は応力定数である．ここで応力定数として，本論文で用いた焼結材は主成分が**Fe**であることからフェライト系鉄鋼材料と考え，**K**=-318MPa/deg.を用いた**[15]**．**X**線入射角**y_0**は**0°，15°，30°，45°**として回折強度曲線を測定し，それぞれの**X**線入射角での回折角**$2q_{yx}$**を求めた．回折強度曲線から回折角**$2q_{yx}$**を求めるにあたり，半価幅法を用いた．図**2.14**に半価幅法の概略を示す．半価幅法**[16]**とは，回折強度曲線よりバックグラウンドを差し引いた残りの回折曲線から半価幅の中点位置に**

おける回折角 $2q_{yx}$ を決定する方法である．半価幅法は，同様に回折角を求める 1/4 価幅法，重心法，放物線近似法，接線法などに比べ，ばらつきが少ないが，バックグラウンドを十分に広くとる必要がある．表 2.5 に X 線回折による残留応力の測定条件を示す．特性 X 線として CrKα線を用い，CrKβ線は受光側スリットに取り付けたバナジウムにより遮断された．

ローラ内部の残留応力分布を測定するにあたり，電解研磨によりローラ円周面を一定割合で除去加工しながら，所定のローラ円周面からの深さ z ごとにローラ円周面上の 180° 離れた 2 箇所でローラの残留応力を測定した．電解研磨は，リン酸 1500mL に三酸化クロム 262.6g を混合した電解液によって，20V，10mA で行われた．残留応力分布を示すにあたって，ローラ円周面上の中央における任意の 1 点を原点とし，図 2.15 に示すようにローラ軸方向，円周方向，半径方向のそれぞれを x，y，z 軸とした．ローラ表面を除去すると応力解放が起こり，除去後の表面の残留応力値は真の残留応力値とは異なる．そこで，中空円筒の残留応力分布を計算する米谷の計算方法[17] に基づき，除去表面の残留応力を補正した．図 2.16 に示すように外径を $2b$，内径を $2a$ とする中空円筒の場合，円筒は軸方向，円周方向および半径方向に $s_x(r)$，$s_y(r)$，$s_z(r)$ の残留応力をもち，これらはすべて軸対称であって半径 r のみの関数であるとする．円筒は十分に長いとして，平面ひずみ問題として考える．いま，円筒を外径 $2b$ より任意の半径 r まで除去した場合，外層除去後の軸方向，円周方向および半径方向の残留応力を $s'_x(r)$，$s'_y(r)$，$s'_z(r)$ とする．電解研磨による表面除去のための応力解放を考慮し，補正したローラ軸方向残留応力 $s_x(r)$ ならびに円周方向残留応力 $s_y(r)$，そして残留応力の補正過程において Lame の円筒理論から求めた半径方向残留応力 $s_z(r)$ は，次式で与えられる．

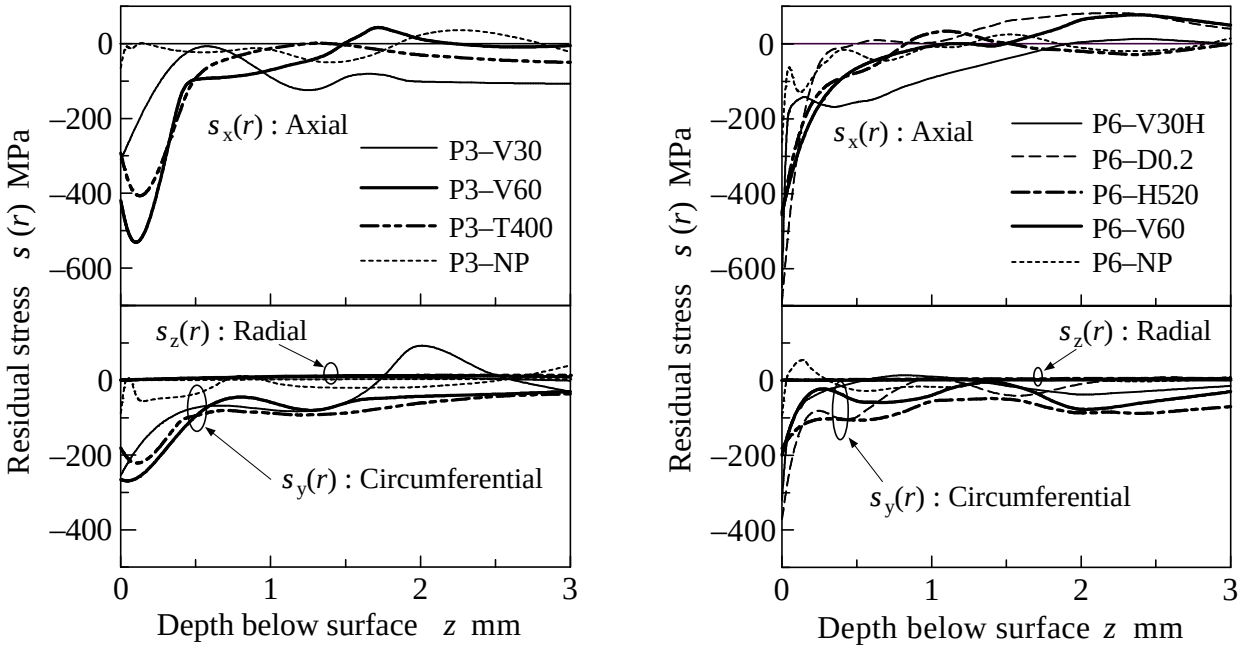
$$s_x(r) = s'_x(r) - 2\int_r^b \frac{r}{r^2 - a^2} s'_x(r)\,dr \tag{2.4}$$

$$s_y(r) = s'_y(r) - \frac{r^2 + a^2}{r^2}\int_r^b \frac{r}{r^2 - a^2} s'_y(r)\,dr \tag{2.5}$$

$$s_z(r) = -\frac{r^2 - a^2}{r^2}\int_r^b \frac{r}{r^2 - a^2} s'_y(r)\,dr \tag{2.6}$$

ローラ円周面からの所定の深さ z におけるローラ軸方向残留応力 $s'_x(r)$ ならびにローラ円周方向残留応力 $s'_y(r)$ を測定し，式 (2.4)，式 (2.5)，式 (2.6) を用いることにより，ローラ内部の残留応力分布を求めることができる．なお，ローラ円周面からの深さ z に対する残留応力の測定間隔は，硬さ測定の場合と同じである．

図 2.17 は，焼結ローラ P3 および P6 のローラ円周面下の残留応力分布を示したものである．この図より，ショットピーニングを施していない P3-NP や P6-NP に比べ，ショットピーニングを施したローラでは，ローラ円周面近傍におけるローラ軸方向残留応力 $s_x(r)$ および円周方向残留応力 $s_y(r)$



(a) Sintered roller P3　　(b) Sintered roller P6

Fig. 2.17　Residual stress distributions of sintered rollers

が負の方向へ増大，すなわち圧縮残留応力が増大していることがわかる．ここで，ローラ円周面からの深さ z が0.5mm付近より深い位置では，$s_x(r)$ および $s_y(r)$ の圧縮残留応力値が-200MPaより小さくなった後，残留応力値0に収束していることから，焼結ローラP3およびP6の圧縮残留応力層を-200MPaより圧縮残留応力値が大きい深さ z の範囲とした．図2.17より，特に強いショットピーニングを施した焼結ローラほど，圧縮残留応力層が深くなる傾向がみられる．また，焼結ローラP6より焼結ローラP3の圧縮残留応力層が深くなっていることから，焼結ローラの残留応力に及ぼすショットピーニングの影響は，焼結ローラP6より焼結ローラP3の方が大きいといえる．この理由として，図2.8(a)と(b)で焼結ローラP3とP6の硬さ分布について説明したように，ローラ径の違いによりローラに対するショットピーニング強度が異なったことが挙げられる．

表2.6にX線回折による焼結歯車PGの残留応力測定条件を示し，表2.7に焼結歯車PGの表面残留応力測定結果を示す．歯面の表面残留応力は，歯面上のかみあいピッチ点において測定され，焼結ローラの残留応力測定と同様に $2q-\sin^2 y$ 法[15]を用いた．歯車歯面における座標系は図2.18に示すように，歯筋方向を x 軸，歯形方向を y 軸とし，歯筋方向残留応力を $s_x(r)$，歯形方向残留応力を $s_y(r)$ とした．表2.7より，ショット粒径が最も小さいPG-D0.2において，歯面の圧縮残留応力が最も増大していることがわかる．これは，ショット粒径が小さいほど多数の小さな圧痕が生じ，表面だけで考えた場合，表面におけるひずみの変化が大きいためであると考えられる．この傾向は，ショット粒径が小さい条件でショットピーニングを施した表面の圧縮残留応力が大きくなる一般的

Table 2.6　X-ray stress measurement conditions

Characteristic X-ray		CrKα
Diffraction plane		α-Fe (211)
Tube voltage	kV	40
Tube current	mA	30
Irradiate area	mm^2	3 × 2
Scanning speed of detector	deg./min	3

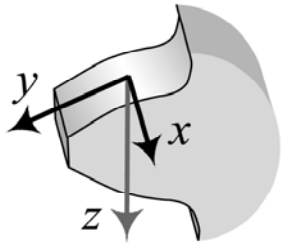


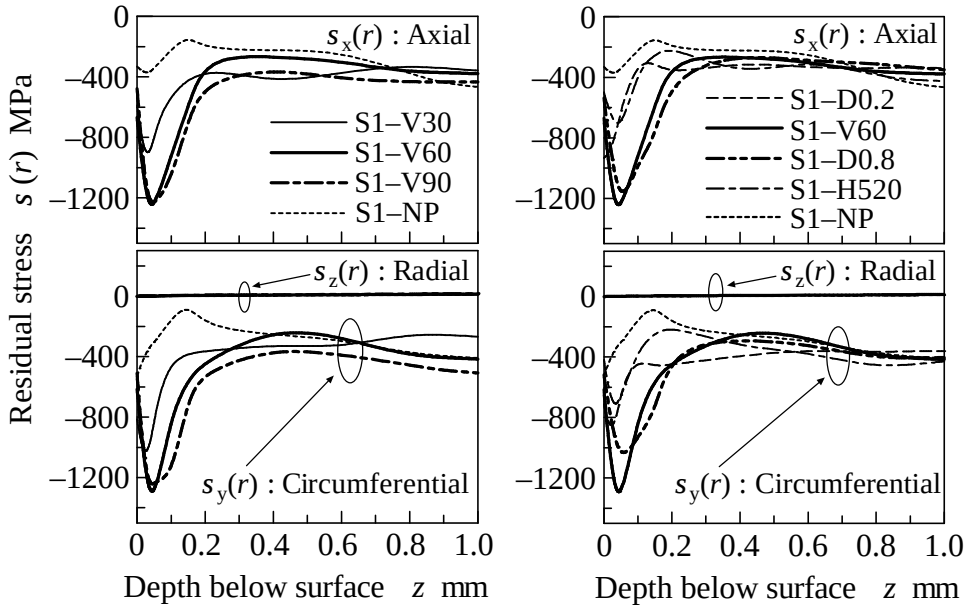
Fig. 2.18　Coordinate axes of gear

Table 2.7　Surface Residual stresses of sintered gears

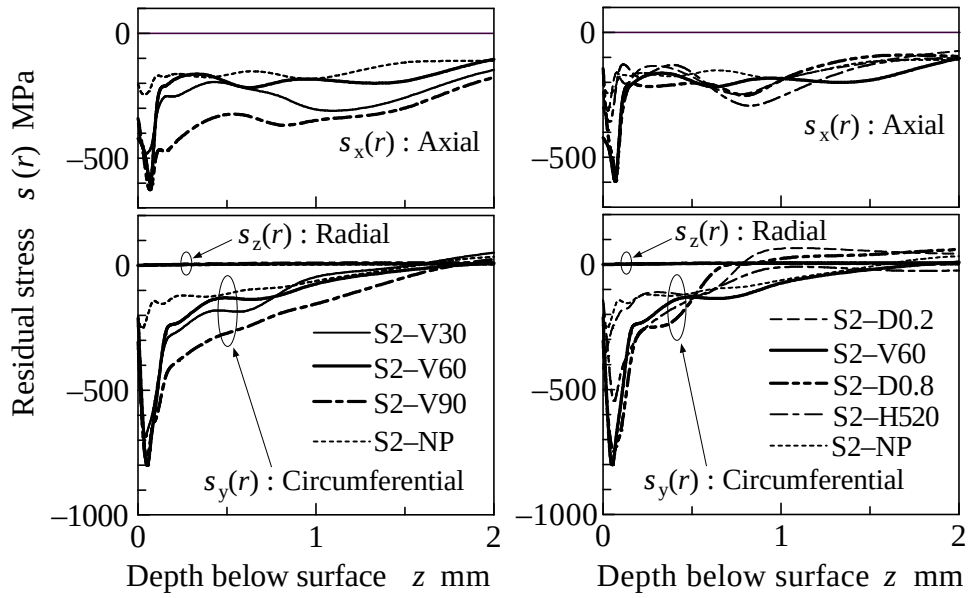
Specimen	Test gear					Mating pinion
	PG-NP	PG-D0.2	PG-H520	PG-V60	PG-D0.8	PG-M
$\sigma_x(r)$ MPa	-304	-403	-387	-244	-331	-368
$\sigma_y(r)$ MPa	-338	-378	-363	-265	-302	-415

な傾向[18]と一致している．ショットピーニングによる焼結歯車PGの歯面における硬さおよび圧縮残留応力の増加は，同条件のショットピーニングを施した焼結ローラP6の場合と比べ，一部の焼結歯車PGで例外はあるものの，ほぼ同程度であった．

図2.19(a)と(b)にそれぞれ，鋼ローラS1およびS2のローラ円周面下の残留応力分布を示す．残留応力の測定および補正方法については焼結ローラP3およびP6の場合と同じである．図2.19(a)と(b)より，ショットピーニングを施していないS1-NPやS2-NPに比べ，ショットピーニングを施した鋼ローラS1およびS2では，ローラ円周面近傍においてローラ軸方向残留応力$\sigma_x(r)$および円周方向残留応力$\sigma_y(r)$が負の方向へ増大，すなわち圧縮残留応力が増大していることがわかる．ここで，ローラ円周面からの深さzが0.5mm付近より深い位置では，ほとんどの鋼ローラにおける$\sigma_x(r)$および$\sigma_y(r)$の圧縮残留応力値が，図2.19(a)では-500MPaより小さくなった後，約-400MPaに収束し，図2.19(b)では-300MPaより小さくなった後，約-200～0MPaに収束している．そこで，鋼ローラS1およびS2の圧縮残留応力層をそれぞれ，-500MPaおよび-300MPaより圧縮残留応力値が大きい深さzの範囲とした．図2.19(a)と(b)それぞれの左図に示すショット投射速度の違いによるS1とS2の残留応力分布をみると，ショット投射速度が大きい条件で施した鋼ローラほど，ショットピーニングによる圧縮残留応力層の深さが増大している．また，図2.19(a)と(b)それぞれの右図に示すショット粒径の違いによるS1とS2の残留応力分布をみると，ショット粒径が大きい条件で施した鋼ローラほど，ローラ円周面下の圧縮残留応力の極大値がローラ内部に移動している．さらに，後述の表2.11に示すようにショット粒径が最も小さいS1-D0.2とS2-D0.2のローラ円周面（z=0.0mm）上における圧縮残留応力が特に大きい結果となった．これらの傾向は，ショット粒径が小さい条件でショットピーニングが施された表面の圧縮残留応力が大きくなり，ショット粒径とショット投射



(a) Steel roller S1

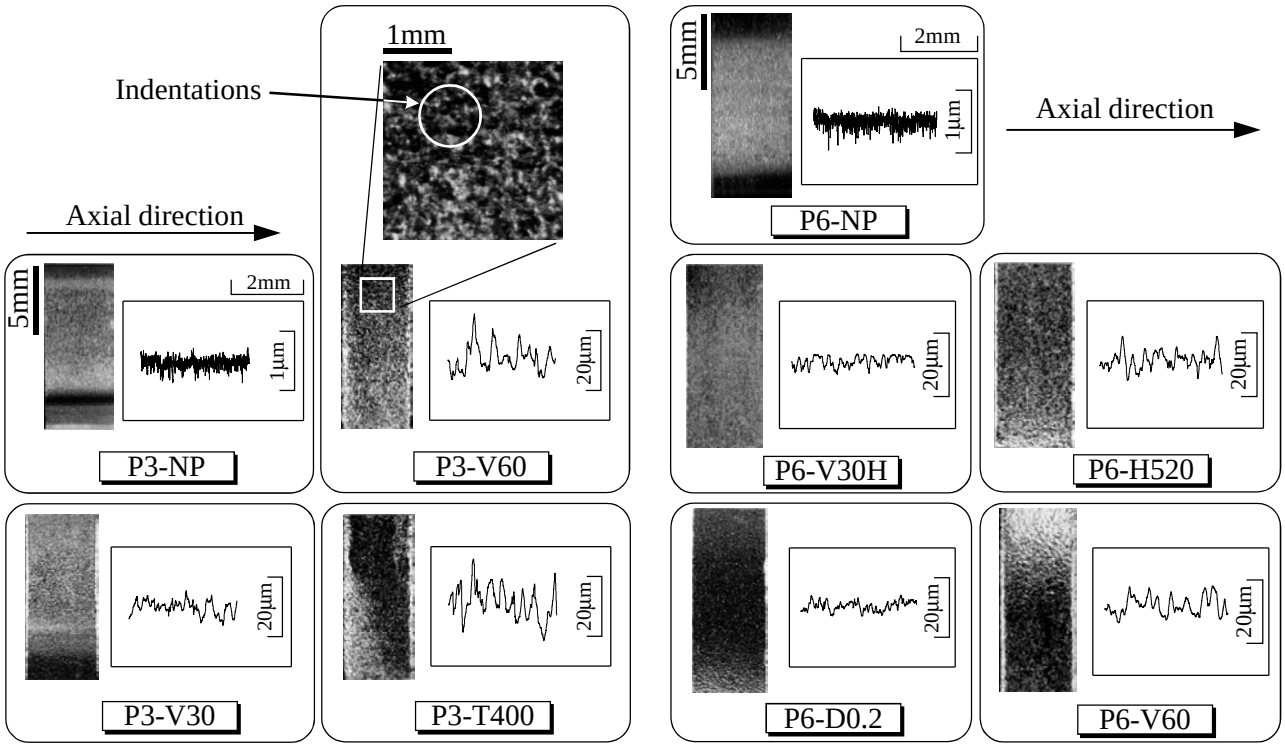


(b) Steel roller S2

Fig. 2.19 Residual stress distributions of steel rollers

Table 2.8 Surface Residual stresses of steel gears

Specimen		Test pinion						Mating gear
		SG-NP	SG-V30	SG-V60	SG-V90	SG-D0.2	SG-D0.8	SG-M
$s_x(r)$	MPa	-299	-696	-779	-755	-716	-703	-789
$s_y(r)$	MPa	-454	-749	-728	-643	-780	-706	-591



(a) Sintered roller P3　　(b) Sintered roller P6

Fig. 2.20 Circumferential surface photographs and roughness curves along axial direction of sintered rollers

速度が大きい条件で施された場合には，圧縮残留応力層が深くなるという一般的な傾向[18]と大まかに一致している．鋼ローラ S1 および S2 の圧縮残留応力の極大値は異なるが，ローラ円周面からの深さ z =1.0mm 付近における収束後の残留応力値と残留応力極大値の差は，両ローラとも 800MPa 程度であることがわかる．ローラ円周面からの深さ z =1.0mm 付近における鋼ローラ S1 および S2 の残留応力の収束値が異なる理由として，機械加工ならびに熱処理の順序が異なったことなどが挙げられる．なお，鋼ローラ S1 および S2 の半径方向残留応力 $s_z(r)$ は小さく，わずかに残留応力が正の値，すなわち引張残留応力であった．

表 2.8 に鋼歯車 SG の表面残留応力を示す．残留応力は歯面上のかみあいピッチ点において測定され，測定方法ならびに測定条件は，焼結歯車 PG と同じである．この表より，ショットピーニングを施した鋼歯車歯面の圧縮残留応力が増大していることが確認できる．歯車の歯のかみあいは，歯形方向における滑り・転がり接触であることから，歯形方向の残留応力 $s_y(r)$ に着目すると，ショット粒径のみが異なる SG-D0.2, SG-V60 および SG-D0.8 の中では，ショット粒径が最も小さい SG-D0.2 の残留応力 $s_y(r)$ が最も増大している．この傾向は，焼結歯車 PG と同様にショット粒径が小さいほど表面圧縮残留応力が大きくなる傾向[18]と一致している．

Table 2.9　Surface properties of sintered rollers

Specimen		P3-NP	P3-V30	P3-V60	P3-T400	P3-M
Surface roughness	R_z μm	0.76	15.12	22.03	36.71	0.95
Surface hardness	HV	720	835	850	750	840
Surface residual stress	$s_y(r)$ MPa	-88	-254	-265	-181	-636

Specimen		P6-NP	P6-V30H	P6-D0.2	P6-H520	P6-V60	P6-M
Surface roughness	R_z μm	0.84	7.88	7.46	10.09	12.69	1.37
Surface hardness	HV	735	810	822	820	850	800
Surface residual stress	$s_y(r)$ MPa	-95	-320	-370	-181	-201	-358

2.3.4　表面粗さ

図 2.20 は，焼結ローラ P3 および P6 のローラ円周面写真ならびに粗さ曲線を示したものである．粗さ曲線は触針式の表面粗さ計でローラ軸方向に測定し得られた．この図より，ショットピーニングを施していない P3-NP と P6-NP のローラ円周面には，研削仕上げによる研削痕が観察できる．これに対し，ショットピーニングを施した焼結ローラでは，研削仕上げされたローラ円周面に鋼製ショットが投射されたため，図中の P3-V60 の拡大写真に示すように塑性変形による無数の凹みが生じている．これに伴い，ローラ軸方向の粗さ曲線からもローラの表面粗さが増大していることがわかる．特に焼結ローラ P3 では P3-V60 と P3-T400，焼結ローラ P6 では P6-H520 と P6-V60 の粗さ曲線の振幅が大きくなっており，強いショットピーニングを施した焼結ローラほど，表面粗さが増大する傾向にあるといえる．さらにショットピーニングにより粗さ曲線の高周波成分である研削痕が消失していることもわかる．

表 2.9 に焼結ローラ P3 および P6 の表面粗さ，表面硬さならびに表面残留応力を示す．表中の表面粗さならびに表面残留応力は，ローラ円周面上におけるローラ軸方向の表面粗さ（最大高さ）R_z ならびにローラ円周方向の表面残留応力 $s_y(r)$ である．また，ローラ表面硬さを求めるにあたり，まずローラ軸断面においてローラ円周面から深さ 0.4mm までの範囲を 0.025mm または 0.050mm 間隔で硬さ測定した．その得られた硬さ分布を近似した際のローラ円周面から深さ z =0.0mmにおける硬さをローラ表面硬さとした．ここで，表中の表面粗さ R_z はそれぞれ 4 回の測定値の平均である．この表より，強いショットピーニングを施した焼結ローラほど，表面粗さ R_z および表面硬さが大きくなっている傾向がみられる．

図 2.21 はアークハイト値と焼結ローラ P3 および P6 の表面粗さ R_z の関係を示したものである．この図からも強いショットピーニングを施した焼結ローラほど，表面粗さが大きくなっていることがわかる．さらに，同じ条件でショットピーニングを施した P3-V60 と P6-V60 を比較すると，P6-V60 より P3-V60 の表面粗さ R_z が大きいことから，ローラの表面粗さ R_z に及ぼすショットピーニングの

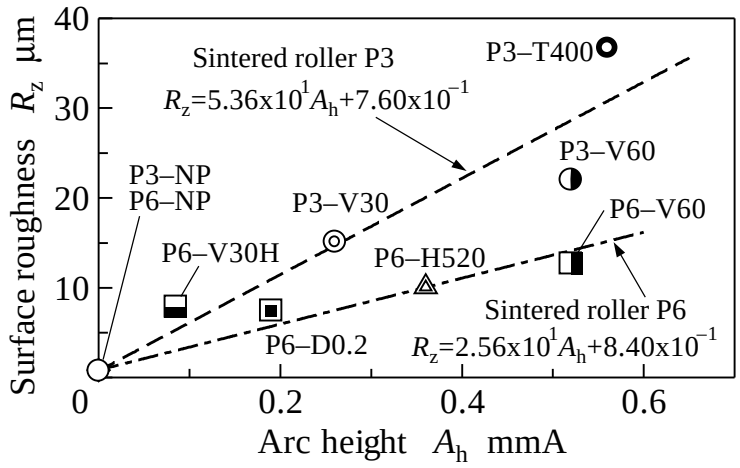


Fig. 2.21 Relationship between surface roughness and arc height

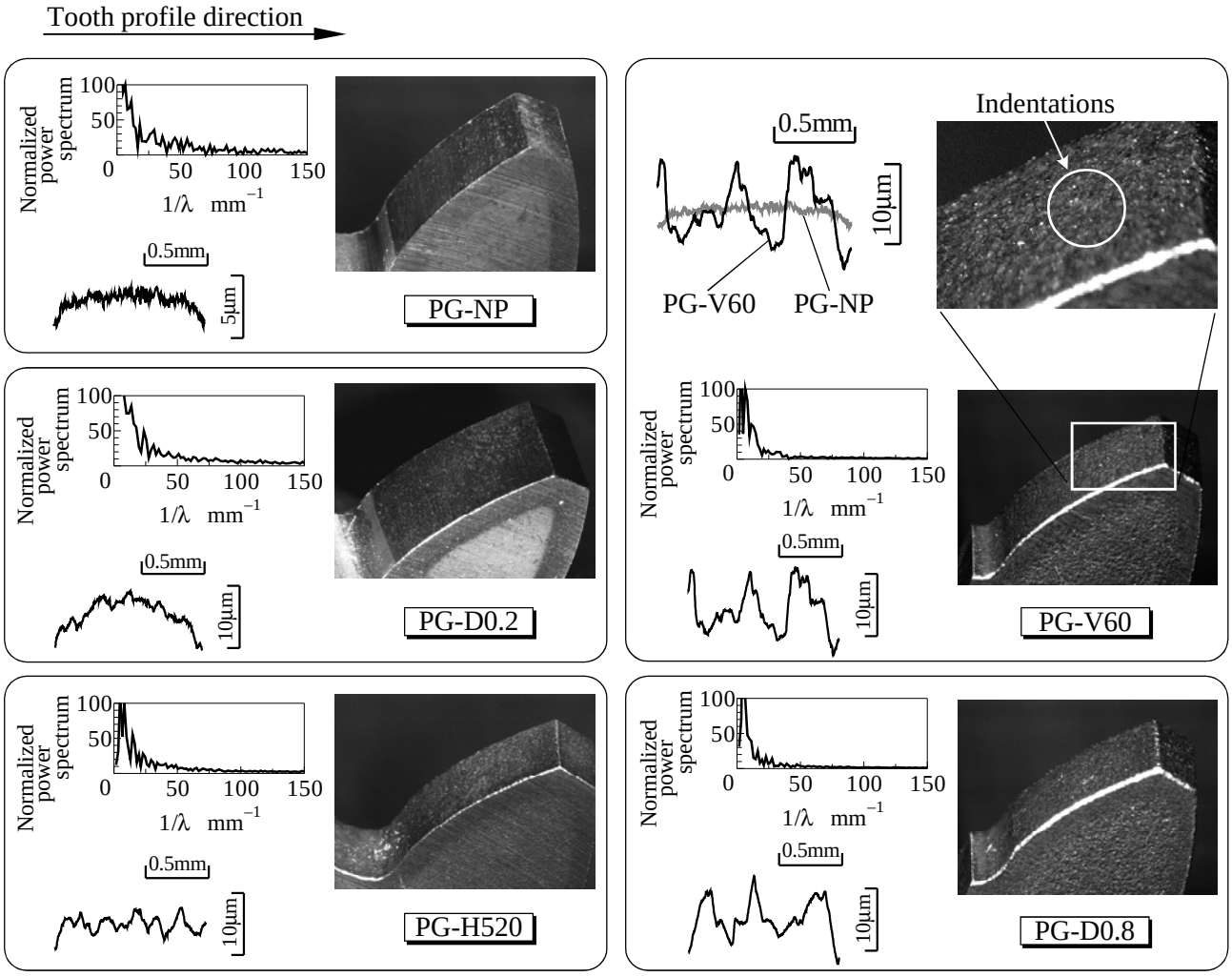


Fig. 2.22 Tooth surface photographs and roughness curves along tooth profile direction of sintered gears

Table 2.10　Surface properties of sintered gears

Specimen	PG-NP	PG-D0.2	PG-H520	PG-V60	PG-D0.8	PG-M
Surface roughness R_z μm	3.23	5.41	7.50	11.21	14.11	3.62
Surface hardness HV	710	750	800	827	850	800

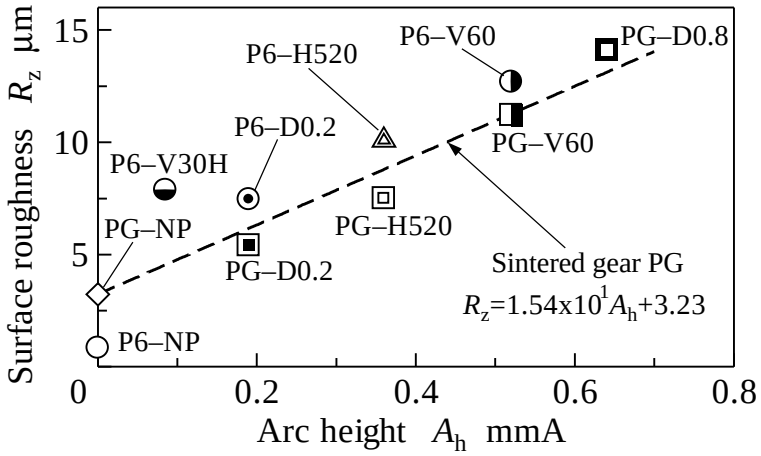


Fig. 2.23　Relationship between surface roughness and arc height

影響は，焼結ローラ P6 より焼結ローラ P3 の方が大きいといえる．これは図 2.8 に示した硬さ分布ならびに図2.17に示した残留応力分布と同様の傾向を示しており, 同じショットピーニング条件でもローラ径が小さければ, ローラの表面性状に及ぼすショットピーニングの影響が大きくなると考えられる．

図2.22は焼結歯車PGの歯面写真および歯面上の歯形方向における粗さ曲線とその粗さ曲線を高速フーリエ変換（FFT：Fast fourier transform）によりスペクトル解析した結果を示している．ここで, スペクトル解析では各粗さ曲線で得られたパワースペクトルの最大値を100として正規化した．図中のショットピーニングを施していないPG-NPとショットピーニングを施したPG-V60の粗さ曲線を比較すると，鋼製ショットによる凹凸が生じていることが確認でき，ほかのショットピーニングを施した焼結歯車 PG の粗さ曲線も振幅が大きくなっていることがわかる．特にショット粒径が大きい条件, つまり強いショットピーニングを施した焼結歯車ほど, 粗さ曲線の凹凸が大きくなり，表面粗さが増大している．また，粗さ曲線のスペクトル解析結果より，ショットピーニングを施していない PG-NP や弱いショットピーニングを施した PG-D0.2 と PG-H520 では，$1/\lambda=50\text{mm}^{-1}$ より大きい範囲，すなわち波長λが 0.02mm より短い範囲においてもスペクトルが現れている．しかし，強いショットピーニングを施した PG-V60 と PG-D0.8 では，波長λが 0.02mm より長い範囲のみでしかスペクトルが現れていない．波長λが 0.02mm より短い範囲とは，歯面研削に起因する研削痕の粗さ曲線の高周波成分を示す範囲であると考えられるので，波長λが 0.02mm より短い範囲でスペク

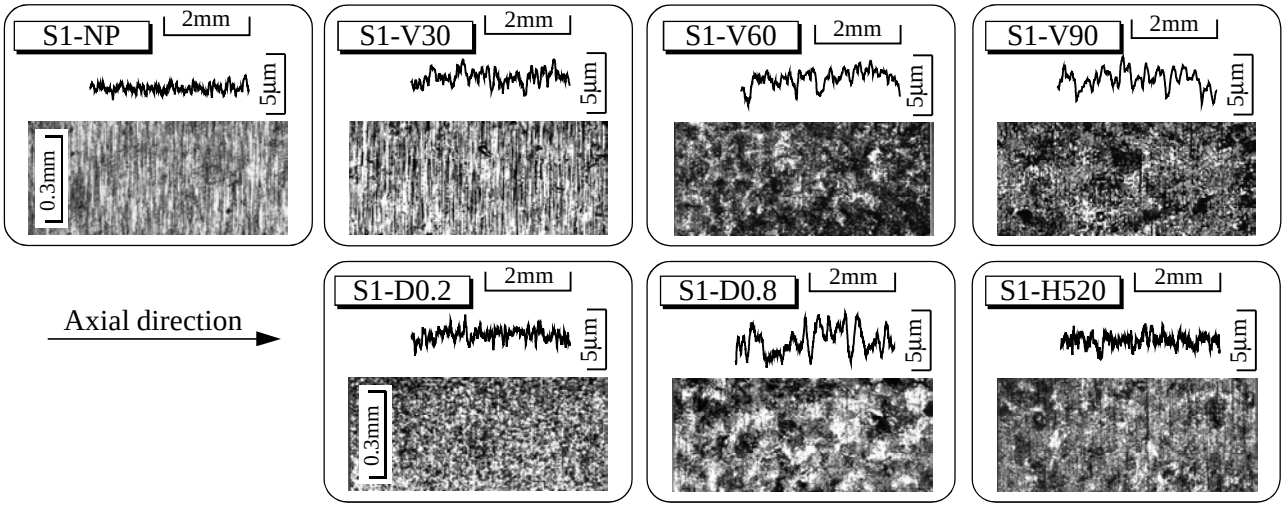
トルが現れていないPG-V60とPG-D0.8は，研削痕が消失しているといえる．PG-D0.2とPG-H520を比較すると，PG-D0.2では$1/\lambda=100\mathrm{mm}^{-1}$より大きい範囲，すなわち波長$\lambda$が0.01mmより短い範囲においてもスペクトルが現れて，一方，PG-H520では現れていない．この結果から，ショット粒径を小さくすると，研削痕を消失させにくく，表面粗さに及ぼす影響が小さいと判断できる．よって表面粗さを増大させないためには，ショット硬さを小さくするよりもショット粒径を小さくした方が有効であるといえる．

表2.10に焼結歯車PGの表面粗さならびに表面硬さを示す．表中の表面粗さは，焼結歯車PGのかみあいピッチ点における歯形方向の表面粗さ（最大高さ）R_zであり，それぞれ4回の測定値の平均である．また，歯車の表面硬さを求めるため，まず歯車軸直角断面においてかみあいピッチ点付近での歯面から深さ0.4mmまでの範囲を0.025mmまたは0.050mm間隔で硬さ測定した．その得られた硬さ分布を近似した際の歯面から深さz=0.0mmにおける硬さを歯車の表面硬さとした．強いショットピーニング条件，つまりショット粒径あるいはショット硬さが大きい条件でショットピーニングを施した焼結歯車ほど，表面粗さR_zおよび表面硬さが大きくなっていることがわかる．

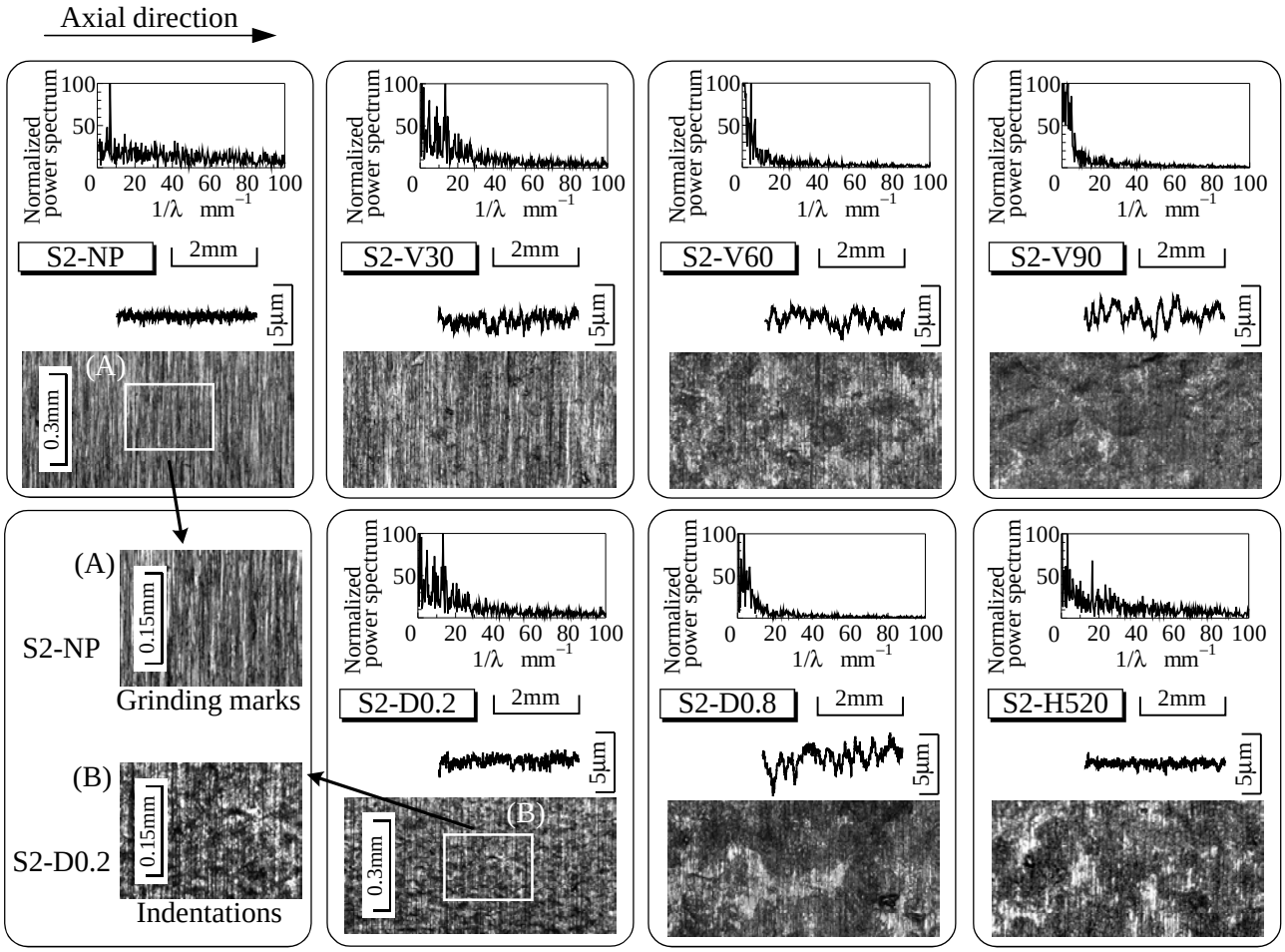
図2.23にアークハイト値と焼結歯車PGの表面粗さR_zの関係を示す．また，焼結歯車と焼結ローラを比較するため，焼結ローラP6のプロット点も合わせて示す．この図より，強いショットピーニングを施した焼結歯車PGや焼結ローラP6ほど，表面粗さR_zが大きくなっていることが確認できる．また，焼結歯車PGと焼結ローラP6に対し，同条件でショットピーニングを施したPG-D0.2とP6-D0.2，PG-H520とP6-H520，PG-V60とP6-V60をそれぞれ比較すると，焼結ローラP6より焼結歯車PGの表面粗さR_zが少し小さくなっている．表2.9と表2.10より，焼結ローラP6ならびに焼結歯車PGの硬さは同程度であったが，焼結歯車PGの表面粗さに及ぼすショットピーニングの影響は，焼結ローラP6の場合より小さいといえる．この理由として，歯車には隣り合う歯が存在することから，ある特定の歯面を考えた場合，その歯の手前にある歯の陰に隠れ，歯面への鋼製ショットの衝突が遮(さえぎ)られることがあると考えられる．これに対し，ローラ円周面には歯車の歯のような遮られるものがないことから，焼結ローラP6より焼結歯車PGの表面粗さが小さくなったと考えられる．

図2.24(a)に鋼ローラS1，図2.24(b)にS2の粗さ曲線ならびにローラ円周面写真を示す．図中の粗さ曲線はローラ円周面上においてローラ軸方向に表面粗さ測定機で測定されたものであり，ローラ円周面写真はレーザ顕微鏡により撮影されたものである．さらに図2.24(b)の鋼ローラS2では，粗さ曲線をFFTによるスペクトル解析を行った結果も合わせて示している．ここで，スペクトル解析では各粗さ曲線で得られたパワースペクトルの最大値を100として正規化した．

まず図2.24(b)の写真(A)より，ショットピーニングを施していないS2-NPの表面には研削仕上げによる細かい研削痕が観察できる．一方，ショットピーニングを施した鋼ローラでは，写真(b)に示すように鋼製ショットによる無数の凹みが生じており，ローラ軸方向の粗さ曲線からも表面粗さが増加していることが確認できる．さらにショット投射速度やショット粒径が大きい条件の鋼ロー



(a) Steel roller S1



(b) Steel roller S2

Fig. 2.24 Circumferential surface photographs and roughness curves along axial direction of steel rollers

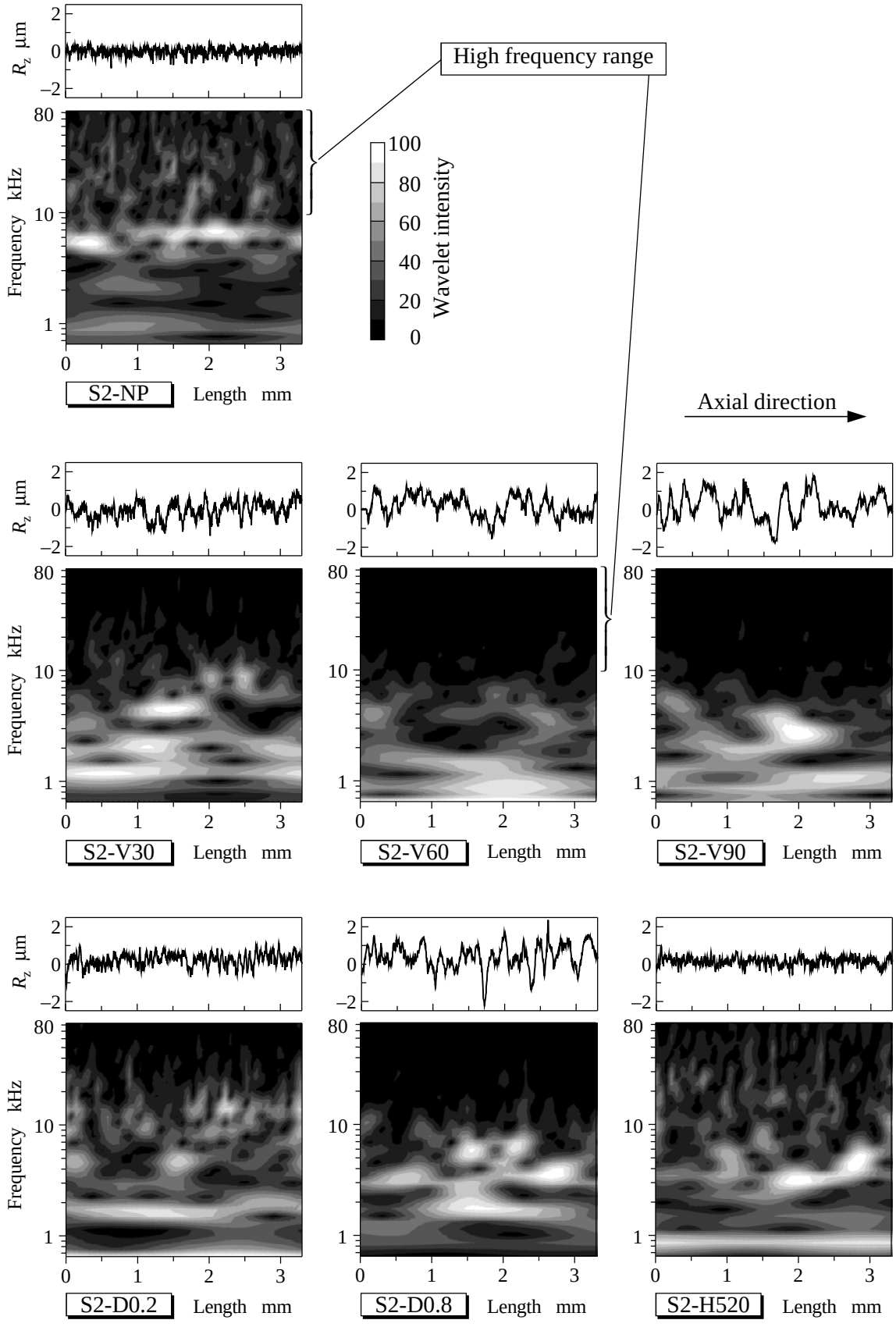


Fig. 2.25 Roughness curves and wavelet maps

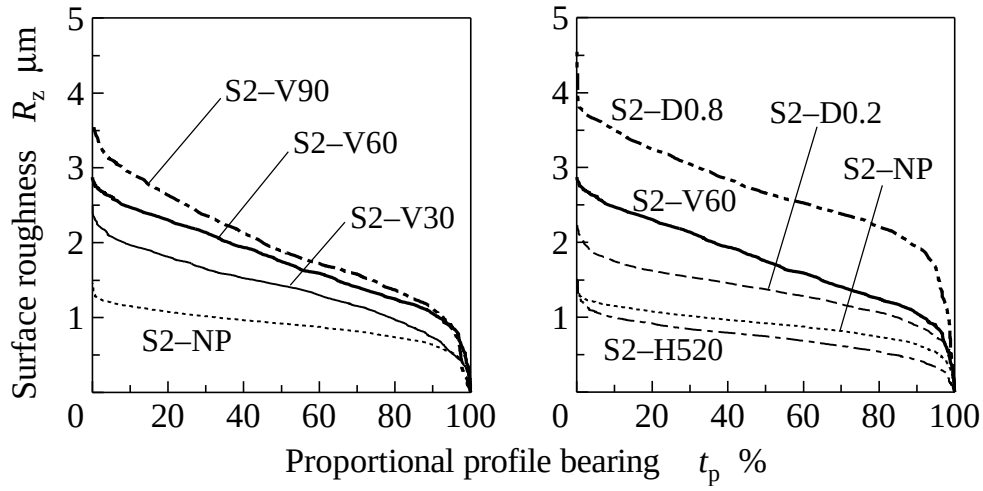


Fig. 2.26 Bearing area curves of roughness curves of steel rollers

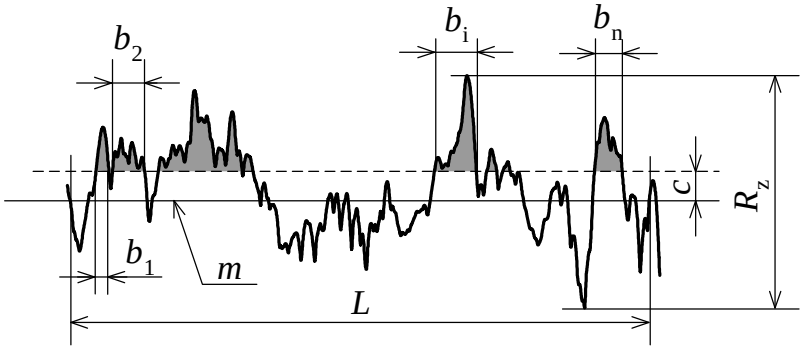


Fig. 2.27 Roughness curve

ラほど，表面粗さは大きくなる傾向にある．特に，ショット粒径が最も小さいS1-D0.2やS2-D0.2では，ほかのショットピーニングを施した鋼ローラに比べ，表面粗さが小さくなり，ショット粒径が最も大きいS1-D0.8やS2-D0.8では表面粗さが大きくなる傾向がみられた．すなわち，表面粗さに及ぼすショット粒径の影響が大きいことがわかる．鋼ローラS2の粗さ曲線のスペクトル解析結果をみると，ショットピーニングを施していないS2-NPや弱いショットピーニングを施した鋼ローラでは，$1/\lambda=40\text{mm}^{-1}$より大きい，すなわち波長λが0.025mmより短い範囲においてもスペクトルはあまり小さくなっていないが，強いショットピーニングを施した鋼ローラでは，波長λが0.025mmより短い範囲ではスペクトルはかなり小さくなっている．したがって，粗さ曲線のスペクトル解析からも強いショットピーニングを施した鋼ローラほど，粗さ曲線の高周波成分である研削痕が消失していることが確認できる．

図2.25は，図2.24(b)で示した鋼ローラS2の粗さ曲線とその粗さ曲線をウェーブレット変換することによって得られたウェーブレットマップである．ウェーブレット変換とは，時間－周波数または長さ－周波数による二次元解析であるが，その詳細については第5章で説明する．ここでは各粗

さ曲線において，ウェーブレット強度を100として正規化している．図2.25より，ショットピーニングを施していないS2-NPや弱いショットピーニングを施したローラでは，高周波領域でウェーブレット強度が高くなっているが，強いショットピーニングを施したローラでは，低周波領域のみで高いウェーブレット強度が分布していることがわかる．すなわち，強いショットピーニングにより，ローラの粗さ曲線の高周波成分が消失していることがウェーブレットマップからも確認できる．

図2.25で示した鋼ローラS2の粗さ曲線を負荷曲線[19]で表したものが図2.26である．負荷曲線とは，縦軸を表面粗さR_zの大きさ，横軸を負荷長さ率t_pとして表したものである．図2.27に粗さ曲線の一例を示す．ここで負荷長さh_pとは，粗さ曲線からその平均線mの方向に基準長さLだけを切り取り，この抜き取り部分の粗さ曲線を山頂線に平行な切断レベルで切断したときに得られる切断長さの和である．この負荷長さh_pの基準長さLに対する比を百分率で表したものが負荷長さ率t_p[20]となる．平均線mからcの距離での切断長さをb_1, b_2, ・・, b_nとすると，負荷長さ率t_pと負荷長さh_pは次式で表される．

$$t_p = \frac{h_p}{L} \times 100 \tag{2.7}$$

$$h_p = b_1 + b_2 + \cdots + b_n \tag{2.8}$$

このt_pの分布が表面粗さ分布の累積分布関数であり，この累積分布関数のことをアボットの負荷曲線という．負荷曲線の傾きが小さい，つまり水平に近いほど，その粗さ曲線は基準長さLに対する振幅の変化が小さいといえる．

図2.26左図のS2-V30とS2-V90はショット投射速度による違いを表しており，図2.26右図のS2-D0.2とS2-D0.8はショット粒径による違いを表している．S2-V30とS2-V90の負荷曲線の傾きの差よりS2-D0.2とS2-D0.8の傾きの差が大きいことから，ショット投射速度に比べ，ローラの粗さ曲線に及ぼすショット粒径の影響が大きいことがわかる．そして，ショット硬さが異なるS2-V60とS2-H520では負荷曲線の傾きの差が大きいことから，ショット硬さがローラの粗さ曲線に及ぼす影響が大きく，S2-H520の粗さ曲線はショットピーニングを施していないS2-NPとあまり変わらないといえる．

表2.11に鋼ローラS1とS2の表面粗さ，表面硬さならびに表面残留応力を示す．表中の表面粗さは，ローラ円周面上におけるローラ軸方向の表面粗さ（最大高さ）R_zである．また，鋼ローラの表面硬さは焼結ローラと同様に求めた．この表より，ショットピーニングを施すことによって，鋼ローラS1とS2の表面粗さR_z，表面硬さならびに表面残留応力$s_y(r)$が大きくなっていることがわかる．特に表面粗さR_zと表面硬さは，強いショットピーニングを施した鋼ローラほど大きくなる傾向がみられた．また，同条件でショットピーニングを施した鋼ローラS1とS2の表面粗さR_zは同程度であった．さらに，鋼ローラS1およびS2の表面粗さも同程度であったことから，鋼ローラS1およびS2の表面粗さに及ぼすローラ形状の影響はあまりないと考えられる．

Table 2.11　Surface properties of steel rollers

Specimen	S1-NP	S1-V30	S1-V60	S1-V90	S1-D0.2	S1-D0.8	S1-H520	S1-M
Surface roughness R_z μm	1.30	2.39	3.52	3.72	2.24	4.54	2.34	2.18
Surface hardness HV	773	926	937	928	931	978	902	990
Surface residual stress $s_y(r)$ MPa	-526	-813	-615	-510	-710	-518	-418	-601

Specimen	S2-NP	S2-V30	S2-V60	S2-V90	S2-D0.2	S2-D0.8	S2-H520	S2-M
Surface roughness R_z μm	2.00	2.56	3.25	3.48	2.03	3.55	1.85	2.18
Surface hardness HV	849	905	922	945	907	942	910	990
Surface residual stress $s_y(r)$ MPa	-203	-352	-212	-308	-417	-306	-142	-601

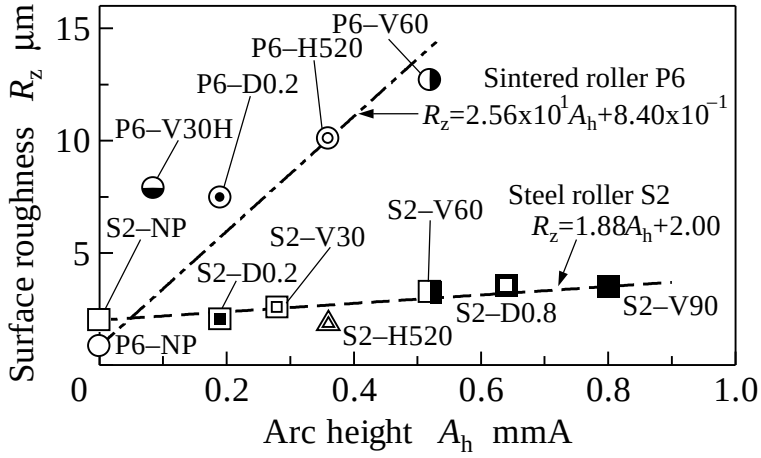


Fig. 2.28　Relationship between surface roughness and arc height

図2.28**はアークハイト値に対する鋼ローラ**S2**の表面粗さ**R_z**をプロットしたものである．鋼ローラと焼結ローラを比較するため，焼結ローラ**P6**のプロット点も合わせて示す．この図より両ローラとも強いショットピーニングを施すほど，表面粗さが大きくなっているが，焼結ローラ**P6**に比べ，鋼ローラ**S2**の表面粗さに及ぼすショットピーニングの影響はかなり小さいことが確認できる．つまり，気孔を有する焼結ローラの表面粗さに及ぼすショットピーニングの影響がかなり大きいといえる．**

図2.29**は，鋼歯車**SG**の歯面写真ならびに歯形方向の粗さ曲線，さらにその粗さ曲線を**FFT**によるスペクトル解析を行った結果である．ここで，スペクトル解析では各粗さ曲線で得られたパワースペクトルの最大値を**100**として正規化した．またレプリカ法を用い，歯面を実体顕微鏡で観察したものが図**2.29**の歯面写真である．まず歯面写真を比較すると，ショットピーニングを施していない**SG-NP**の歯面では写真**(A)**のように研削痕をはっきりと観察することができるが，ショットピーニングを施すことによって，SG-D0.2の写真 (B) のように鋼製ショットによる圧痕が生じ，研削痕**

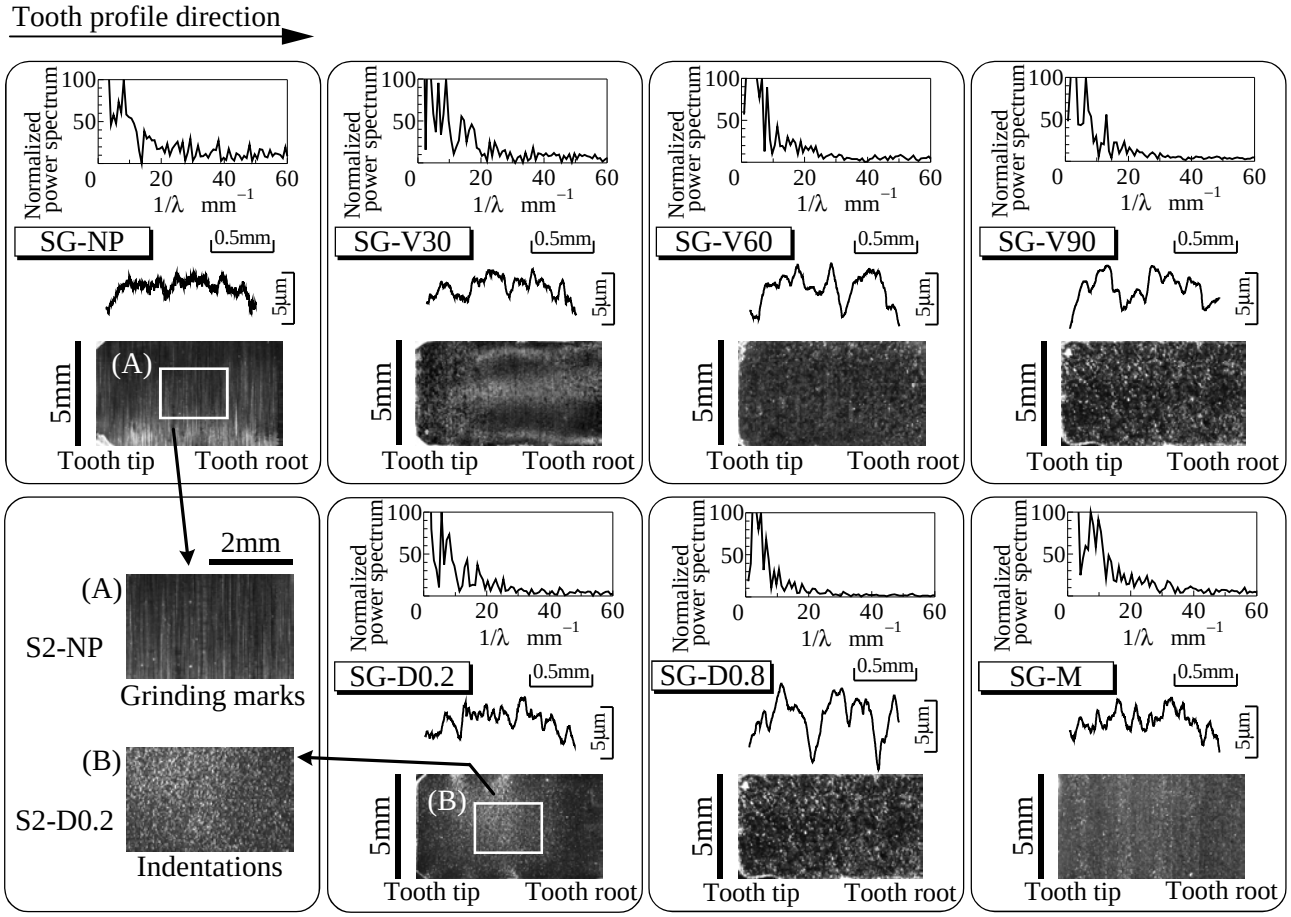


Fig. 2.29 Tooth surface photographs and roughness curves along tooth profile direction of steel gears

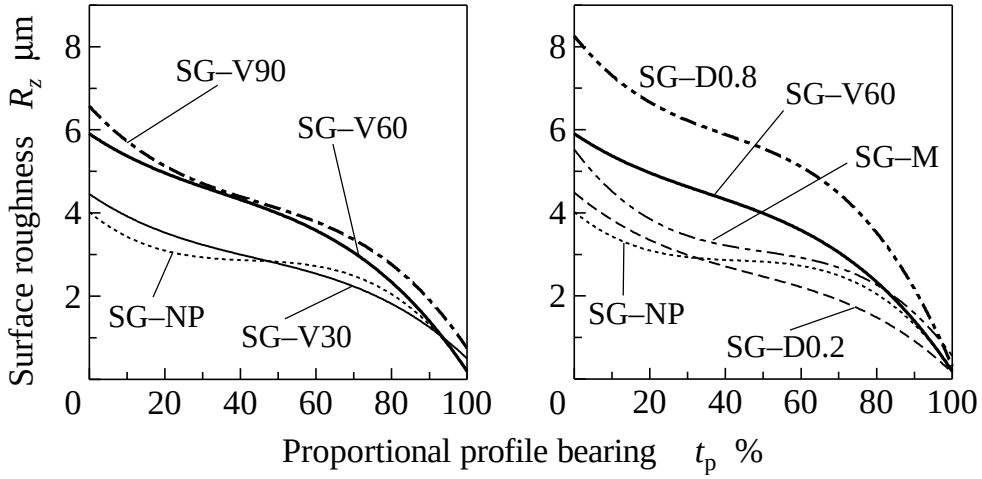


Fig. 2.30 Bearing area curves of roughness curves of steel gears

が消失していることが確認できる．特に強いショットピーニングを施したSG-V90やSG-D0.8では，鋼製ショットによる大きな凹みが生じ，粗さ曲線の振幅が大きくなった．

粗さ曲線のスペクトル解析結果をみると，$1/\lambda=40\mathrm{mm}^{-1}$ より大きい範囲内，すなわち波長λが0.025mmより短い範囲内において，SG-NPのスペクトルよりショットピーニングを施した歯車のスペクトルが小さくなっている．このことから，ショットピーニングによって，粗さ曲線の高周波成分が少なくなっているといえる．特にSG-D0.8では，波長λが0.025mmより短い範囲におけるスペクトルがかなり小さくなっているため，鋼ローラS2の場合と同様に，鋼歯車SGの場合においても表面粗さに及ぼすショット粒径の影響が大きいと考えられる．インボリュート曲線で形成される歯の断面曲線では，インボリュート曲線によるうねりが含まれる．そこで本論文では，インボリュート曲線によるうねりを取り除き，歯面の断面曲線から粗さ曲線を抽出して，スペクトル解析を行った．しかし，完全にインボリュート曲線によるうねりの影響を除去できなかったことから，低周波成分のスペクトルが大きくなり，高周波成分のスペクトルが相対的に小さくなって，鋼歯車SGでは，ショットピーニング条件によるスペクトルの違いが明確に現れていないと考えられる．

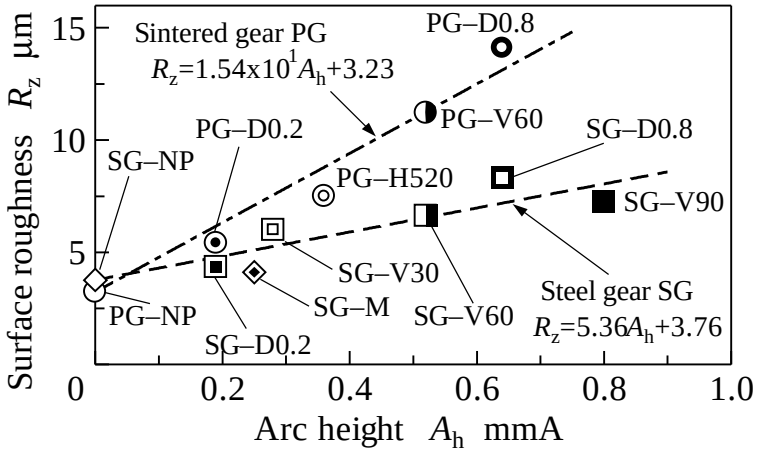
次に図2.29で示した鋼歯車SGの粗さ曲線を図2.30に負荷曲線で表す．図2.26と同様に縦軸を表面粗さの大きさ，横軸を負荷長さ率として表した．図2.30において左図がショット投射速度による違いを示し，右図がショット粒径による違いを表している．この図からも，SG-V30とSG-V90の負荷曲線の傾きの差よりSG-D0.2とSG-D0.8の傾きの差の方が大きいことから，ショット投射速度に比べ，歯車歯面の粗さ曲線に及ぼすショット粒径の影響が大きいといえる．図2.30右図には，相手歯車SG-Mの負荷曲線も示しているが，SG-NPの負荷曲線と同様の傾向であり，SG-Mの表面粗さに及ぼすショットピーニングの影響は小さかったといえる．

表2.12に鋼歯車SGの表面粗さならびに表面硬さを示す．表中の表面粗さは，各歯車歯面のかみあいピッチ点付近における歯形方向の表面粗さ（最大高さ）R_zであり，表面硬さは焼結歯車と同様に求めた．この表より，ショットピーニングを施すことによって，鋼歯車SGの表面粗さR_zならびに表面硬さが大きくなっていることがわかる．

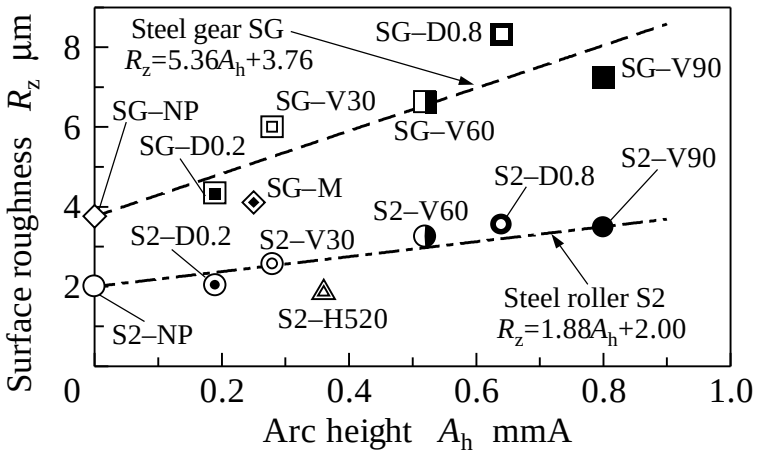
図2.31(a)と(b)はアークハイト値に対する鋼歯車SGの表面粗さR_zをプロットしたものである．鋼歯車と焼結歯車を比較するため，図2.31(a)には焼結歯車PGのプロット点を，鋼歯車と鋼ローラを比較するため，図2.31(b)には鋼ローラS2のプロット点を合わせて示す．この図より，強いショットピーニング，つまりショット投射速度あるいはショット粒径が大きい条件でショットピーニングを施した鋼歯車SGほど，表面粗さR_zが大きくなっていることがわかる．また，図2.28で示した焼結ローラP6と鋼ローラS2の表面粗さの関係と同様に，歯車の場合においても，焼結歯車PGに比べ，鋼歯車SGの表面粗さに及ぼすショットピーニングの影響は小さいといえる．また図2.31(b)より，鋼歯車SGと鋼ローラS2を比較すると，鋼ローラS2より鋼歯車SGの表面粗さに及ぼすショットピーニングの影響が大きかった．これは鋼ローラS2より鋼歯車SGの表面硬さが小さかったため，

Table 2.12 Surface properties of steel gears

Specimen	SG-NP	SG-V30	SG-V60	SG-V90	SG-D0.2	SG-D0.8	SG-M
Surface roughness R_z mm	3.76	5.99	6.62	7.25	4.33	8.32	4.11
Surface hardness HV	766	781	840	829	786	820	821



(a) Relationship between steel gear SG and sintered gear PG



(b) Relationship between steel gear SG and steel roller S2

Fig. 2.31 Relationship between surface roughness and arc height

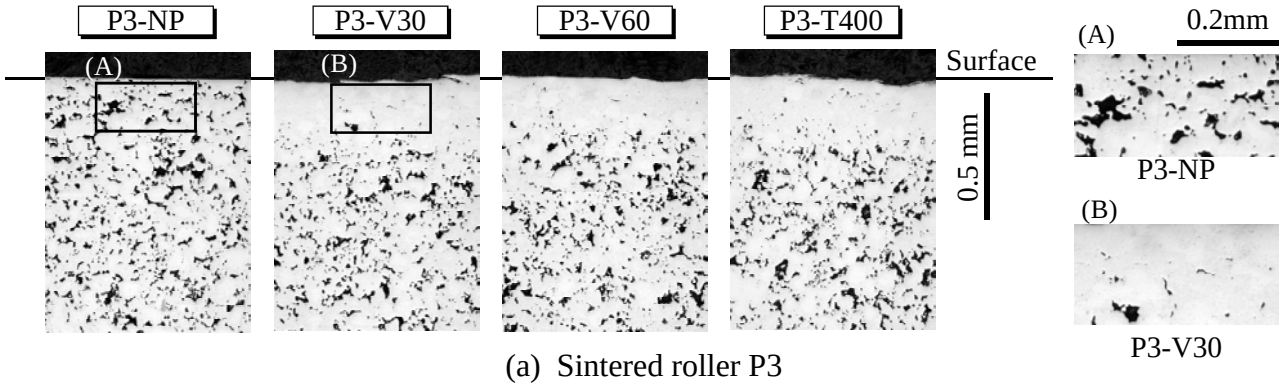
同条件でショットピーニングを施した場合，鋼ローラS2に比べ鋼歯車SGの表面粗さが大きくなったと考えられる．

2.3.5　気孔分布

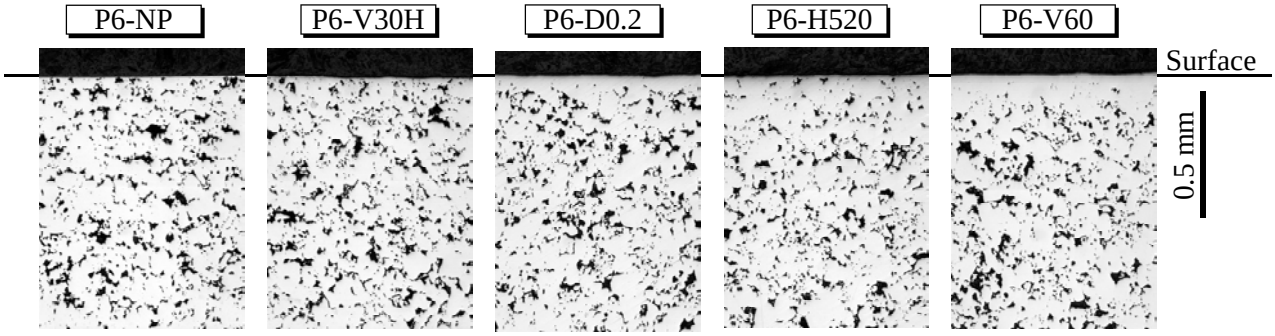
図2.32(a)と(b)にそれぞれ，焼結ローラP3およびP6のローラ円周面下の光学顕微鏡による軸断面写真を示す．図中の黒色はん点は気孔である．この図より，ショットピーニングを施していないP3-NPとP6-NPはローラ円周面下において気孔が一様に分布していることが確認できる．これに対し，ショットピーニングを施した焼結ローラP3では，ローラ円周面近傍の気孔の数が少なくなっていることがわかる．このことから本論文では，ショットピーニングによってローラ円周面近傍の気孔がつぶれたと判断した．また，図2.32(b)に示す焼結ローラP6においても，焼結ローラP3ほどではないが，ショットピーニングによりローラ円周面近傍の気孔がつぶれており，特に強いショットピーニングを施した焼結ローラほど多くの気孔が消失していた．焼結ローラP6に比べ，焼結ローラP3の気孔がショットピーニングにより深い位置でもつぶれていることから，表面粗さの場合と同様に，ローラ円周面近傍の気孔に及ぼすショットピーニングの影響も，焼結ローラP6より焼結ローラP3の方が大きいといえる．

図2.33は焼結歯車PGの軸直角断面写真である．焼結ローラの場合と同様に，ショットピーニングを施していないPG-NPは歯面下において気孔が一様に分布しているが，PG-D0.2以外のショットピーニングを施した焼結歯車では歯面近傍の気孔がつぶれていることがわかる．特に焼結歯車PGの中で強いショットピーニングを施したPG-V60およびPG-D0.8では，ほかの焼結歯車PGと比較して，歯面近傍の多くの気孔がつぶれていることが確認できる．これに対し，ショット粒径が小さいPG-D0.2において，歯面近傍の気孔はあまりつぶれていなかった．図2.32(b)に示したように，PG-D0.2と同条件でショットピーニングを施した焼結ローラP6-D0.2では，ローラ円周面近傍の気孔がつぶれていたことから，焼結ローラの場合に比べ，焼結歯車歯面近傍の気孔形状に及ぼすショットピーニングの影響は小さいといえる．この傾向は，図2.23で示した焼結歯車の表面粗さに及ぼすショットピーニングの影響が焼結ローラの場合より小さいことと一致する．

図2.32で示した焼結ローラP3およびP6の気孔分布の画像を用いて，画像解析プログラム（Image-Pro Plus Ver.4.0）により気孔分布の計測を行った．気孔分布の計測は，ショットピーニングの影響が顕著に現れたローラ円周面近傍，そしてショットピーニングの影響が少ないローラ円周面から深さ2mm付近を対象とした．つまり，1つの焼結ローラにつきローラ円周面下の2箇所を計測の対象とした．計測範囲は，1箇所につき3.6mm^2（0.6mm × 0.6mm）であり，それを1枚の画像（1200dpi × 1200dpi）で表したものを用いた．画像上の微小なはん点を計測対象から取り除くため，面積が5μm^{2}以上の気孔を計測対象として計測を行った．表2.13に焼結ローラP3およびP6の気孔分布の計測結果を示す．表中に示す気孔の個数は，計測対象範囲である3.6mm^{2}の範囲内にあった気孔の数



(a) Sintered roller P3



(b) Sintered roller P6

Fig. 2.32 Cross sections of sintered rollers

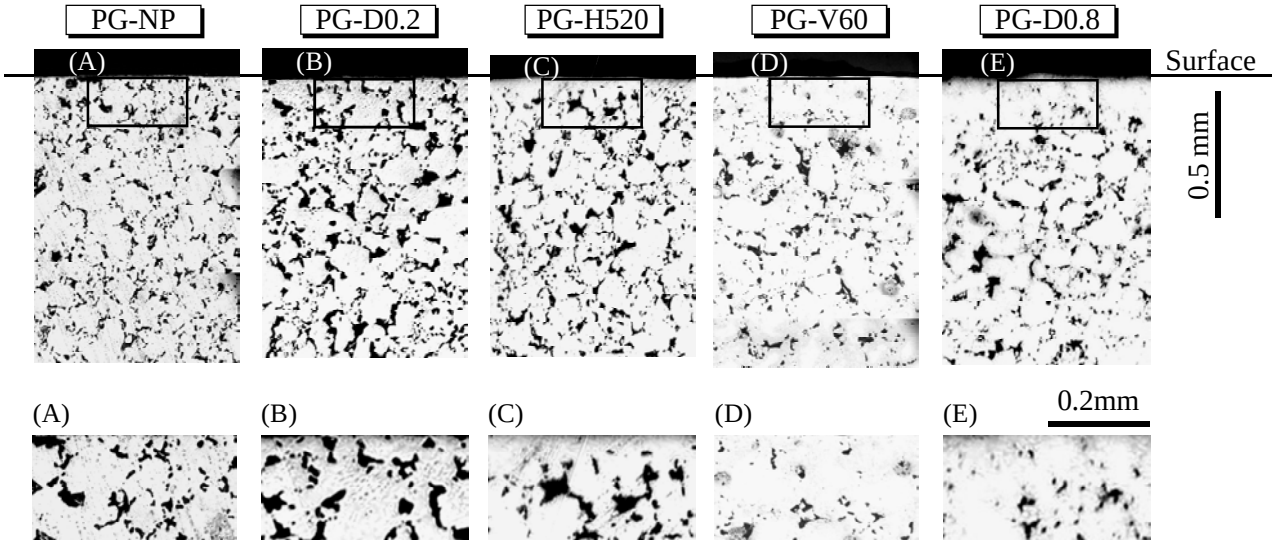


Fig. 2.33 Cross sections of sintered gears

Table 2.13　Measurement results of pores below sintered roller surface

(a) Sintered roller P3

Specimen	P3-NP		P3-V30		P3-V60		P3-T400	
	Subsurface	Case-core	Subsurface	Case-core	Subsurface	Case-core	Subsurface	Case-core
Total number of pores 1/mm²	139	148	154	131	112	132	118	130
Area μm²	92	82	59	72	83	68	89	116
Heywood diameter μm	10.8	10.2	8.6	9.6	10.3	9.3	10.7	12.1
Roundness	1.75	1.84	1.63	1.95	1.74	1.81	1.73	1.90
Area ratio	0.128	0.121	0.091	0.094	0.093	0.089	0.105	0.151

(b) Sintered roller P6

Specimen	P6-NP		P6-V30H		P6-D0.2		P6-H520		P6-V60	
	Subsurface	Case-core	Subsurface	Case-core	Subsurface	Case-core	Subsurface	Case-core	Subsurface	Case-core
Total number of pores 1/mm²	131	136	150	143	128	133	140	146	129	134
Area μm²	109	108	97	100	105	122	78	105	90	121
Heywood diameter μm	11.8	11.7	11.1	11.3	11.6	12.4	9.9	11.6	10.7	12.4
Roundness	1.83	1.97	1.76	1.84	1.82	1.82	1.60	1.86	1.63	1.81
Area ratio	0.142	0.147	0.145	0.143	0.135	0.161	0.109	0.153	0.117	0.162

を単位面積当たりに換算した気孔の数である．面積は，測定対象範囲にあったすべての気孔の面積の平均値である．円相当直径は，気孔面積の平均値を円に置き換えた場合の直径を表す．真円度は，各気孔の真円度の平均値であり，面積比は，計測対象範囲に対するすべての気孔の面積の総和の比である．

表 2.13 **より，各焼結ローラのローラ円周面近傍の面積比とローラ円周面から深さ** 2mm **付近の面積比を比較してみると，ショットピーニングを施していない** P3-NP **や** P6-NP**，弱いショットピーニングを施した** P3-V30 **や** P6-V30H **などは，面積比が同程度であることがわかる．これに対し，強いショットピーニングを施した** P3-T400 **や** P6-V60 **では，ローラ円周面から深さ** 2mm **付近の面積比に比べ，ローラ円周面近傍の面積比が小さくなっている．したがって，ショットピーニングにより気孔がつぶれ，気孔の数が少なくなっていることが計測結果からも判断できる．**

焼結歯車より焼結ローラ，さらに直径 60mm **焼結ローラより直径** 30mm **焼結ローラの方が表面から深い範囲で気孔がつぶれていたことから，特に焼結材製機械部品の大きさや形状により，最適なショットピーニング強度を検討する必要があることがわかった．**

2.4 結　言

本章では，直径30mmおよび直径60mmのプラズマ浸炭硬化焼結ローラ，モジュール5mm，基準圧力角20°, 歯数16枚のプラズマ浸炭硬化焼結歯車, そして直径60mmの浸炭硬化鋼ローラ, モジュール5mm，基準圧力角20°，歯数20枚の浸炭硬化鋼歯車に対し，ショット投射速度，ショット粒径，ショット硬さならびにショット投射時間の異なる条件でショットピーニングを施し, ローラおよび歯車の硬さ，圧縮残留応力，表面粗さなどに及ぼすショットピーニングの影響について検討した．さらに焼結ローラおよび焼結歯車の気孔に及ぼすショットピーニングの影響について検討を行った．本章で得られた結論は以下に示すとおりである．

(1) ショットピーニングを施すことにより, 焼結ローラの円周面近傍ならびに焼結歯車の歯面近傍の硬さと圧縮残留応力層が増加し, 特に強いショットピーニングを施した焼結ローラや焼結歯車ほど，硬さと圧縮残留応力層が増大した．また，ショット粒径が小さい条件で施した焼結ローラや焼結歯車ほど，表面圧縮残留応力が大きくなる傾向となった．これらの傾向は，鋼ローラおよび鋼歯車についてもみられた．

(2) ショットピーニングを施すことにより, ローラおよび歯車の表面粗さは増大し, 強いショットピーニングを施したローラおよび歯車ほど, 表面粗さが大きくなった．また, 同条件でショットピーニングを施した場合, 鋼ローラより焼結ローラの表面粗さが大きく, さらに直径の小さい焼結ローラの表面粗さが大きくなった．歯車の場合においても, 鋼歯車に比べ, 焼結歯車の表面粗さが大きかった．

(3) ローラおよび歯車の粗さ曲線をスペクトル解析することにより, ショットピーニングを施すことで, 研削痕に相当する粗さ曲線の高周波成分が消失し, 特に強いショットピーニングを施したローラならびに歯車の粗さ曲線ほど，高周波成分が消失することがわかった．

(4) ショットピーニングを施していない焼結ローラおよび焼結歯車では, ローラ円周下または歯面下の気孔が一様に分布していたが, ショットピーニングを施した結果, ローラ円周面近傍ならびに歯面近傍にある気孔がつぶれることがわかった. 特に強いショットピーニングを施した焼結ローラおよび焼結歯車ほど, 円周面または歯面から深い範囲で気孔がつぶれていた．また, 同じショットピーニング条件で比較した場合, 焼結歯車より焼結ローラの方が深い範囲で気孔がつぶれ, 特に直径の小さい焼結ローラで多くの気孔がつぶれていた．したがって, 焼結材製機械部品の大きさや形状により, 最適なショットピーニング強度を検討する必要があることがわかった．

参考文献

(1) 犬塚昌彦・相原秀雄，自動車の環境問題とショットピーニング利用技術，ショットピーニング技術協会シンポジウム，1997，(1997)，1-7.

(2) B-R.HOEHN, P.OSTER, U.WEIGAND, Influence of Material and Heat Treatment Aspects on Tooth Root Strength of Case Carburized Gears, VDI Ber (Ver Dtsch Ing), 1665-2, (2002), 1087-1097.

(3) 永村和照・池条清隆・志賀 隆・菊池 健，高濃度浸炭鋼歯車の曲げ強度と歯面強度，広島大学大学院工学研究科研究報告，51-1，(2002)，9-15.

(4) 穂屋下 茂，ショットピーニング，バレル研磨処理を用いた面粗さ形状の改善による面圧強度の向上法，トライボロジスト，47-10，(2002)，772-777.

(5) T.K.Hidayetoglu, Effect of the Gear Finishing Process on Bending Fatigue Crack Initiation and Propagation in Spur Gears, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C, 215-C7, (2001), 785-792.

(6) 森川浩次・有浦泰常・石丸良平・五家政人，微粒子ショットピーニングがオーステンパ処理球状黒鉛鋳鉄の面圧強さに及ぼす影響，日本機械学会論文集（C 編），67-653，(2001)，240-245.

(7) 相原秀雄・荻野峯雄・三林雅彦・稲垣英人・斎藤昭則・小川一義，ショットピーニングによる歯車の高強度化 歯車形状に対するショット条件の最適化，自動車技術会学術講演会前刷集，921-3，(1992)，69-72.

(8) 三林雅彦・相原秀雄・宮田隆司，ショットピーニングの現象解析　ショットピーニングを施した浸炭材の破壊力学的強度検討，自動車技術会学術講演会前刷集，932，(1993)，101-104.

(9) 日本粉末冶金工業会編著，焼結機械部品―その設計と製造―，(1987)，6-10，技術書院.

(10) 久保田普堪, 最近の金型ショットピーニング処理の動向と開発の方向性, 型技術, 16-9, (2001), 30-33.

(11) 日本機械学会研究協力部会RC184歯車装置の次世代設計･製造技術調査研究分科会研究報告書 別冊 歯車損傷図鑑，(2002)，155，日本機械学会.

(12) ショットピーニング技術協会編著，金属疲労とショットピーニング，(2004)，75，現代工学社.

(13) J.O.Almen, Peened Surfaces Improve Endurance of Machine Parts, Metal Progress, 270, (1943), 209-215.

(14) ショットピーニング技術協会編著, 金属疲労とショットピーニング, (2004), 120, 現代工学社.

(15) 日本材料学会編，X 線応力測定法標準，(1982)，1-10，日本材料学会.

(16) 日本材料学会編，X 線応力測定法標準，(1982)，24，日本材料学会.

(17) 米谷 茂，X線による中空円筒の残留応力の測定方法について，材料，18-190，(1969)，610-614.

(18) ショットピーニング技術協会編著，金属疲労とショットピーニング，(2004)，43，現代工学社.

(19) E.J.Abbott and F.A.Firestone, Specifying Surface Quality A Method Based on Accurate Measurement

and Comparison, Mechanical Engineering, 55, (1933), 569-572.

(20) **山本雄二・兼田楨宏，トライボロジー，**(1998)，22，**理工学社.**

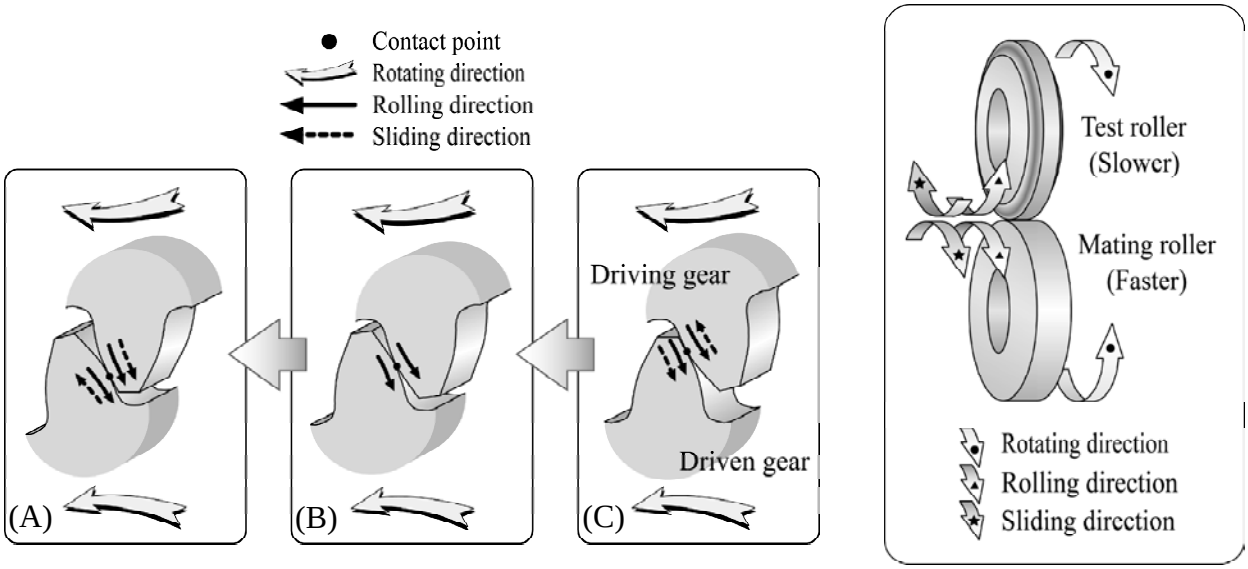
第３章　ローラおよび歯車の疲れ試験方法

3.1　緒　言

歯車の疲れ強さを検討する場合，歯の曲げ強さと面圧強さを考慮し，2つの強さのうち，小さい値をその歯車の疲れ強さとするのが一般的である[(1)]．歯の曲げ強さの試験方法としては，静的な荷重による曲げ疲れ試験，繰返し荷重による曲げ疲れ試験，そして動力循環式歯車試験機による運転疲れ試験がある．浸炭硬化鋼歯車より低硬度の調質歯車の場合，歯の曲げ強さより面圧強さの方が弱いため，調質歯車の強さは，面圧強さによって決定される．しかし，調質歯車に衝撃荷重が作用することを想定する際は，調質歯車の曲げ強さを知っておく必要がある．一方，浸炭硬化鋼歯車のような表面硬化歯車では，高負荷条件下で用いられることから，面圧強さより曲げ強さに着目される場合が多く，その曲げ強さを知ることが重要である．調質歯車と表面硬化歯車では強さの違いがあり，表面硬化歯車では動力循環式歯車試験機による運転疲れ試験からその曲げ強さを求めることができる．しかし，調質歯車では歯の折損よりもピッチングなどの表面損傷が先に発生するので，運転疲れ試験によって調質歯車の曲げ強さを求めることは困難である．したがって，一般に調質歯車の曲げ強さを求めるにあたり，繰返し曲げ疲れ試験機（パルセータ）を用いた曲げ疲れ試験が行われる場合が多い．

面圧強さの試験方法としては，二円筒試験機による転がり疲れ試験ならびに動力循環式歯車試験機による運転疲れ試験がある．歯車の運転疲れ試験に動力吸収式歯車試験機が用いられる場合があるが，最大伝達馬力に相当する電動モータと動力の吸収装置が必要であり，動力循環式歯車試験機では，損失馬力だけの電動モータがあればよいので，動力循環式歯車試験機の方が広く使用されている．転がり疲れ試験は，2つのローラ間に適当な負荷を加えた状態で，純転がりあるいは滑り・転がり接触させることによって，ピッチングなどの表面損傷が発生するまでのローラ回転数，つまりローラの疲れ寿命を求める方法である．電動モータの回転を2本のローラ軸に伝える歯車の歯数比を等しくし，2つのローラを反対方向に回転させれば，滑りのない純転がり接触となる．また，歯数比を変えれば，1つのローラが低速回転，もう1つのローラが低速ローラとは反対方向に高速回転となり，2つのローラ間が滑り・転がり接触となる．さらに，ローラ軸に回転を伝える歯車を偏心歯車や楕円(だ)歯車にすると，ローラ間の滑り率を断続的に変化させた滑り・転がり疲れ試験を行うことができる．すなわち，歯面間の接触状態をモデル化したのが二円筒滑り・転がり接触であり，製作コストのかかる歯車を単純形状で安価なローラに置き換えて，ローラの転がり疲れ試験により歯車の疲れ強さを調べることが可能である．

歯車に鋼製ショットを投射させた場合，歯車の作用歯面だけでなく，歯元にも鋼製ショットが衝突し，ピーニング効果が付与される（第2章の図2.12参照）．そして，歯元に付与されたピーニング効果により曲げ強さが向上する[(2)～(6)]ことは明らかにされており，曲げ強さが低下した例はみら



(a) Tooth meshing of test gear pair

(b) Sliding-rolling contact of test roller pair

Fig. 3.1 Contact condition

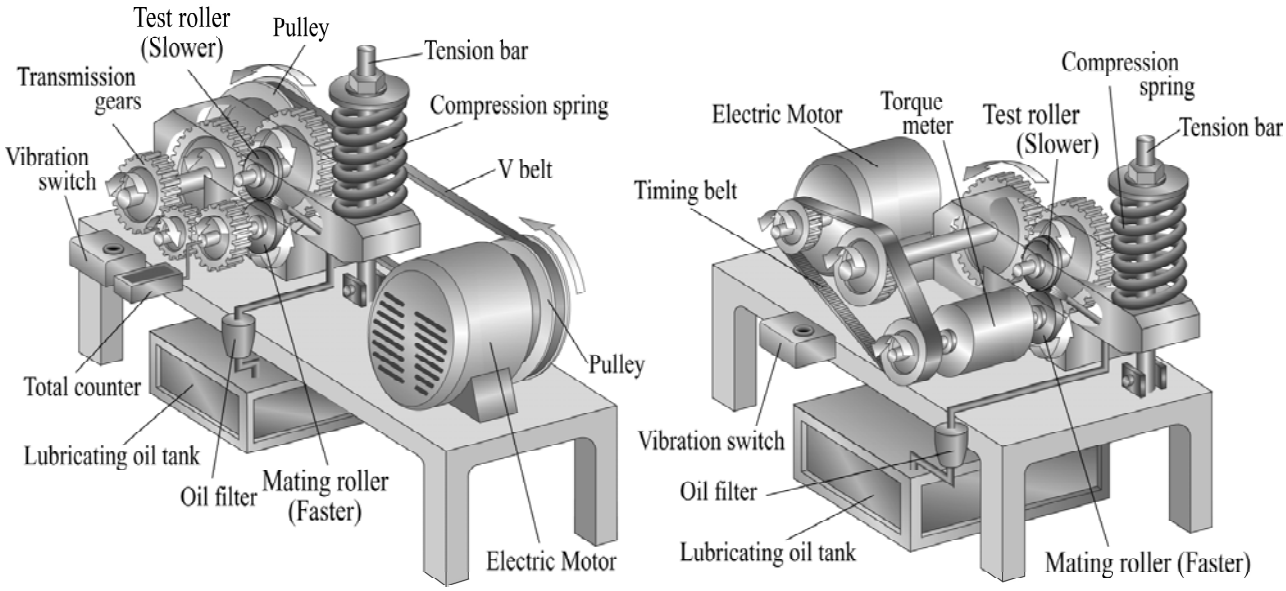
れない．したがって，ショットピーニングを施した歯車の強さを評価する場合，曲げ強さより表面粗さ増大の悪影響を受けやすい面圧強さに着目すべきであると考えられる．そこで，本論文では，第2章で示したローラおよび歯車を用いて，ローラの転がり疲れ試験ならびに歯車の運転疲れ試験を行い，ローラおよび歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響について検討を行った．本章では，ローラおよび歯車の疲れ試験方法や試験条件，潤滑状態について示す．

3.2 疲れ試験方法

3.2.1 ローラの転がり疲れ試験

図3.1(a)と(b)にそれぞれ，歯車対およびローラ対の接触条件について示す．歯車対のかみあいにおいて，回転が駆動歯車から被動歯車に伝達されるものとする．図3.1(a)より，かみあい始めは駆動歯車の歯元および被動歯車の歯先となり，かみあい終わりは駆動歯車の歯先および被動歯車の歯元となる．転がり方向を接触点の移動方向，滑り方向を相手の歯面にこすられる方向とすると，かみあい始めからかみあいピッチ点までにおいては，図3.1(a)の(C)に示すように駆動歯車歯面の転がり方向と滑り方向は逆方向であり，被動歯車歯面のそれらは同方向である．そしてかみあいピッチ点からかみあい終わりまでは，図3.1(a)の(A)に示すように駆動歯車歯面の転がり方向と滑り方向は同方向となり，被動歯車歯面のそれらは逆方向となる．かみあいピッチ点において歯がかみあう場合は，図3.1(a)の(B)に示すように互いの歯面は滑りを伴わず転がり接触である．

この歯車のかみあいにおける滑り・転がり接触をモデル化したものが，図3.1(b)に示す2つのロー



(a) Sintered roller (b) Steel roller

Fig. 3.2 Roller testing machines

ラ間における滑り・転がり接触である．2つのローラが同じ回転速度である場合は純転がり接触であるが，2つのローラの回転速度を変えることで相手のローラにこすられることから，滑りが生じ，滑り・転がり接触となる．さらに，高速側のローラでは，転がり方向と滑り方向が同方向であるが，低速側のローラでは，転がり方向と滑り方向が逆方向となる．一般に歯車の表面損傷は，転がり方向と滑り方向が逆方向となる駆動歯車および被動歯車の歯元の面に発生しやすいことから，試験対象とするローラを低速側のローラとする．

図3.2に本論文で使用したばね負荷式二円筒滑り転がり疲れ試験機[7]を示す．図3.2(a)の二円筒試験機を焼結ローラP3およびP6の転がり疲れ試験で用い，図3.2(b)の二円筒試験機を鋼ローラS1およびS2の転がり疲れ試験で用いた．両試験機とも基本的に同様の構造であり，同じ直径のローラを組み合わせ，圧縮ばねによって2つのローラ間に負荷を加え，電動モータで試験ローラ対を回転させることにより，ローラの転がり疲れ試験を行うことができる．

図3.2(a)に示す二円筒試験機には，ローラ軸間距離30mmならびに60mmの二円筒試験機があり，それぞれ焼結ローラP3およびP6の転がり疲れ試験で使用した．試験ローラと相手ローラとの間に加える負荷は，張力棒に貼付されたひずみゲージから静ひずみ計を介して検出される．電動モータ（出力0.75kW[ローラ軸間距離30mm]，7.5kW[ローラ軸間距離60mm]）の回転は，Ｖベルト，プーリ，歯車列を通して試験ローラと相手ローラに伝達され，プーリの直径と歯車列の歯数比を変えることにより，試験ローラと相手ローラの回転速度や滑り率を調整することができる．

一方，図3.2(b)に示す二円筒試験機の軸間距離は60mmである．試験ローラと相手ローラとの間に加える負荷は，張力棒下部に取り付けられたロードセルから静ひずみ計を介して検出される．電

Table 3.1 Fatigue test conditions of sintered roller and steel roller

Test roller			Sintered roller		Steel roller
Testing machine type			ϕ30	ϕ60	ϕ60
Rotational speed of slower roller	n_1	rpm	2864	1432	1423
Circumferential velocity of slower roller	v_1	m/s	4.50		4.47
Rotational speed of faster roller	n_2	rpm	3600	1800	1800
Circumferential velocity of faster roller	v_2	m/s	5.65		5.65
Specific sliding of slower roller	s_1	%	-25.7		-26.4
Specific sliding of faster roller	s_2	%	+20.4		+20.9
Sliding velocity	V_S	m/s	1.15		1.18

動モータ（出力5.5kW）の回転は，タイミングベルト，プーリ，歯車列を通して試験ローラと相手ローラに伝達される. さらにトルクメータを取り付け, 相手ローラ軸にカップリングで直結させた. これによりトルクメータから静ひずみ計を介して相手ローラ軸のトルクが得られ, 試験ローラと相手ローラ間の法線荷重を用いることで摩擦係数 m を求められる.

ローラの転がり疲れ試験の負荷の基準として, 試験ローラと相手ローラ間に生じるヘルツの最大接触応力 $p_{\max}$ [8] を用いた．ヘルツの最大接触応力 $p_{\max}$ は次式で与えられる.

$$p_{\max} = \sqrt{\frac{1}{p}\frac{P_n}{b}\frac{\dfrac{1}{R_1}+\dfrac{1}{R_2}}{\dfrac{1-n_1^{\,2}}{E_1}+\dfrac{1-n_2^{\,2}}{E_2}}} \tag{3.1}$$

ここで, P_n：ローラ間の法線荷重，　b：有効接触幅，　R：ローラ半径，　E：ローラ材料のヤング率, n：ローラ材料のポアソン比であり，添字1は試験ローラ，添字2は相手ローラである．また, $1/R$ は, 曲率半径で曲線や曲面の各点における湾曲の程度を示し, 曲率半径が大きいほど湾曲は緩やかになる．2つの曲面が接する場合，一方の曲面の曲率半径を無限大，つまり平面としたときのもう一方の曲面の曲率半径を相対曲率半径という．相対曲率半径 R_r は，次式で与えられる.

$$\frac{1}{R_r} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \tag{3.2}$$

式(3.2)より，本論文で用いた直径30mmローラの組合せでの相対曲率半径 R_r は7.5mm，直径60mmローラの組合せでの R_r は15mmである．直径30mmローラ対より直径60mmローラ対の曲率半径が大きいことから，直径60mmローラ対の方が接触面積が大きいといえる.

表3.1にローラの転がり疲れ試験の試験条件を示す. 試験ローラおよび相手ローラの回転速度 n_1,

Table 3.2　Property of lubricating oil

Specific gravity	288/277K	0.9022
Flash point	K	477
Pour point	K	260.5
Kinematic viscosity	313K	190.9
$\times 10^{-6}$ m^2/s	373K	17.47
Viscosity index		98
Total acid number	mgKOH/g	2.26
Viscosity-pressure coefficient	313K	23.18
	373K	16.07
1/GPa	423K	12.09

n_2は，焼結ローラP3の場合でそれぞれ2864rpm，3600rpmであり，焼結ローラP6の場合でそれぞれ1432rpm, 1800rpmである．試験ローラおよび相手ローラの円周速度v_1, v_2ならびに滑り率s_1, s_2は，それぞれ次式で与えられる．

$$v_1 = \frac{p\, n_1 R_1}{30}, \qquad v_2 = \frac{p\, n_2 R_2}{30} \tag{3.3}$$

$$s_1 = \frac{v_1 - v_2}{v_1}, \qquad s_2 = \frac{v_2 - v_1}{v_2} \tag{3.4}$$

式(3.3)と式(3.4)より，焼結ローラP3とP6のローラ円周速度および滑り率は，試験ローラでv_1=4.50m/sおよびs_1=-25.7%，相手ローラでv_2=5.65m/sおよびs_2=+20.4%となる．ここで鋼ローラの転がり疲れ試験で用いた直径60mm二円筒試験機の歯車列の歯数が，焼結ローラの直径60mm二円筒試験機とは異なるため，焼結ローラの回転速度が1432rpmであったのに対し，鋼ローラの回転速度は1423rpmとなる．これに伴い，鋼ローラの円周速度v_1は4.50m/sから4.47m/sに，鋼ローラの滑り率s_1は-25.7%から-26.4%に変わり，滑り速度は1.15m/sから1.18m/sに少し変化している．

ローラの損傷により異常振動が発生した際には，試験機に設置されている振動感受スイッチが作動し，試験機が自動停止するように調整した．試験機自動停止時には，ローラ円周面がおよそ20mm^{2}以上はく離していた．本論文では，この試験機自動停止時の試験ローラの回転数，つまり試験ローラの繰返し数を試験ローラの破壊寿命Nとした．

表3.2に本論文で使用した潤滑油の性状を示す．潤滑油は硫黄系とリン系の極圧添加剤を含む鉄道ソニックEP3090ギヤ油である．転がり疲れ試験中は油温を313±4Kに制御し，ローラかみ込み側ノズルから圧力給油した．給油量は，直径30mmおよび直径60mm二円筒試験機でそれぞれ750mL/

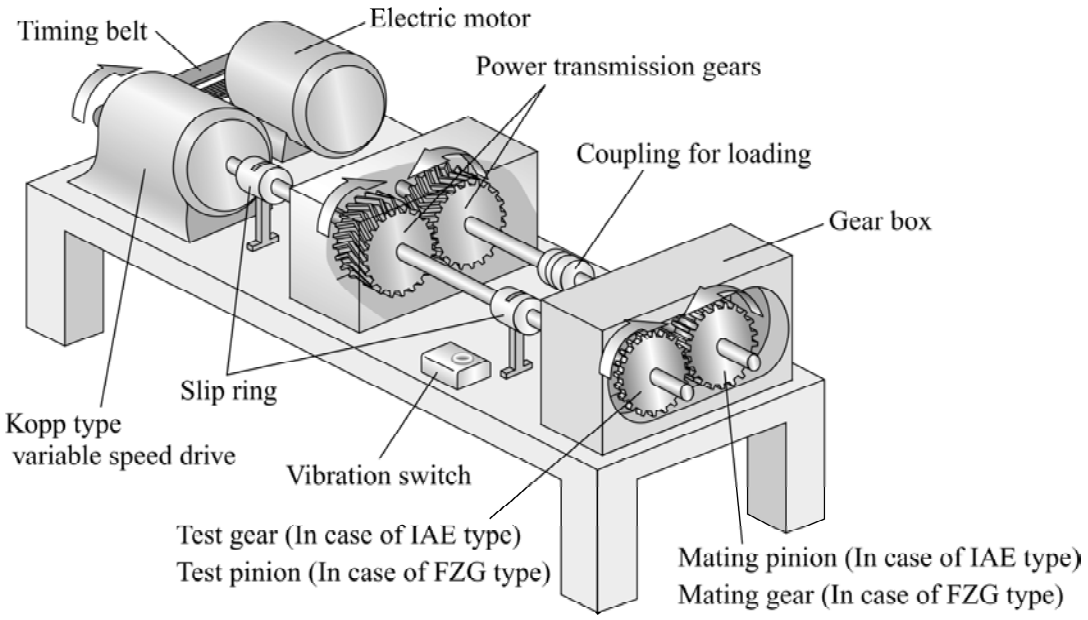


Fig. 3.3　Gear testing machine

min，1500mL/min である．

3.2.2　歯車の運転疲れ試験

図 3.3 に本論文で使用した動力循環式歯車試験機を示す．動力循環式歯車試験機は，1923 年に W.Lewis が発表したものが最初であると考えられ，その後，多くの研究者によって試作されている[9]．本論文では，焼結歯車 PG の運転疲れ試験には IAE 型動力循環式歯車試験機を用い，鋼歯車 SG の運転疲れ試験には FZG 型動力循環式歯車試験機を用いた．IAE 型動力循環式歯車試験機とは，イギリス自動車技術協会（IAE：Institute of Automobile Engineers）でギヤ油の耐荷重性能を研究する目的で製作された歯車試験機である[10]．一方，FZG 型動力循環式歯車試験機とは，ドイツのミュンヘン工科大学の歯車伝動装置研究所（FZG：Forschungsstelle für Zahnrader und Geriebebau）で開発されたものである．転位係数の異なる数種類の歯形の試験歯車を使用し，歯先における滑りを大きくした過酷な潤滑条件下で，グリースや種々の潤滑油のスコーリング試験，摩耗試験などに用いられている[11]．

動力循環式歯車試験機の特長として，歯数比と軸間距離が等しい試験平歯車対と動力伝達用やまば歯車対があり，その 2 組の歯車対をそれぞれねじり軸で結んでいる．この 2 本のねじり軸のうち駆動歯車側の軸には，トルク負荷用カップリングが取り付けられており，重錘式レバーによりねじり軸にトルクを負荷すると，これら 2 対の歯車は互いに歯面を押しあうようになり，各歯車軸にトルクがかかった状態になる．そこでねじり軸のカップリングを締結し，電動モータを駆動させれば，電動モータの動力がコップ式無段変速機を介して，動力伝達用やまば歯車を駆動させ，動力伝達用

やまば歯車対と試験平歯車対の歯車列内を循環する．本論文で用いたIAE型動力循環式歯車試験機では，試験平歯車対が減速かみあい，動力伝達用やまば歯車対は増速かみあいであり，FZG型動力循環式歯車試験機では，試験歯車対が増速かみあい，動力伝達用やまば歯車対は減速かみあいである．歯車試験機内で動力が循環することにより，電動モータからは歯車試験機内の動力損失分に相当する動力を供給するだけでよい．したがって，歯面間に伝達される動力は，電動モータの動力よりはるかに大きくとることが可能である．

IAE型動力循環式歯車試験機の軸間距離は82.55mmであり，FZG型動力循環式歯車試験機の軸間距離は102mmである．焼結歯車PGでは，試験大歯車を被動側，相手小歯車を駆動側とし，鋼歯車SGでは，試験小歯車を被動側，相手大歯車を駆動側として，試験歯車の回転速度1800rpmで運転疲れ試験を行った．潤滑油には，ローラの転がり疲れ試験で用いた潤滑油と同じEP3090ギヤ油（表3.2参照）を使用した．運転疲れ試験中は油温を313±4Kに制御し，歯車かみこみ側より750mL/minで圧力給油した．

本論文では，ピッチングやスポーリングなどの損傷により歯面がはく離した面積をピッチング面積とした．そして，所定の試験歯車回転数ごとにピッチング面積を測定し，試験歯車と相手歯車の総接触面積に対するピッチング面積の比で表すピッチング面積率を求めた．そのピッチング面積率が5%に達したときの試験歯車の回転数，つまり試験歯車の繰返し数を試験歯車の破壊寿命Nとした．総接触面積A_tとは，試験歯車と相手歯車がかみあう歯面の面積の総和であり，次式で表される．

$$A_t = b\left(z_1 l_1 + z_2 l_2\right) \tag{3.5}$$

ここで，b：有効接触歯幅，　z_1，z_2：小歯車と大歯車の歯数，　l_1，l_2：小歯車と大歯車の歯面のインボリュート長さである．本論文で用いた焼結歯車PGの場合，l_1=9.28mm，l_2=9.14mmであるので，A_t=1713mm^{2}となる．また，鋼歯車SGの場合，l_1=8.96mm，l_2=8.09mmであるので，A_t=1745mm^{2}となる．

歯車試験機に振動感受スイッチが取り付けられており，試験歯車に歯の折損などの損傷が生じ，それに起因して歯車試験機の振動が大きくなれば，歯車試験機が自動停止するように調整した．ピッチング面積率が5%に達する以前に，歯車試験機が自動停止したときの試験歯車の繰返し数も破壊寿命Nとした．

運転疲れ試験の所定の試験歯車繰返し数ごとに，レプリカ法による試験歯車と相手歯車の歯面観察，歯形測定，歯面粗さ測定ならびにピッチング面積の測定を行った．レプリカ法による歯面観察とは，歯面に酢酸メチルを滴下した後，厚さ35μmのアセチルセルロースフィルムを歯面上に置き，酢酸メチルとの化学反応により歯面状態をアセチルセルロースフィルムに転写して，そのフィルムを顕微鏡により観察する方法である．歯面のピッチング面積の測定では，まず歯面にオレンジ色の光明丹を塗布し，セロハンテープを歯面に押しつける．これにより，歯面上の未損傷部分では光明丹がテープに付着するが，はく離した部分ではテープに付着しないことから，はく離の形状がテー

プに転写される．そして視野に直径0.1～1.0mmの円が刻まれた倍率10倍のルーペを用いて，そのテープに転写した歯面のはく離形状を円の大きさに置き換え，ピッチング面積を測定した．

図3.4に焼結歯車対および鋼歯車対のかみあいにおける荷重分担率，ヘルツの最大接触応力比 $(p_{\max})_i / p_{\max}$ ，曲率半径 R ならびに相対曲率半径 R_r ，滑り率 s の変化を示す．試験歯車が幾何学的にかみあっているときの作用線上での各かみあい位置での荷重分担率を石川の式(12)で求めた．ここで石川の式によると，歯を図3.5に示すような長方形と台形の組合せとみなし，小歯車の歯の荷重作用点の作用線方向たわみ d_1 は次式で表される．

$$d_1 = d_{Br1} + d_{Bt1} + d_{S1} + d_{G1} \tag{3.6}$$

ここで，d_{Br1}：長方形部のたわみ，　d_{Bt1}：台形部のたわみ，　d_{S1}：せん断力によるたわみ，　d_{G1}：基礎部の傾斜によるたわみである．さらに，大歯車の歯のたわみを d_2 ，歯面接触部の変形量を d_{pV} とすると，一対の歯の全たわみ d は，

$$d = d_1 + d_2 + d_{pV} \tag{3.7}$$

で与えられる．

荷重分担率と歯車接触時の相対曲率半径 R_r を考慮した各かみあい位置におけるヘルツの最大接触応力 $(p_{\max})_i$ を計算し，$(p_{\max})_i$ をかみあいピッチ点におけるヘルツの最大接触応力 $p_{\max}$ で除した $(p_{\max})_i / p_{\max}$ を求めた．本論文で用いた焼結歯車対の場合，作用線長さは17.25mmであり，鋼歯車対では24.43mmである．

インボリュート平歯車対のかみあいにおいて，ヘルツの最大接触応力，相対曲率半径および滑り率を以下に示す．まず，各かみあい位置におけるヘルツの最大接触応力 $(p_{\max})_i$ は次式で与えられる．

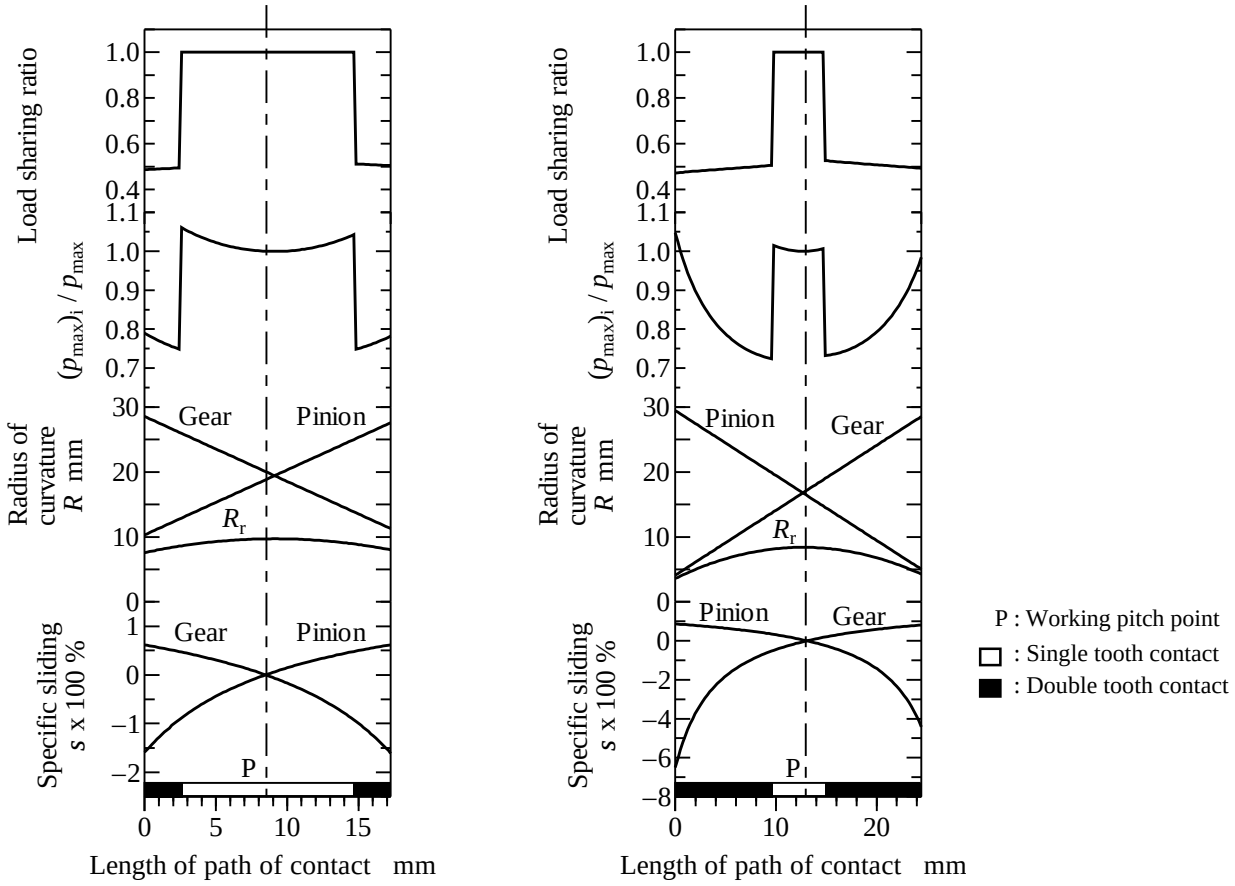
$$(p_{\max})_i = \sqrt{\frac{1}{p}\frac{(P_n)_i}{b}\frac{\dfrac{1}{R_1}+\dfrac{1}{R_2}}{\dfrac{1-n_1^{\,2}}{E_1}+\dfrac{1-n_2^{\,2}}{E_2}}} \tag{3.8}$$

ここで，$(P_n)_i$：各かみあい位置における歯面法線荷重，　b：有効歯幅，　R：歯車対の各接触点における歯面の曲率半径，　E , n：歯車材料のヤング率とポアソン比，　添字1：小歯車，　添字2：大歯車である．また，ヘルツの最大接触応力 $p_{\max}$ は式(3.1)で示したとおりである．

平歯車対の各接触点での小歯車および大歯車歯面の曲率半径 R_1 と R_2 は次式で表される．

$$R_1 = \frac{m z_1 \cos\alpha \tan\alpha_{1i}}{2}, \quad R_2 = \frac{m z_2 \cos\alpha \tan\alpha_{2i}}{2} \tag{3.9}$$

ここで，m：モジュール，　z_1 , z_2：小歯車および大歯車の歯数，　α：基準圧力角，　α_{1i} , α_{2i}：各かみあい位置における小歯車および大歯車の圧力角である．かみあいピッチ円上で歯車対がかみあう



(a) Sintered gear pair (b) Steel gear pair

Fig. 3.4 Load sharing ratio, $(p_{max})_i/p_{max}$, radius of curvature and specific sliding during tooth meshing

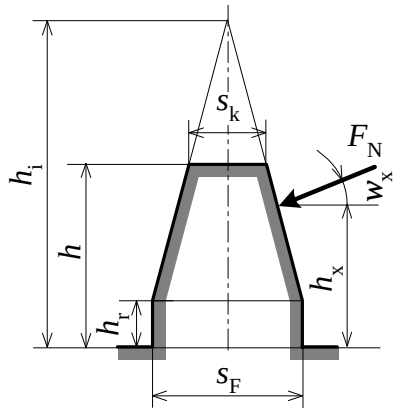


Fig. 3.5 Approximate tooth profile

ときには$\alpha_{1i}=\alpha_{2i}=\alpha_w$（かみあい圧力角）となる．相対曲率半径$R_r$は，次式で与えられる．

$$\frac{1}{R_r}=\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_2} \tag{3.10}$$

また，小歯車および大歯車の滑り率s_1，s_2は，

$$s_1=\frac{v_{1t}-v_{2t}}{v_{1t}}, \quad s_2=\frac{v_{2t}-v_{1t}}{v_{2t}} \tag{3.11}$$

で表される．ここで，v_{1t}とv_{2t}は小歯車および大歯車の歯面接線方向の歯面速度であり，次式で与えられる．

$$v_{1t}=\frac{p\,R_1 n_1}{30}, \quad v_{2t}=\frac{p\,R_2 n_2}{30} \tag{3.12}$$

ここで，n_1とn_2は小歯車および大歯車の回転速度（rpm）である．

本論文で用いた焼結歯車対のかみあい率が1.246，鋼歯車対のかみあい率が1.655あることから，かみあい始めとかみあい終わりでは二対かみあいとなり，かみあいピッチ点付近では一対かみあいとなる．なお，一対かみあいとは，歯車対のかみあいにおいて1組の歯のみがかみあっている状態であり，二対かみあいとは，同時に2組の歯がかみあっている状態を示す．したがって，図3.4に示すように，荷重分担率は一対かみあい域では1.0となり，二対かみあい域では約0.5となる．相対曲率半径R_rはかみあい始めから増加し，一対かみあいのかみあいピッチ点付近で最大となり，かみあい終わりに至るまで減少する．本論文で用いた焼結歯車対のかみあいピッチ点における相対曲率半径R_rは9.71mmであり，かみあいにおいて7.58mmから9.72mmの範囲内で変化する．また，鋼歯車対のかみあいピッチ点における相対曲率半径R_rは8.39mmであり，かみあいにおいて3.61mmから8.39mmの範囲内で変化する．ヘルツの最大接触応力比$(p_{\max})_i/p_{\max}$は，一対かみあい域では1.0に近い値で，$(p_{\max})_i$は$p_{\max}$と大差がない．そこで本論文では，歯車運転疲れ試験の負荷の基準として，かみあいピッチ点におけるヘルツの最大接触応力$p_{\max}$を用いた．

焼結歯車対では，試験歯車と相手歯車のかみあいピッチ点における歯面上の転がり速度は3.78m/sである．また，試験歯車は被動側であるので，かみあい始めの歯末の面では正の滑り率であり，かみあい終わりの歯元の面では負の滑り率となる．すなわち，試験歯車の歯面上の滑り率は+61%から-161%まで変化する．相手歯車は駆動側であるので，かみあい始めの歯元の面では負の滑り率，かみあい終わりの歯末の面では正の滑り率となり，-159%から+62%まで変化する．先述したように，焼結ローラP3およびP6の転がり疲れ試験において，試験ローラの滑り率は-25.7%であり，相手ローラの滑り率は+20.4%であった．

一方，鋼歯車対では，試験歯車と相手歯車のかみあいピッチ点における歯面上の転がり速度は3.08m/sである．また，試験歯車の歯面上の滑り率は+87%から-442%まで変化し，相手歯車では

-651% から +82% まで変化する．先述したように，鋼ローラ S1 および S2 の転がり疲れ試験において，試験ローラの滑り率は -26.4% であり，相手ローラの滑り率は +20.9% であった．

3.3　理論最小油膜厚さとD値

3.3.1　焼結ローラおよび焼結歯車の計算結果

2 つの円筒が接触する線接触において，弾性流体潤滑状態での流体膜厚の数値解は，Dowson-Higginson によって求められた[13]．図 3.6 に示す理論最小油膜厚さ h_{min} は，Reynolds の境界条件を使用して次式で表されることを示した[14]．

$$h_{\min} = 2.65 G^{0.54} U^{0.70} W^{-0.13} R \tag{3.13}$$

ここで，　材料パラメータ　$G = aE$ (3.14)

速度パラメータ　$U = \dfrac{h_0 u}{ER}$ (3.15)

荷重パラメータ　$W = \dfrac{w}{ERl}$ (3.16)

さらに，　$E = \dfrac{2}{\dfrac{1-n_1^2}{E_1} + \dfrac{1-n_2^2}{E_2}}$ (3.17)

$h_0 = nr$ (3.18)

$R = \dfrac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$ (3.19)

$u = \dfrac{u_1 + u_2}{2}$ (3.20)

ここで，a：油の粘度圧力係数（1/Pa），　E_1, E_2：試験ローラと相手ローラのヤング率，または試験歯車と相手歯車のヤング率（Pa），　n_1, n_2：試験ローラと相手ローラのポアソン比，または試験歯車と相手歯車のポアソン比，　h_0：油の粘度（Pa・s），　n：油の動粘度（m^2/s），　r：油の密度（kg/m^3），　R_1, R_2：試験ローラと相手ローラの半径，またはかみあいにおける試験歯車と相手歯車の曲率半径（m），　u_1, u_2：試験ローラと相手ローラの円周速度，試験歯車と相手歯車の歯面速度（m/s），w：法線荷重（N），　l：接触幅（m）である．

先述したように本論文では，潤滑油の温度を 313±4K に制御して給油しているが，ローラおよび歯車の疲れ試験中に油温が変化する．油温の変化に伴い，潤滑油の性状も変化するため，理論最小

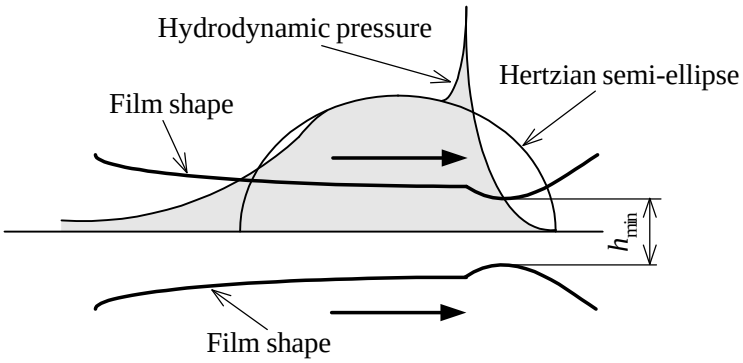
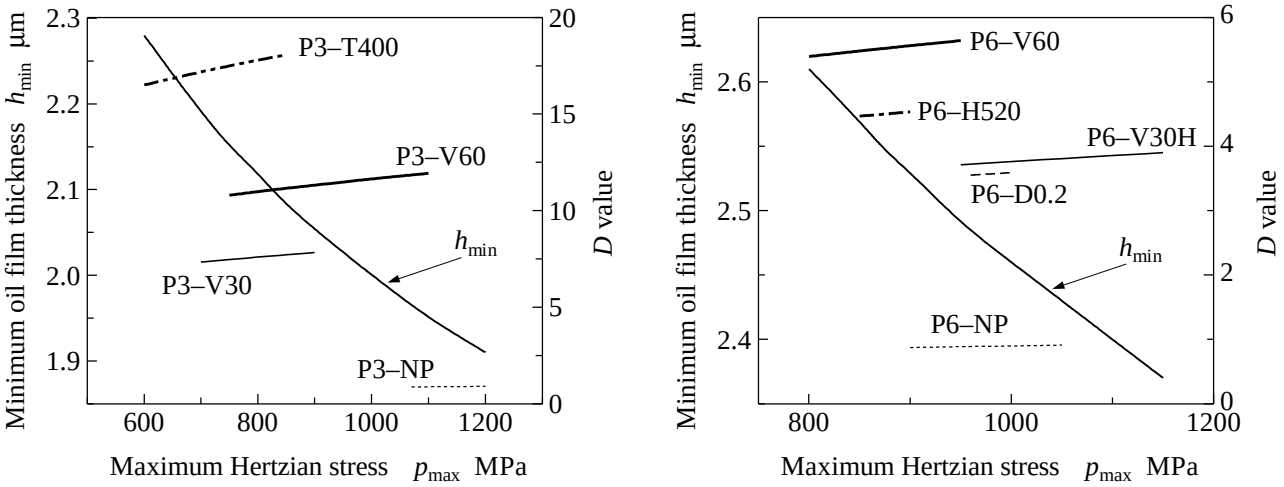


Fig. 3.6 Elastohydrodynamic lubrication of rollers



(a) Sintered roller P3 (b) Sintered roller P6

Fig. 3.7 Minimum oil film thickness and *D* value

油膜厚さ h_{min} を求めるにあたり，油温に対する潤滑油の密度ならびに動粘度を考慮した．潤滑油の密度は，温度に対する密度換算の基本式（JIS K2249-1995）を用いて求め，潤滑油の動粘度は，任意温度における動粘度の推定方法（JIS K2283-1995）を用いて求めた．

2つのローラ円周面の突起同士が流体によって完全に分離した流体潤滑状態ではピッチングが発生しにくく，突起同士が部分的に直接接触する境界潤滑状態ではピッチングが発生しやすい．したがって，油膜厚さと表面粗さを考慮することによって，ピッチングの発生しやすさの程度を表すことができると考えられる．そこで，P.H.Dawson は2つのローラの初期表面粗さ（最大高さ）R_z の和をとり，

$$D = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{h_{min}} \tag{3.21}$$

R_{z1}, R_{z2}：試験ローラと相手ローラの表面粗さ（最大高さ）

として, このD値とピッチング損傷によるローラの破壊寿命との関係が逆比例的になることを示している[15]．すなわち, D値が大きいほど，ピッチングが発生しやすい．特に, D値が1より大であると，2つのローラは金属接触しているといえる．

図3.7(a)と(b)は，それぞれ焼結ローラP3およびP6の理論最小油膜厚さh_{min}とD値を求め，それらをヘルツの最大接触応力p_{max}に対して表したものである．図中の矢印で示す理論最小油膜厚さh_{min}の変化以外のグラフは, 各試験ローラのD値の変化を示す．p_{max}は, 焼結ローラP3およびP6の転がり疲れ試験で用いた負荷とした．なお，焼結ローラの転がり疲れ試験では，試験中の油温を測定していないので, 理論最小油膜厚さh_{min}を求めるにあたり必要な油温は, 給油温度である313Kを用いた．図3.7(a)と(b)より，焼結ローラP3およびP6で相対曲率半径や負荷条件が異なるため，理論最小油膜厚さh_{min}の大きさも異なるが, ヘルツの最大接触応力p_{max}が大きいほど, 理論最小油膜厚さh_{min}は小さくなる傾向は同じである．同じ負荷条件で焼結ローラP3とP6を比較した場合，図3.7(a)に示す相対曲率半径が小さい焼結ローラP3の方が理論最小油膜厚さh_{min}の大きさも小さかった．したがって，相対曲率半径が小さいほど，理論最小油膜厚さh_{min}が小さくなり，過酷な潤滑状態になるといえる．なお，ショットピーニングの違いにより，転がり疲れ試験中の焼結ローラの油温は変化すると考えられる. しかし, すべての焼結ローラで油温313Kとして理論最小油膜厚さh_{min}を算出したため, ショットピーニング条件による理論最小油膜厚さh_{min}の違いをみることはできなかった.

D値は試験ローラおよび相手ローラの初期表面粗さを用いて求めていることから, ショットピーニングの影響によるD値の違いがみられる．ショットピーニングを施していないP3-NPとP6-NPは表面粗さが小さかったので, D値は1より小さかった．しかし，ショットピーニングを施した焼結ローラでは，表面粗さの増加によりD値は1より大きく，特に強いショットピーニングを施した焼結ローラ，つまり表面粗さが大きな焼結ローラほど, D値は大きくなっている．特に，焼結ローラP6に比べ焼結ローラP3の表面粗さが大きかったことから, D値もかなり大きくなっており, 金属接触しやすい状況下にあると考えられる．

図3.8に歯のかみあいに対する焼結歯車PGの理論最小油膜厚さh_{min}の変化を示す．理論最小油膜厚さh_{min}は焼結ローラの場合と同様に式(3.13)から求めた．焼結歯車PGの理論最小油膜厚さh_{min}を求めるにあたり必要な油温として，給油温度である313Kを用いた．焼結ローラの相対曲率半径R_rやヘルツの最大接触応力p_{max}は常に一定であったが，図3.4(a)で示したように焼結歯車PGの場合は，各かみあい位置で相対曲率半径R_rやヘルツの最大接触応力$(p_{max})_i$が異なることから，各かみあい位置での理論最小油膜厚さh_{min}を求めた．図3.8より，かみあい始めからかみあい終わりに至るまで理論最小油膜厚さh_{min}は増加するが, 同時かみあい数が変化する際に理論最小油膜厚さh_{min}の変化は不連続となる．一対かみあいでの$(p_{max})_i$は二対かみあいでの$(p_{max})_i$より大きいことから,

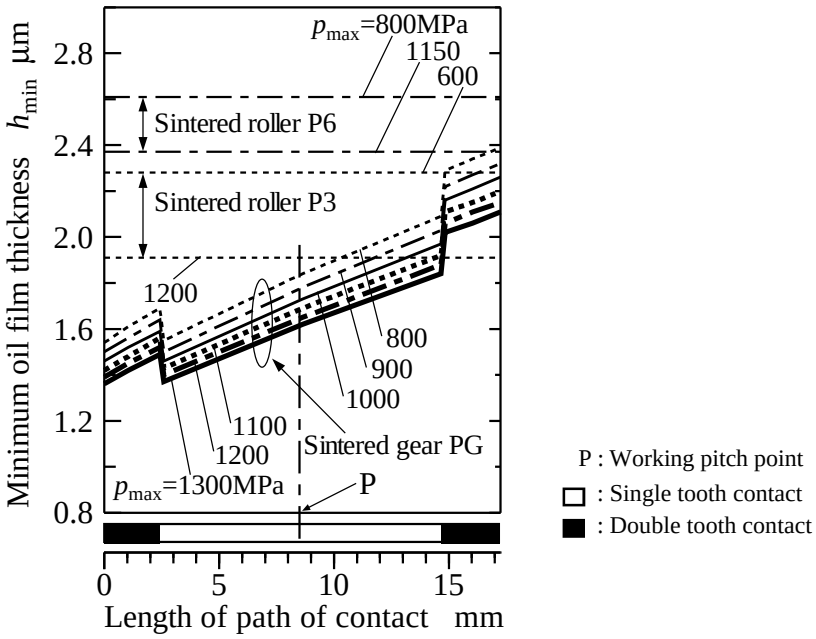


Fig. 3.8 Minimum oil film thickness during tooth meshing

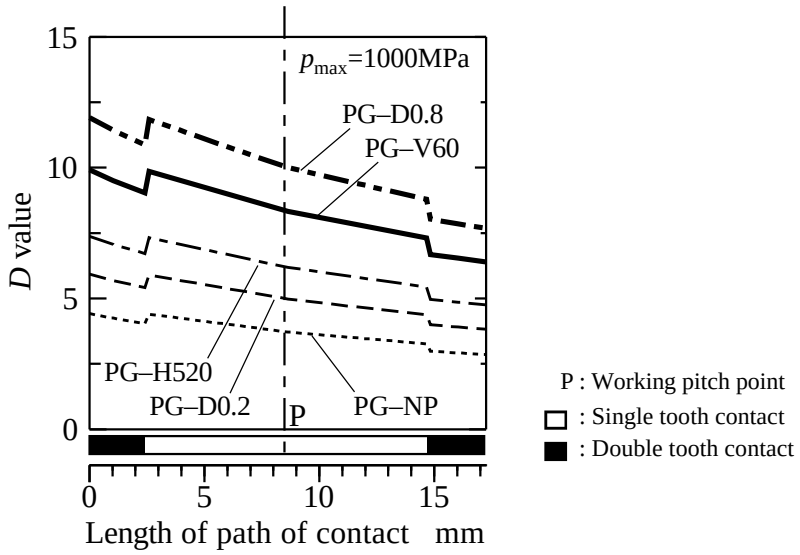


Fig. 3.9 *D* value during tooth meshing

二対かみあいから一対かみあいの変化において理論最小油膜厚さ h_{min} は減少し，一対かみあいから二対かみあいの変化において増加する．また，かみあいピッチ点におけるヘルツの最大接触応力 p_{max} の増加とともに，理論最小油膜厚さ h_{min} が小さくなっていることがわかる．図中のローラの理論最小油膜厚さ h_{min} は，図3.7で示した焼結ローラP3およびP6について示したものであるが，焼結歯車PGの理論最小油膜厚さ h_{min} は焼結ローラの h_{min} より小さいといえる．つまり，疲れ試験中の油温や表面粗さが同じと仮定した場合，焼結歯車PGの運転疲れ試験では，焼結ローラの場合より油膜が切れやすく，金属接触しやすいと考えられる．

図3.9はヘルツの最大接触応力 p_{max} =1000MPaでの焼結歯車PGの歯のかみあいにおける D 値の変化を示したものである．D 値は焼結ローラの場合と同様に式(3.21)から求めた．D 値は理論最小油膜厚さ h_{min} に反比例することから，かみあい始めからかみあい終わりまで減少し，理論最小油膜厚さ h_{min} の変化と同様に，D 値の変化も不連続となっている．強いショットピーニングを施した焼結歯車，すなわち表面粗さが大きい焼結歯車ほど，D 値は大きくなっていることがわかる．本論文で用いたすべての焼結歯車対において，D 値は 1 より大であった．

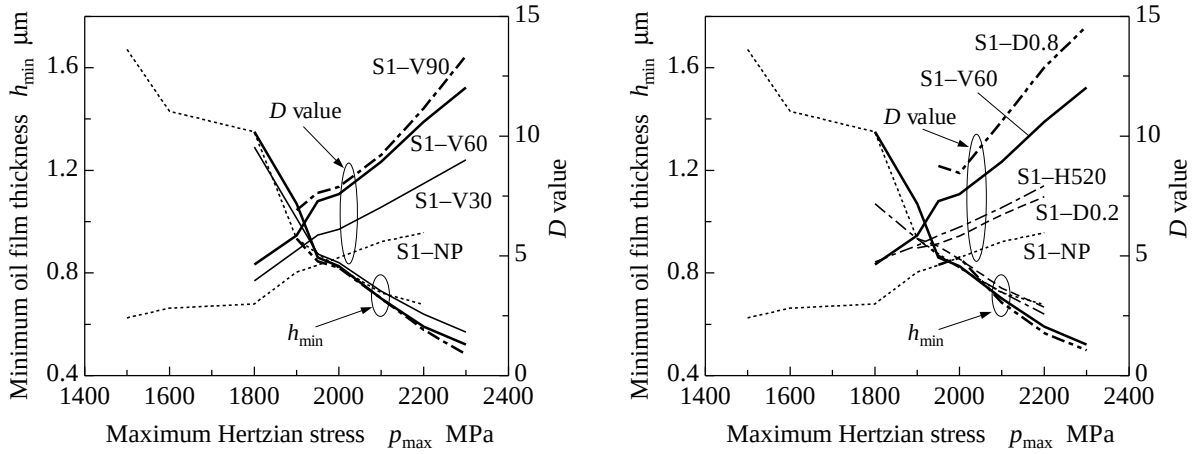
3.3.2　鋼ローラおよび鋼歯車の計算結果

図 3.10(a) と (b) にそれぞれ，ヘルツの最大接触応力 p_{max} に対する鋼ローラ S1 および S2 の理論最小油膜厚さ h_{min} と D 値の変化を示す．同じ鋼ローラの h_{min} と D 値の変化は，同じ線種で示している．ここで，鋼ローラの転がり疲れ試験において，クロメル－アルメル熱電対により試験中の試験ローラおよび相手ローラの円周面における表面温度を測定した．そして，得られた両ローラの表面温度の平均値を疲れ試験中の油温として，理論最小油膜厚さ h_{min} の算出に用いた．図 3.11(a) と (b) にそれぞれ，鋼ローラ S1 および S2 の転がり疲れ試験における油温を示す．これらの図より，p_{max} が大きくなると油温が上昇する傾向がみられ，さらに同じ p_{max} で比較した場合，強いショットピーニングを施した鋼ローラほど油温が高くなる傾向がみられた．したがって，表面粗さが大きな鋼ローラほど，疲れ試験中の油温が上昇すると考えられる．

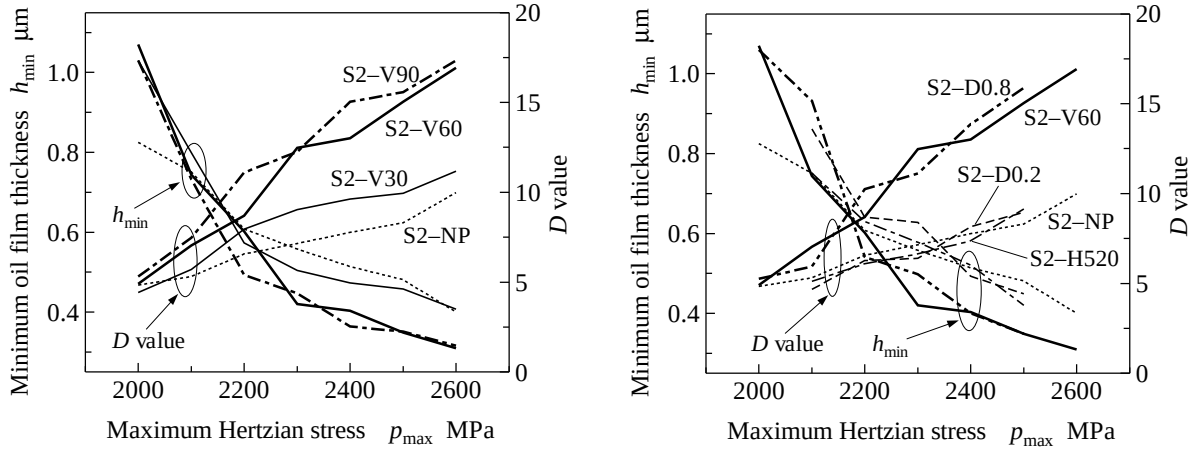
図 3.7 で示した焼結ローラ P3 および P6 では油温を給油温度である 313K として理論最小油膜厚さ h_{min} を求めたために，各試験ローラの違いがみられなかったが，図 3.10 に示す鋼ローラ S1 および S2の理論最小油膜厚さ h_{min} には油温の違いによる各試験ローラの差が現れていることがわかる．表面粗さが大きい鋼ローラ，すなわち強いショットピーニングを施した鋼ローラほど油温が高くなる傾向にあったことから，同じ p_{max} で比較した場合，強いショットピーニングを施した鋼ローラほど h_{min} が小さくなる傾向がみられる．また，p_{max} が大きいほど h_{min} が小さくなる傾向もみられる．

D 値を比較してみると，強いショットピーニングを施した鋼ローラほど大きくなっている．特に強いショットピーニングを施した鋼ローラでは，表面粗さが大きく，h_{min} が小さいので，D 値が大きくなり，金属接触しやすいと考えられる．鋼ローラ S1 および S2 の転がり疲れ試験での p_{max} の範囲内で，すべての鋼ローラ対の D 値は 1 より大であり，鋼ローラ対は金属接触しているといえる．

図 3.12 に鋼歯車 SG の歯のかみあいに対する理論最小油膜厚さ h_{min} の変化を示す．理論最小油膜厚さ h_{min} を求めるに際に必要な油温として給油温度である 313K を用いた．ローラの相対曲率半径 R_r やヘルツの最大接触応力 p_{max} は常に一定であったが，図3.4(b)で示したように鋼歯車対では，各かみあい位置で相対曲率半径 R_r やヘルツの最大接触応力 $(p_{max})_i$ が異なることから，焼結歯車対と同様に各かみあい位置での理論最小油膜厚さ h_{min} を求めた．図 3.12 より，図 3.8 で示した焼結歯車 PG の場合と同様に，かみあい始めからかみあい終わりに至るまで鋼歯車 SG の理論最小油膜厚さ



(a) Steel roller S1

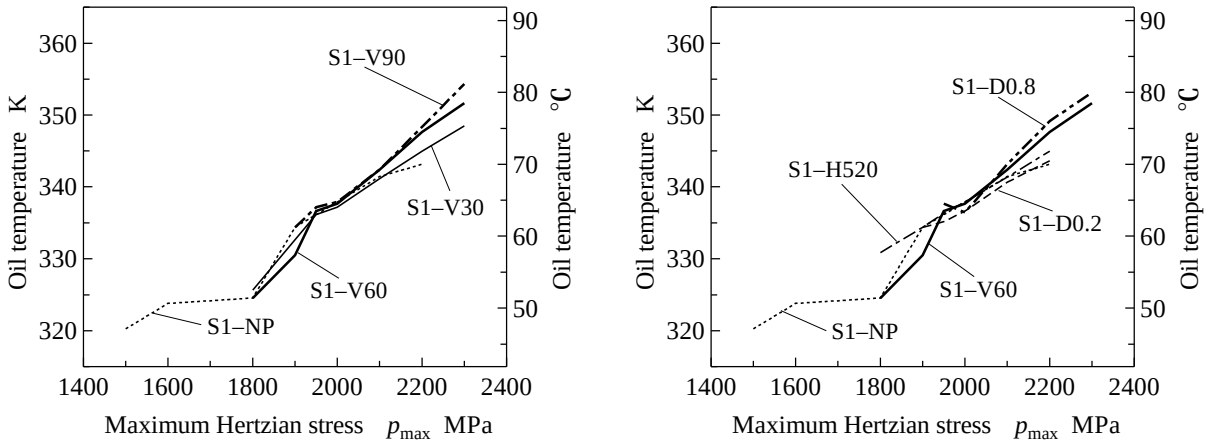


(b) Steel roller S2

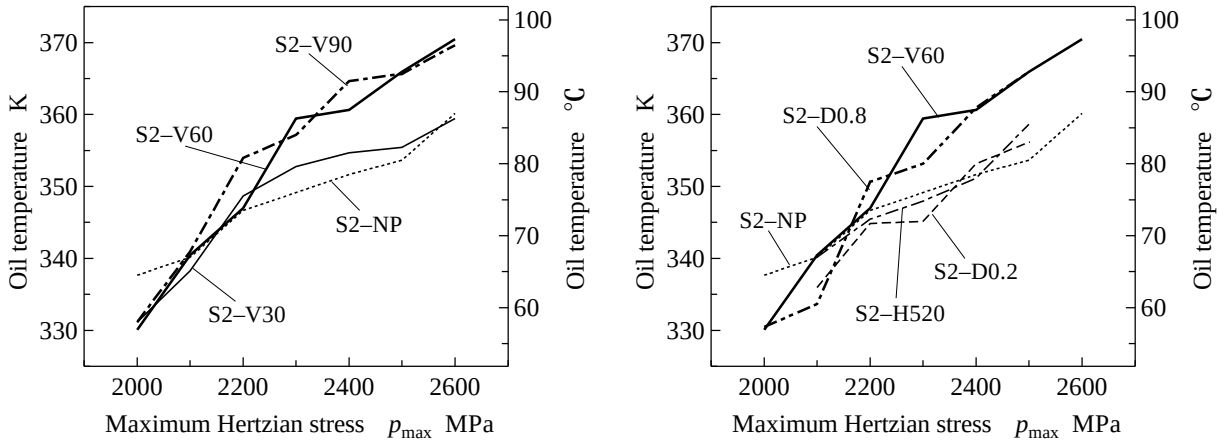
Fig. 3.10 Minimum oil film thickness and *D* value

h_{min} は増加するが，同時かみあい数が変化する際に理論最小油膜厚さ h_{min} の変化は不連続となる．一対かみあいでの $(p_{max})_i$ は二対かみあいでの $(p_{max})_i$ より大きいことから，二対かみあいから一対かみあいの変化において理論最小油膜厚さ h_{min} は減少し，一対かみあいから二対かみあいの変化において増加する．また，かみあいピッチ点におけるヘルツの最大接触応力 p_{max} の増加とともに，理論最小油膜厚さ h_{min} が小さくなっていることがわかる．図3.12には鋼ローラS1およびS2の理論最小油膜厚さ h_{min} を示しているが，ここでは鋼歯車SGと同様に油温313Kとして求めている．これより，同じ油温として考慮した場合，鋼歯車SGの理論最小油膜厚さ h_{min} は鋼ローラS1ならびにS2の h_{min} より小さいといえる．つまり，焼結歯車PGと焼結ローラP3ならびにP6の関係と同じように，鋼歯車SGの運転疲れ試験においても，鋼ローラの場合より油膜が切れやすく，表面損傷が発生しやすいと考えられる．

図3.13はヘルツの最大接触応力 p_{max} =1800MPaでの鋼歯車SGの歯のかみあいにおける D 値の変



(a) Steel roller S1



(b) Steel roller S2

Fig. 3.11 Oil temperature

化を示したものである．*D* 値は理論最小油膜厚さ h_{min} に反比例することから，かみあい始めからかみあい終わりまで減少し，理論最小油膜厚さ h_{min} の変化と同様に，*D* 値の変化も不連続となっている．強いショットピーニングを施した鋼歯車，すなわち表面粗さが大きい鋼歯車ほど，*D* 値は大きくなっている．特に表面粗さが大きいSG-D0.8の *D* 値が大きくなっていることがわかる．本論文で用いたすべての鋼歯車対において，*D* 値は 1 より大であった．

図 3.8 と図 3.12 を比較すると，焼結歯車 PG および鋼歯車 SG の理論最小油膜厚さ h_{min} が同程度であることがわかる．さらに，図 3.9 と図 3.13 においても，焼結歯車 PG および鋼歯車 SG の *D* 値は同程度であることから，ショットピーニングにより表面粗さが増大した焼結歯車PGは鋼歯車SGと同様に滑り・転がり接触状態を保つことができるといえる．したがって，ショットピーニングによる焼結歯車 PG の面圧強さ向上が期待できると考えられる．

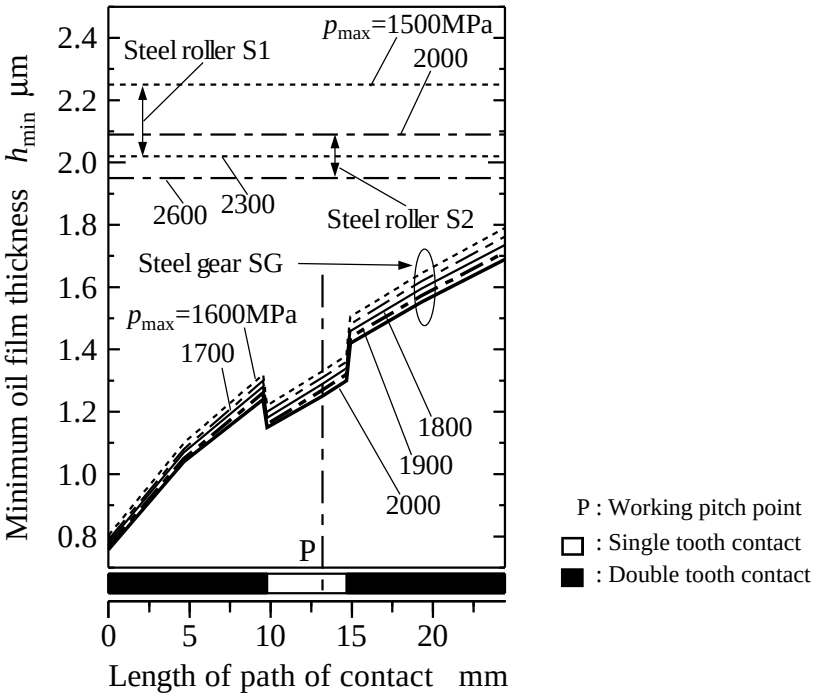


Fig. 3.12 Minimum oil film thickness during tooth meshing

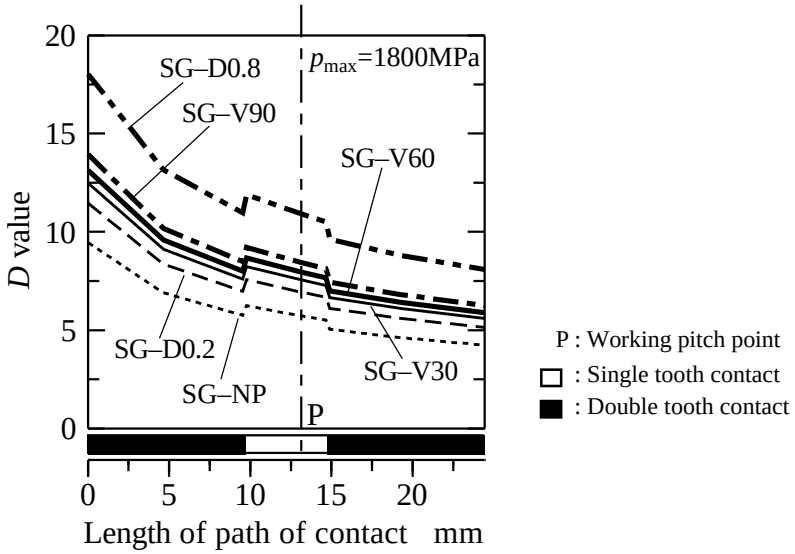
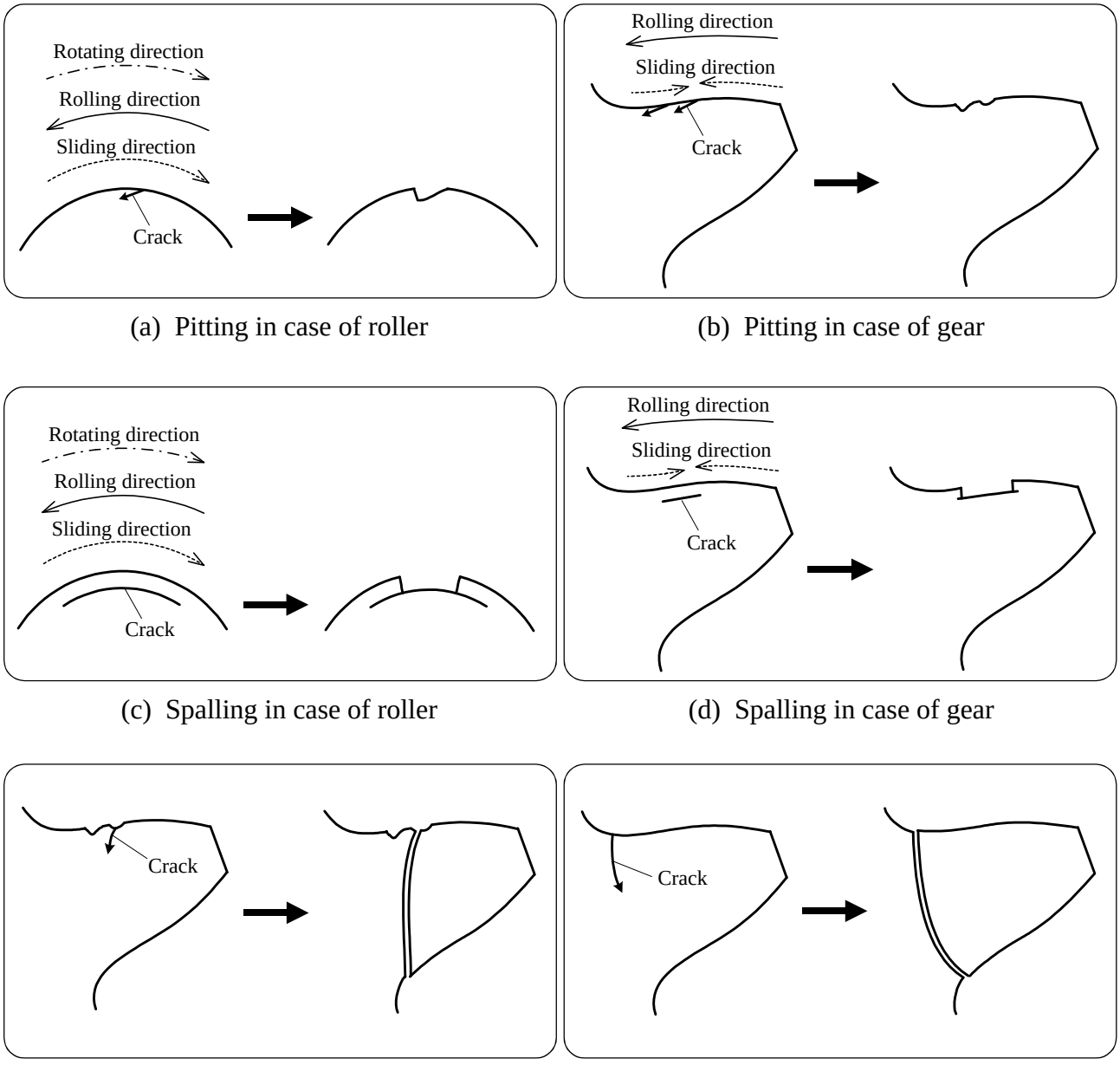


Fig. 3.13 *D* value during tooth meshing

3.4　ローラおよび歯車の損傷形態

図3.14は，第4章で詳述するローラの転がり疲れ試験および第5章で詳述する歯車の運転疲れ試験で発生した主な損傷形態を示したものである．損傷形態の分類方法に世界的な統一基準がないことから，ここで本疲れ試験で発生した損傷形態について明確に分類しておく．

まず，ローラおよび歯車の表面損傷としてピッチングとスポーリングが挙げられる[16]．ピッチングは，図3.14(a)と(b)に示すように，ローラ円周面または歯車歯面からの表面き裂が，表面下かつ転がり方向に進展し，最終的に表面がはく離する損傷形態である．スポーリングは，図3.14(c)と(d)



(a) Pitting in case of roller　(b) Pitting in case of gear

(c) Spalling in case of roller　(d) Spalling in case of gear

(e) Tooth breakage due to pitting　(f) Tooth breakage due to bending

Fig. 3.14　Failure mode of test roller and test gear

に示すように, ローラ円周面下または歯車歯面下で発生したき裂がローラ円周方向または歯形方向に進展し, 最終的に表面がはく離する損傷形態である. このようにピッチングとスポーリングの大きな違いは, 表面き裂発生に起因するか, 表面下き裂発生に起因するかである.

次に歯車の主な損傷形態の 1 つに曲げ疲れによる歯の折損がある [17]. 本論文では, 図 3.13(e) に示すかみあいピッチ点付近を起点としたき裂による歯の折損と, 図3.13(f)に示す歯元すみ肉部を起点としたき裂による歯の折損が発生した. 歯車のピッチングは, 一対かみあい領域の歯元の面, つまり歯面上のかみあいピッチ点付近に発生する傾向がみられるが, ある歯のかみあいピッチ点付近に局所的に発生した場合, その局所的に大きくなったピッチングを起点として発生したき裂が, 反作用歯面の歯元すみ肉部に達し, 前者の歯の折損に至る. また, 後者の歯の折損は, 歯元すみ肉部に材料の疲れ限度以上の応力が繰り返し加わって発生する損傷形態である. 曲げにより作用歯面側の歯元すみ肉部に発生したき裂が反作用歯面の歯元すみ肉部へ向かって進展し, 歯の折損に至る.

3.5 結　言

本章では, ローラの滑り・転がり接触ならびに歯車のかみあいにおける相対曲率半径や滑り率などの試験条件, そしてローラおよび歯車の初期表面粗さを用いて, 理論最小油膜厚さならびに D 値を求めた. 求めた理論最小油膜厚さならびに D 値により, 焼結ローラおよび鋼ローラの転がり疲れ試験, 焼結歯車および鋼歯車の運転疲れ試験について考察を行った. 本章で得られた結論は以下に示すとおりである.

(1) 直径30mmローラ対および直径60mmローラ対の相対曲率半径は, それぞれ7.5mmおよび15mmであるのに対し, 焼結歯車対および鋼歯車対の相対曲率半径はかみあいピッチ点付近で最大となり, かみあいピッチ点における相対曲率半径は, それぞれ 9.71mm および 8.39mm である.

(2) 疲れ試験において, 焼結ローラおよび鋼ローラの滑り率は, それぞれ -25.7% および -26.4% で一定となるのに対し, 焼結歯車の滑り率は +61% から -161% まで変化し, 鋼歯車の滑り率は +87% から -442% まで変化する.

(3) 直径30mmおよび直径60mm焼結ローラの理論最小油膜厚さを比較すると, 負荷条件ならびに油温が同じ場合, 相対曲率半径が小さい直径30mm焼結ローラの方が小さくなることから, 直径60mm焼結ローラより直径30mm焼結ローラの方が過酷な潤滑状態になると考えられる. 特に表面粗さが大きかった直径30mm焼結ローラの D 値は大きく, 金属接触しやすいと考えられる.

(4) 表面粗さが大きい鋼ローラ, つまり強いショットピーニングを施した鋼ローラほど, 油温が高くなる傾向がみられた. 油温が上昇するに伴い, 理論最小油膜厚さは小さくなることから, 強いショットピーニングを施した鋼ローラほど理論最小油膜厚さは小さくなった. したがって,

強いショットピーニングを施した鋼ローラでは, 表面粗さが大きく, 理論最小油膜厚さが小さいので, D 値が大きくなり，金属接触しやすいと考えられる.

(5) 本論文で用いた焼結歯車および鋼歯車の理論最小油膜厚さは, かみあい始めからかみあい終わりに至るまで増加する傾向にある. しかし, 同じ負荷条件ならびに同じ油温でそれぞれ求めた焼結ローラおよび鋼ローラの理論最小油膜厚さに比べ, 焼結歯車および鋼歯車の理論最小油膜厚さが全体的に小さいことから，ローラより歯車歯面に表面損傷が発生しやすいと考えられる.

(6) 焼結歯車と鋼歯車の理論最小油膜厚さならびに D 値が同程度であったことから, ショットピーニングにより表面粗さが増大した焼結歯車 PG は鋼歯車 SG と同様に滑り・転がり接触状態を保つことができるといえる. したがって, ショットピーニングによる焼結歯車の面圧強さ向上が期待できると考えられる.

参考文献

(1) 日本機械学会編，技術資料歯車強さ設計資料，(1979)，85，日本機械学会.

(2) B-R.Hoehn, P.Oster, U.Weigand, Influence of Material and Heat Treatment Aspects on Tooth Root Strength of Case Carburized Gears, VDI Ber (Ver Dtsch Ing), 1665-2, (2002), 1087-1097.

(3) 永村和照・池条清隆・志賀 隆・菊池 健，高濃度浸炭鋼歯車の曲げ強度と歯面強度，広島大学大学院工学研究科研究報告，51-1，(2002)，9-15.

(4) 穂屋下 茂，ショットピーニング，バレル研磨処理を用いた面粗さ形状の改善による面圧強度の向上法，トライボロジスト，47-10，(2002)，772-777.

(5) T.K.Hidayetoglu, Effect of the Gear Finishing Process on Bending Fatigue Crack Initiation and Propagation in Spur Gears, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C, 215-C7, (2001) 785-792.

(6) 森川浩次・有浦泰常・石丸良平・五家政人，微粒子ショットピーニングがオーステンパ処理球状黒鉛鋳鉄の面圧強さに及ぼす影響，日本機械学会論文集（C 編），67-653，(2001)，240-245.

(7) 藤田公明・吉田 彰・山本敏夫・山田富稔，浸炭鋼・SNC21 の面圧強さと最適硬化層深さ，日本機械学会論文集（C 編），42-358，(1976)，1916-1924.

(8) K.L.Johnson, Contact Mechanics, (1987), 84, Cambridge University Press.

(9) 歯車便覧編集委員会編，歯車便覧，(1962)，1126，日刊工業新聞社.

(10) 日本トライボロジー学会編，トライボロジー辞典，(1995)，1，養賢堂.

(11) 日本トライボロジー学会編，トライボロジー辞典，(1995)，24，養賢堂.

(12) 石川二郎，歯車の歯のたわみについて，日本機械学会論文集，17-59，(1951)，103-106.

(13) 山本雄二・兼田楨広著，トライボロジー，(1998)，119，理工学社.

(14) D.Dowson, Elastohydrodynamics, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers., 182-3A, (1967-68), 151-167.

(15) P.H.Dawson, Further Experiments on the Effect of Metallic Rolling Surfaces, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers., 180-3B, (1965-66), 95-100.

(16) 日本機械学会研究協力部会RC184歯車装置の次世代設計･製造技術調査研究分科会研究報告書別冊 歯車損傷図鑑，(2002)，155，日本機械学会.

(17) 日本機械学会研究協力部会RC184歯車装置の次世代設計･製造技術調査研究分科会研究報告書別冊 歯車損傷図鑑，(2002)，211，日本機械学会.

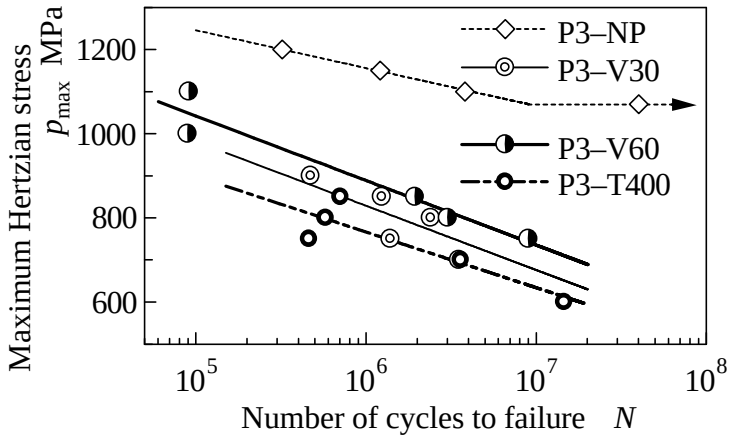
第４章　プラズマ浸炭硬化焼結ローラおよび歯車の面圧強さ

4.1　緒　言

焼結機械部品は，生産コストの経済性と材料設計の自由度の高さから，自動車や家電製品など様々な産業分野に広がっている[(1)]. 焼結材の機械的強度を向上させる材料技術や製造技術の開発がなされるに伴い，より一層の焼結機械部品の適用範囲の拡大が期待される．材料技術の動向の一例として，鉄系焼結材料は基本組成であるFe-Cu-C系から始まり，1980年代にはNi,Cu,Moを純鉄粉に部分拡散させた粉末を主原料とする焼結高強度鋼（ENKMA材）が開発され，自動車用歯車などの高負荷部品に適用されるなど，焼結適用製品の拡大に大きく寄与した．製造技術の動向の一例としては，焼結歯車の疲れ強さを向上させるために，歯の表層部を高密度化する転造技術が開発された．完成品の仕上がり寸法より若干大きい焼結体を転造ダイスにより冷間転造すると，表層部のみで塑性変形が起こり，これにより表層部は緻密化されて疲れ強さが向上するとともに，歯形の歯筋精度および表面粗さの向上が得られる．転造技術を適用した製品として，サイレントチェーン用のスプロケットがある．

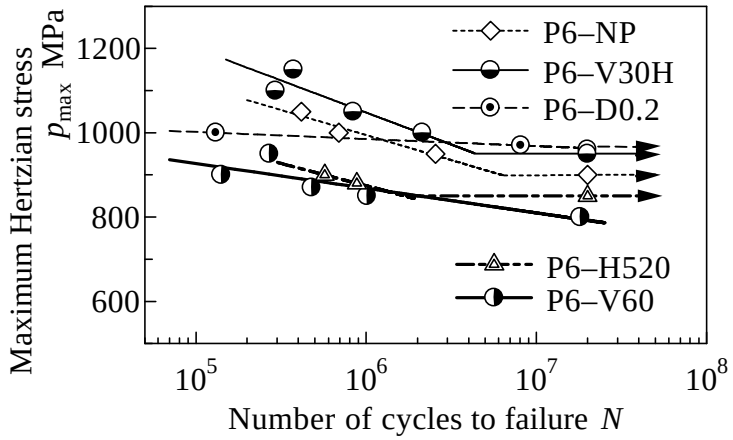
このように焼結機械部品の機械的強度向上は，色々な角度から試みられていることから，表面強化法の1つであるショットピーニングの焼結機械部品への適用性についても検討する必要がある．そこで第2章では，焼結ローラおよび焼結歯車にショット投射速度，ショット粒径，ショット硬さならびにショット投射時間の異なる条件でショットピーニングを施し，焼結ローラ円周面ならびに歯車歯面に及ぼすショットピーニングの影響について検討した．ショットピーニングを施すことにより，焼結ローラ円周面近傍ならびに焼結歯車歯面近傍の気孔がつぶれ，同条件のショットピーニングを施した鋼ローラや鋼歯車の表面粗さに比べ，焼結ローラおよび焼結歯車の表面粗さは増大した．しかし，鋼ローラや鋼歯車と同様に，焼結ローラ円周面近傍ならびに焼結歯車歯面近傍の硬さや圧縮残留応力がショットピーニングによって増大する結果が得られた．第3章では，焼結ローラの転がり疲れ試験条件ならびに焼結歯車の運転疲れ試験条件，油温，材料定数などから理論最小油膜厚さh_{min}を求めた．さらに初期表面粗さに対するh_{min}の比であるD値を求め，焼結ローラ対および焼結歯車対の潤滑状態について検討した．その結果，ショットピーニングを施した焼結歯車対のh_{min}やD値は，鋼歯車対のh_{min}やD値と比較して同程度の値を示していることから，鋼歯車と同様に焼結歯車においても滑り・転がり接触状態を保つことができ，ショットピーニングによる焼結歯車の表面損傷に対する強さ，つまり面圧強さ向上が期待できる．

本章では，まず，ショットピーニングを施した直径30mmと直径60mmのプラズマ浸炭硬化焼結ローラの転がり疲れ試験を行い，焼結ローラの面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響について検討を行った．また，同じくショットピーニングを施したプラズマ浸炭硬化焼結歯車の運転疲れ試験を行い，焼結歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響について検討した．さらに



Specimen	Maximum Hertzian stress at 2.0×10^7 cycles
P3-NP	1070 MPa
P3-V30	630 MPa
P3-V60	700 MPa
P3-T400	590 MPa

(a) Sintered roller P3



Specimen	Maximum Hertzian stress at 2.0×10^7 cycles
P6-NP	900 MPa
P6-V30H	950 MPa
P6-D0.2	950 MPa
P6-H520	850 MPa
P6-V60	790 MPa

(b) Sintered roller P6

Fig. 4.1 p_{max}-N curves

ショットピーニングが及ぼす影響として，直径 30mm 焼結ローラと直径 60mm 焼結ローラの比較，焼結ローラと焼結歯車の比較を行った．

4.2 焼結ローラの面圧強さと損傷形態

4.2.1 面圧強さ

二円筒滑り転がり疲れ試験機による直径 30mm 焼結ローラ P3 および直径 60mm 焼結ローラ P6 の転がり疲れ試験で得られたヘルツの最大接触応力 p_{max} とローラの破壊寿命 N との関係をそれぞれ，図 4.1(a) および図 4.1(b) に示す．図中の直線は，破壊寿命 N に至ったローラの実験点を最小二乗法で近似したものである．図中の矢印は，繰返し数 N が 2.0×10^7 を越えても試験機が自動停止するほどの損傷に至らなかったことを示している．本論文では破壊寿命 N =2.0×10^7に対するヘルツの最大

接触応力 p_{max} を焼結ローラの転がり疲れ限度，すなわち面圧強さとした．焼結ローラ P3 および P6 の面圧強さは，図中に示すとおりである．

一般にショットピーニングは，被加工材の表面近傍に圧縮残留応力をもった硬化層を形成するため，ショットピーニングを施した加工物の疲れ寿命が延びることが知られている[2]．本論文で用いた焼結ローラも，ショットピーニングを施すことにより，第 2 章で述べたようにローラ円周面近傍で硬さと圧縮残留応力が増加していたことから，面圧強さが向上すると予測された．しかしショットピーニングを施していない P3-NP や P6-NP と比較して，ショットピーニングを施した焼結ローラ P3 の面圧強さが格段に低下し，また焼結ローラ P6 においても P6-H520 と P6-V60 の面圧強さが低下した．したがって，面圧強さが低下した焼結ローラに施したショットピーニングは，ショット投射速度，ショット粒径，ショット硬さ，ショット投射時間などのショットピーニング条件が焼結ローラの面圧強さ向上に対して最適なものではなかったことがわかる．ショット投射速度やショット粒径が大きすぎたりショット投射時間が長すぎるなど過酷な条件下でショットピーニングが行われた際に，表面性状などに対する悪影響やピーニング効果の低下が現れる現象をオーバーピーニング[3]というが，本論文で用いた焼結ローラにはそのオーバーピーニングの現象が現れたと考えられる．ショットピーニング条件でショット投射時間のみが異なる P3-V60 と P3-T400 を比較すると，ショット投射時間の長い P3-T400 の面圧強さの方が小さくなっているが，ショット投射速度のみが異なる P3-V30 と P3-V60 では，ショット投射速度の大きい P3-V60 の面圧強さの方が大きくなっている．しかし，ショットピーニングを施した焼結ローラ P3 がショットピーニングを施していない P3-NP より顕著に面圧強さが減少していることは明らかであり，焼結ローラに強すぎるショットピーニングを施すと，面圧強さが低下するといえる．

ショットピーニングにより焼結ローラの面圧強さが向上したのは，焼結ローラ P6 のうち弱いショットピーニングを施した P6-V30H と P6-D0.2 だけであり，ショットピーニングを施した焼結ローラ P3 はすべて向上しなかった．焼結ローラ P6 において，ショット投射速度とショット粒径が異なる P6-V30H と P6-H520 を比較すると，ショット投射速度とショット粒径の小さい P6-V30H の面圧強さが大きくなっていることがわかる．さらにショット粒径のみが異なる P6-D0.2 と P6-V60 では，ショット粒径の小さい P6-D0.2 の面圧強さが大きくなり，ショット硬さのみが異なる P6-H520 と P6-V60 では，ショット硬さの小さい P6-H520 の面圧強さが大きくなった．以上の結果，弱いショットピーニングを施した焼結ローラほど，面圧強さが向上する傾向にあるといえる．

図 4.2，図 4.3，図 4.4 および図 4.5 は，それぞれアークハイト値，表面硬さ，ローラ円周方向の表面残留応力 $s_y(r)$，表面粗さ R_z に対する焼結ローラ P3 および P6 の面圧強さをプロットしたものである．図 4.2 より，アークハイト値が 0.2mmA より大きな条件でショットピーニングを施した焼結ローラは，面圧強さが低下していることがわかる．一方，面圧強さが向上した P6-V30H と P6-D0.2 に施したショットピーニングは，アークハイト値が 0.2mmA 以下である．また，図 4.3，図 4.4，図

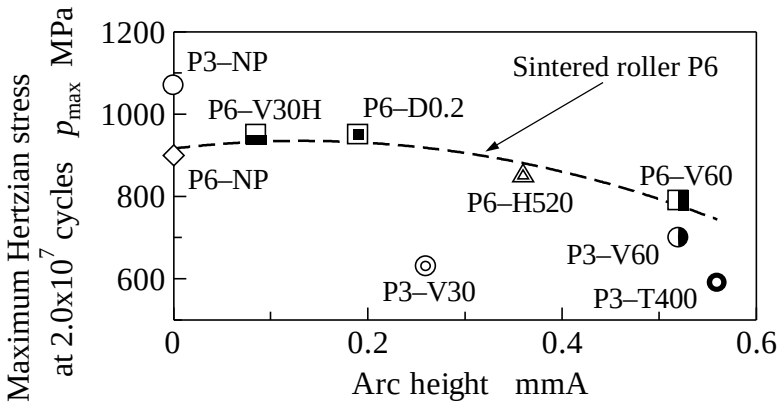


Fig. 4.2 Relationship between surface durability and arc height

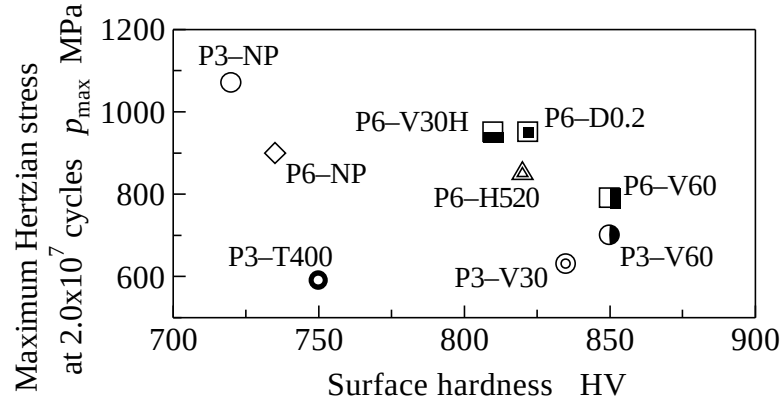


Fig. 4.3 Relationship between surface durability and surface hardness

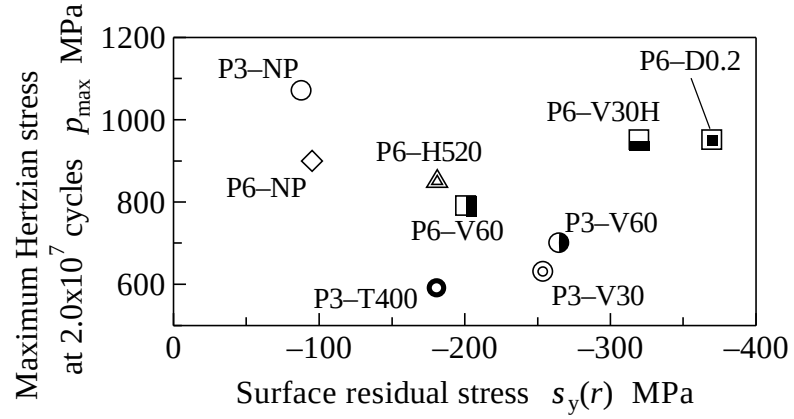


Fig. 4.4 Relationship between surface durability and surface residual stress

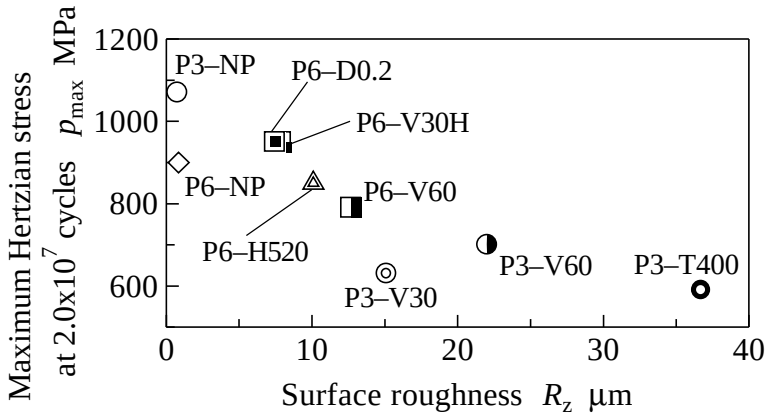


Fig. 4.5 Relationship between surface durability and surface roughness

4.5 より，表面硬さや圧縮の表面残留応力 $s_y(r)$ が大きく，表面粗さ R_z が小さい焼結ローラ P6 の面圧強さが向上していることがわかる．したがって，ローラの面圧強さにとって，硬さ，残留応力，表面粗さは重要な影響因子であり，直径 60mm 焼結ローラの面圧強さ向上には，アークハイト値が 0.2mmA 以下の弱いショットピーニング条件が適しているといえる．

4.2.2 損傷形態

図4.6に転がり疲れ試験で損傷が発生した焼結ローラP3の円周面写真ならびに軸直角断面写真を示し，図 4.7 に P3-V30 のき裂の拡大写真を示す．焼結ローラ P3 の損傷はすべてローラ円周面付近で発生しており，損傷深さはローラ円周面から深さ約0.3mmの範囲内であった．図4.6より焼結ローラ P3 に発生した表面下き裂がローラ円周面とほぼ平行に進展しており，また図4.7 よりローラ円周面下に存在する気孔をき裂が伝ぱしていることが確認できる．図 4.6 の P3-T400 では表面き裂発生に起因するピッチングが発生しているが，ショットピーニングにより表面粗さが特に増大した焼結ローラが P3-T400 であったため，疲れ試験過程において P3-T400 はローラ円周面下でき裂が発生しつつ，表面粗さの影響によりピッチングが発生したと判断した．したがって，焼結ローラ P3 の損傷形態は，ローラ円周面下の気孔を起点に発生したき裂がローラ円周面とほぼ平行に進展し，最終的にはローラ円周面がはく離するスポーリング損傷が主体であったといえる．

焼結ローラ P3 の損傷が発生したローラ円周面からの深さ約 0.3mm の範囲内において，ショットピーニングを施すことにより，図2.8(a)と図2.17(a)で示したように焼結ローラ P3 の硬さと圧縮残留応力が増大し，ピーニング効果が得られた．しかし，ショットピーニングを施した焼結ローラ P3 は P3-NP より面圧強さが低下する結果となった（図 4.1(a) 参照）．直径 60mm ローラの場合に比べ，直径 30mm ローラのローラ取付軸は細く，剛性が小さいことから，表面粗さによるローラの偏心や疲れ試験中の振動の影響が大きくなる．また，図3.7(a)で示したように相対曲率半径が小さくなると，過酷な潤滑状態となる．特に焼結ローラ P3 の表面粗さがショットピーニングによって増大したた

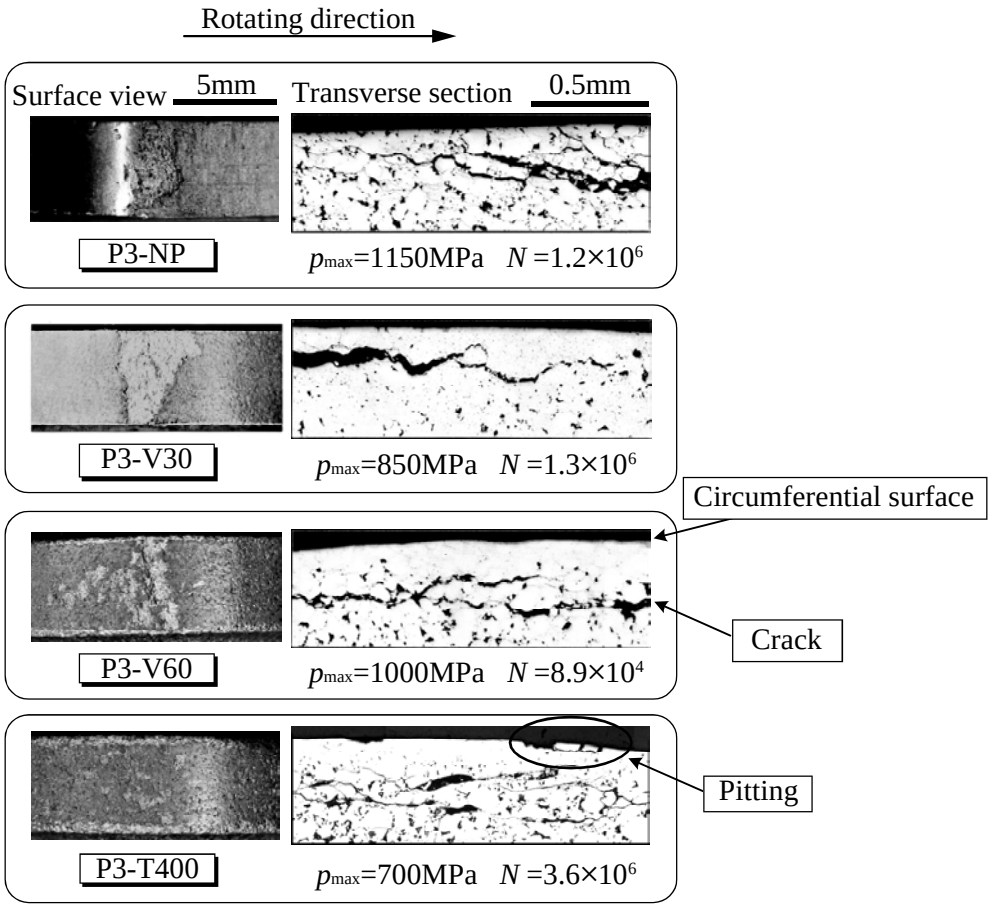


Fig. 4.6 Observations of failed sintered rollers

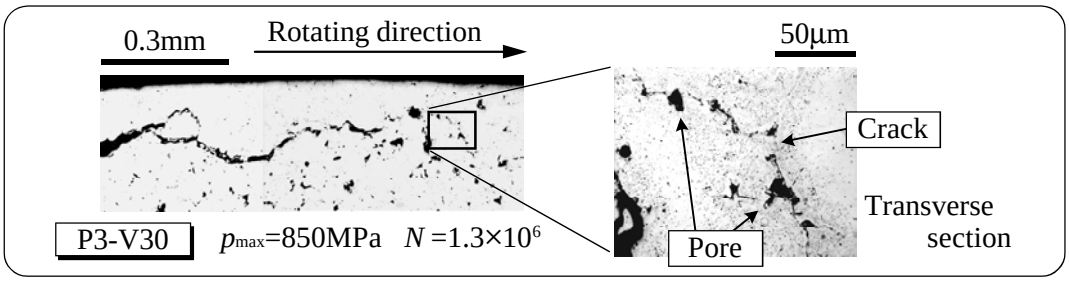


Fig. 4.7 Spalling crack of sintered roller

め，焼結ローラP3**の面圧強さに対し，表面粗さが大きく影響し，面圧強さの低下につながったと考えられる．**

図4.8**に転がり疲れ試験で損傷が発生した焼結ローラ**P6**の円周面写真ならびに軸直角断面写真を示し，図**4.9**に**P6-D0.2**のき裂の拡大写真を示す．図**4.8(a)**と**(b)**のように，ショットピーニングを施していない**P6-NP**と弱いショットピーニングを施した**P6-V30H**の一部のローラにおいてローラ円周面付近で損傷が発生した．しかし，ほとんどの焼結ローラ**P6**では，図**4.8(c)**と**(d)**のように，ローラ円周面から深さ**2mm**付近で損傷が発生した．焼結ローラ**P6**の損傷形態は，損傷発生深さがロー**

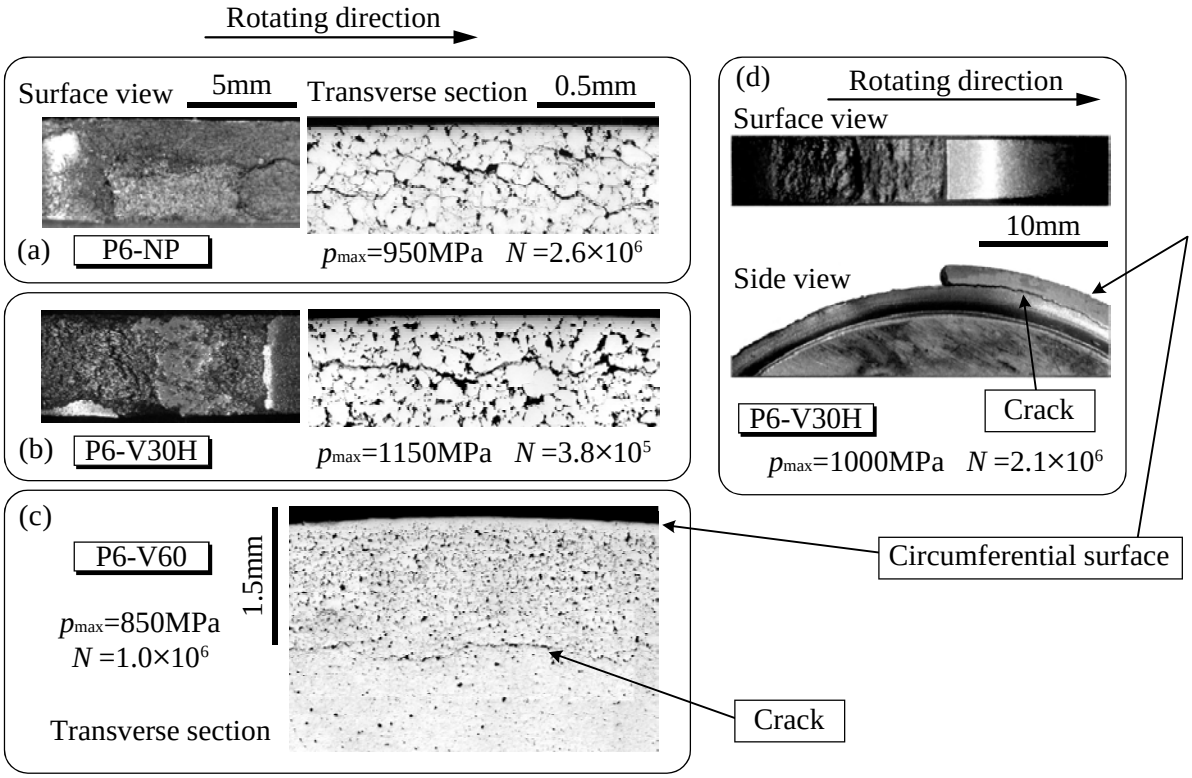


Fig. 4.8 Observations of failed sintered rollers

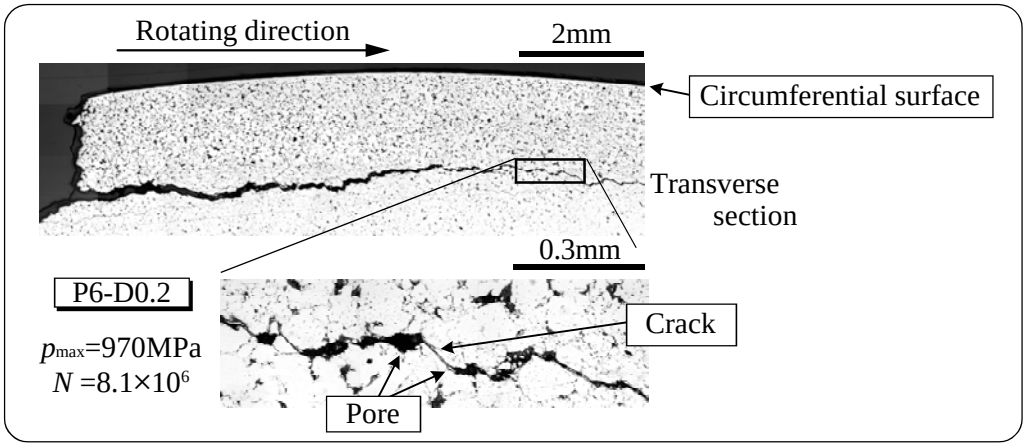


Fig. 4.9 Spalling crack of sintered roller

ラ円周面付近の場合とローラ円周面下2mm付近の場合という違いがあるものの，焼結ローラP3と同様に，き裂がローラ円周面に対してほぼ平行に進展しており，図4.9に示すようにローラ円周面下に存在する気孔をき裂が伝ぱしていることが確認できる．したがって，焼結ローラP6の損傷形態も，ローラ円周面下の気孔を起点に発生したき裂がローラ円周面とほぼ平行に進展し，最終的にローラ円周面がはく離するスポーリング損傷であったといえる．なお，焼結ローラP3およびP6の相手ローラは焼結材より高強度の鋼材であったので，相手ローラに損傷は発生しなかった．

4.2.3　ローラの損傷過程

図 4.10，図 4.11，図 4.12 は，それぞれ P3-V30，P3-V60，P6-V60 が破壊寿命に至るまでの転がり疲れ試験過程におけるローラ軸方向の粗さ曲線ならびにローラ円周面写真を示したものである．ローラ円周面写真はレーザ顕微鏡により撮影された．図 4.10 と図 4.11 に示す P3-V30 および P3-V60 では，ショットピーニングにより増大した試験ローラの粗さ曲線の振幅が，転がり疲れ試験によるなじみ効果によって小さくなっていることがわかる．また，試験ローラの円周面写真をみても，転がり疲れ試験前のローラ円周面の凹凸が試験ローラ繰返し数の増加とともに滑らかになっていることが確認できる．図 4.12 に示すように焼結ローラ P6 では，転がり疲れ試験過程において，焼結ローラ P3 の場合ほどローラ円周面に大きな変化はみられなかった．この理由として，焼結ローラ P6 の初期表面粗さが焼結ローラ P3 ほど大きくなかったことが考えられる．なお，図 4.10，図 4.11，図 4.12 より，焼結ローラ P3 および P6 が破壊寿命に至った繰返し数においても，相手ローラには試験開始前にあった研削痕を観察でき，ローラ円周面に損傷が発生していないことがわかる．

図 4.13(a) と (b) にそれぞれ，焼結ローラ P3 および P6 が破壊寿命に至るまでのローラ円周面上におけるローラ軸方向の表面粗さ R_z の変化を示す．この図より，焼結ローラ P3 および P6 の初期表面粗さ R_z は，強いショットピーニングを施した焼結ローラほど大きいが，焼結ローラ P3 では転がり疲れ試験初期段階のなじみ効果によって，表面粗さ R_z が減少していることがわかる．また，焼結ローラ P3 および P6 の損傷形態は主に表面下き裂発生に起因するスポーリング損傷であったのに対し，P3-T400 には表面き裂発生に起因するピッチング損傷が発生したことから，P3-T400 の表面粗さ R_z だけが最終的にピッチングの影響により増大した．焼結ローラ P6 の表面粗さ R_z は，転がり疲れ試験過程において大きな変化はみられなかった．なじみ効果によって収束する表面粗さの大きさに対し，ショットピーニングを施した焼結ローラ P3 の初期表面粗さは大きく，焼結ローラ P6 の初期粗さはそれほど大きくなかったことから，焼結ローラ P3 に比べ，焼結ローラ P6 の表面粗さ R_z の変化はあまりみられなかったと考えられる．

4.2.4　面圧強さとローラ側面硬さの関係

ショットピーニングによって P6-V30H と P6-D0.2 の面圧強さは向上した．ところが，図 2.8(b) の硬さ分布ならびに図 2.17(b) の残留応力分布で示したように，焼結ローラ P6 に対する面圧強さ向上が期待できるピーニング効果深さはローラ円周面から約 0.5mm の範囲内であることから，焼結ローラ P6 の損傷発生深さである 2mm 付近にピーニング効果があったとは考えにくい．ここで，ローラ円周面端部には円周面中央に比べ，大きな負荷がかかる端部荷重（エッジロード）が存在すると考えられ，端部荷重の影響により，ローラ側面からき裂が発生しやすくなると考えられる．実際に鋼ローラの転がり疲れ試験において，ローラ側面からのき裂が確認された例[(4)]がある．そこで，ローラ円周面だけでなく，ローラ側面にも鋼製ショットが衝突したと考え，ローラ側面の硬さに着目し

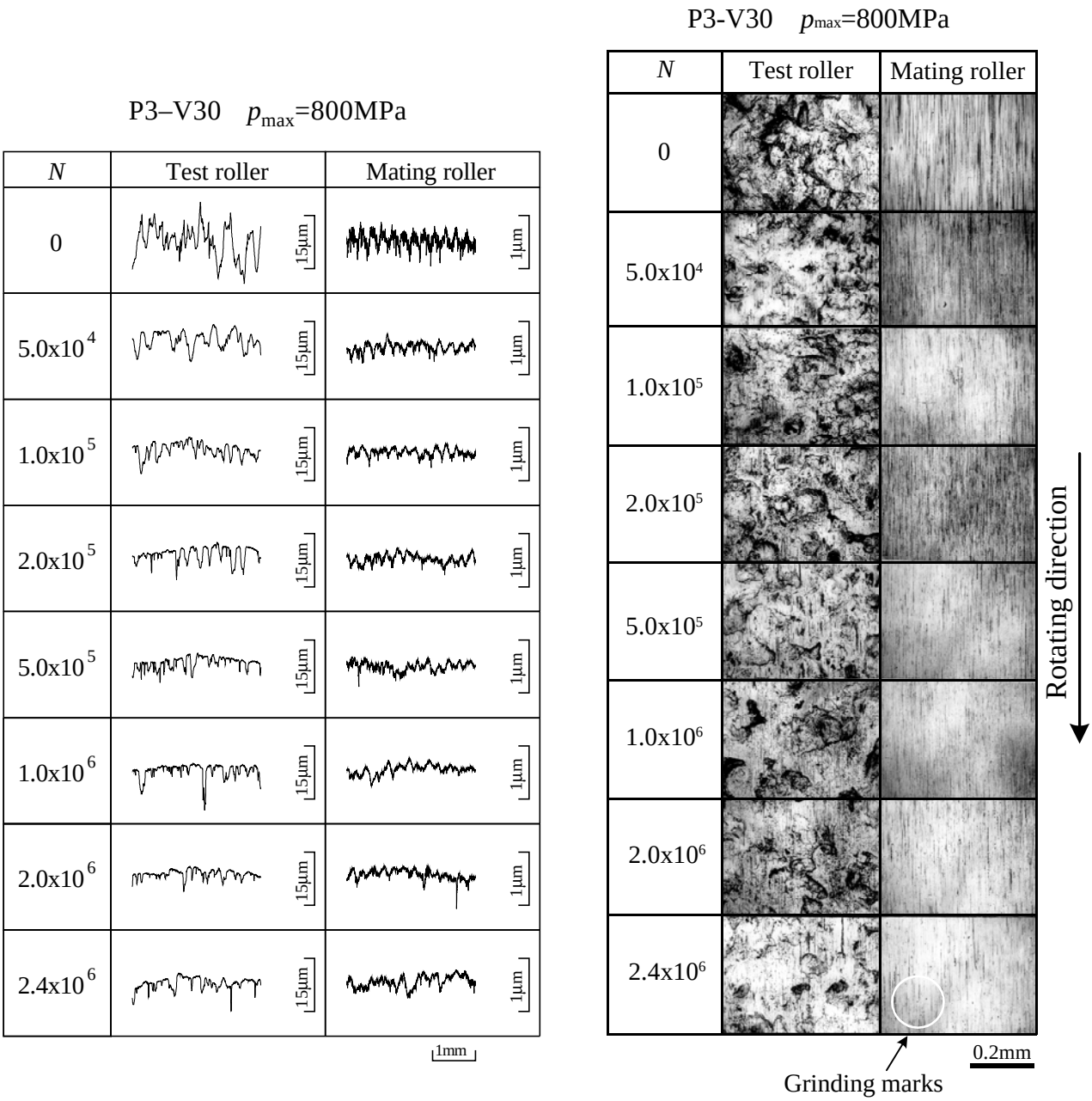


Fig. 4.10 Roughness curves along axial direction and surface photographs of sintered roller P3-V30 during fatigue test

た.

図 4.14 **に** P6-NP，P6-D0.2，P6-V60 **のローラ側面付近の硬さ分布を示す．硬さの測定条件は，図** 2.8(b) **の測定と同様である．図** 4.14 **の右端図はローラ軸断面を示し，ローラ側面からのローラ軸方向を** *x* **方向，またローラ円周面からの深さ方向を** *z* **方向とした．***z* **方向** 0.5mm **ごとに深さ** 2.5mm **までの各位置で，***x* **方向に側面から** 2mm **までの領域の硬さを測定し，その結果を硬さ分布として示し**

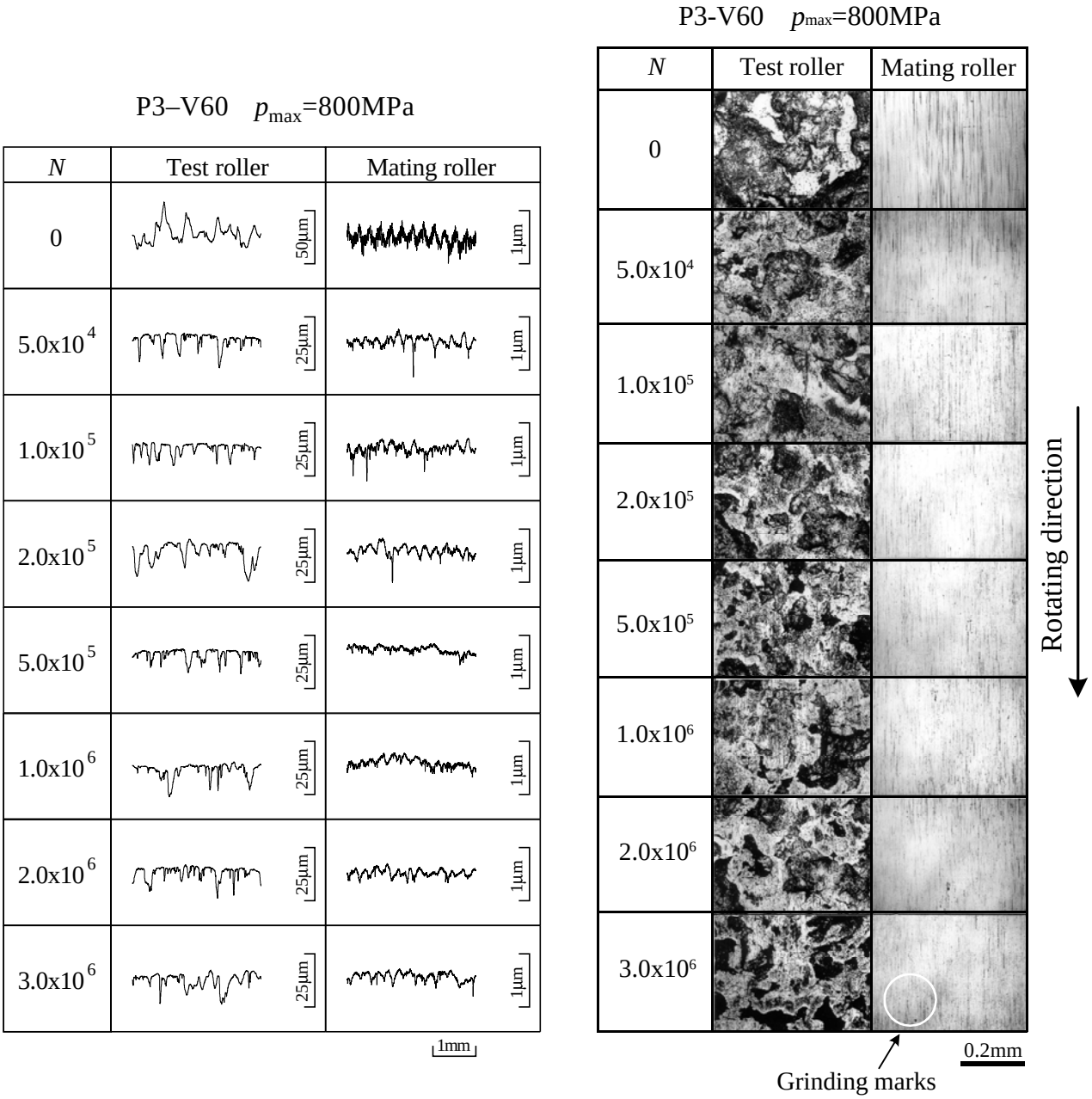


Fig. 4.11 Roughness curves along axial direction and surface photographs of sintered roller P3-V60 during fatigue test

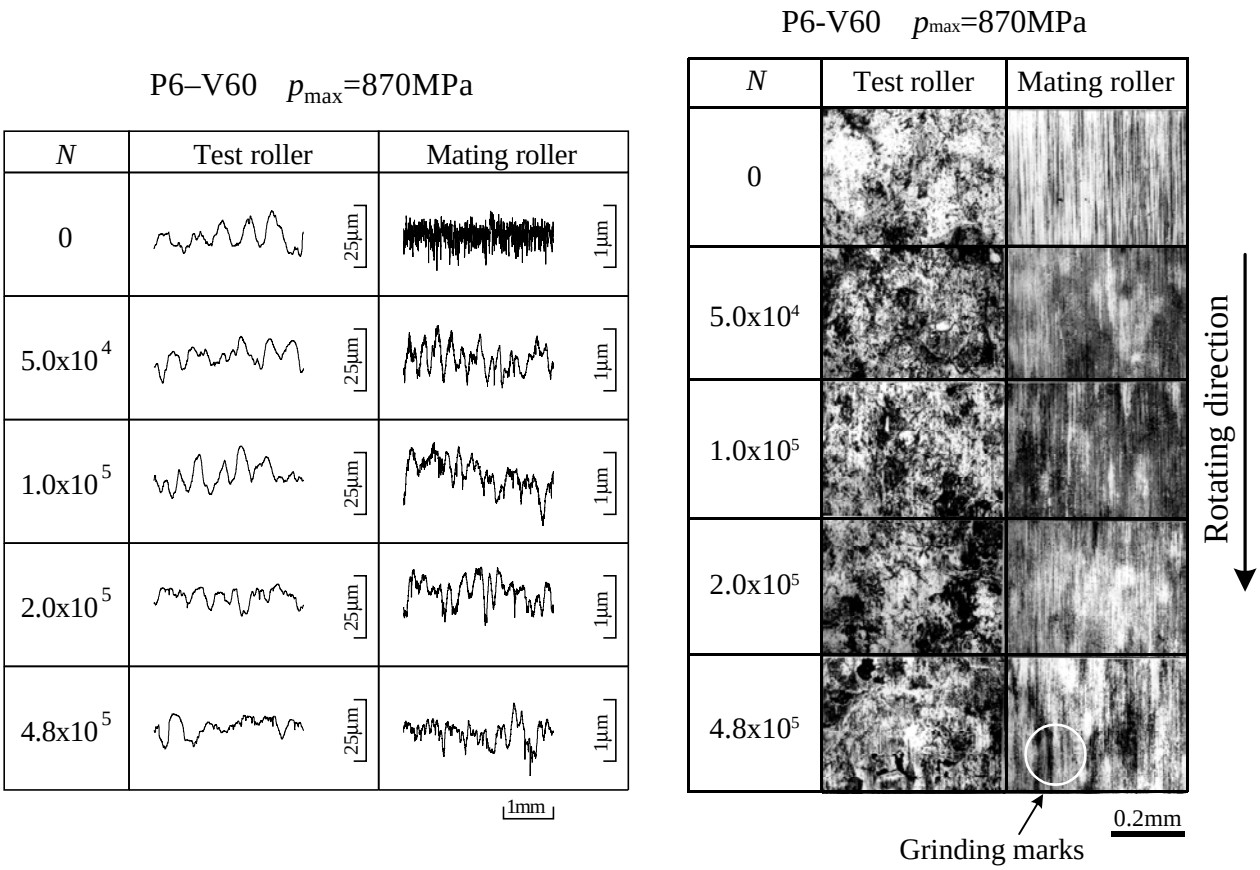
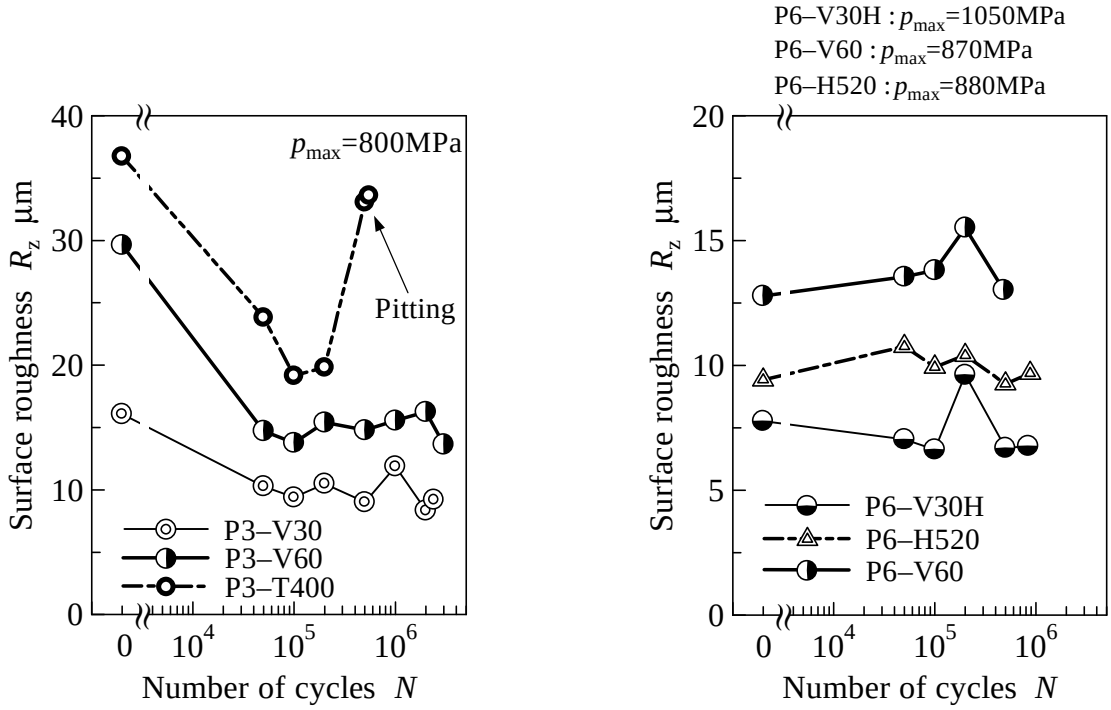


Fig. 4.12 Roughness curves along axial direction and surface photographs of sintered roller P6-V60 during fatigue test



(a) Sintered roller P3 (b) Sintered roller P6

Fig. 4.13 Surface roughness of sintered rollers during fatigue test

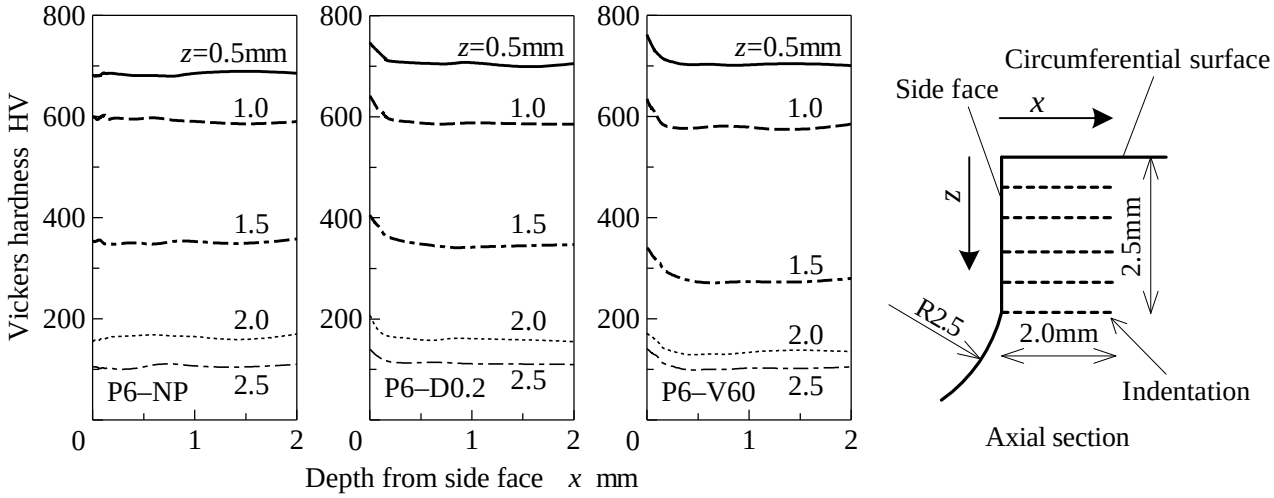


Fig. 4.14 Hardness distributions near side face of sintered rollers

たのが図4.14である．焼結ローラの側面から浸炭されていないことから，ショットピーニングを施していないP6-NPのローラ側面付近の硬さ分布はほぼ一定であることがわかる．一方，ショットピーニングを施したP6-D0.2とP6-V60の硬さは，ローラ側面付近で上昇していることが確認できる．特にP6-D0.2より強いショットピーニングを施したP6-V60の硬さが上昇している．したがって，本論文で用いた焼結ローラでは，ローラ円周面だけでなく，ローラ側面にも鋼製ショットが衝突し，ローラ側面付近の硬さが増大したと考えられる．強いショットピーニングを施した焼結ローラP6は，表面粗さの悪影響により面圧強さの低下につながったが，弱いショットピーニングを施したP6-V30HとP6-D0.2では，ローラ側面付近の硬さが大きいため端部荷重の影響が少なく，ローラ側面付近でスポーリングき裂が発生しにくくなり，面圧強さの向上につながったと考えられる．

4.3 面圧強さとローラ直径の関係

図4.15は，図4.1で示した焼結ローラP3およびP6の p_{max} - N 曲線において，ショットピーニングを施していないP3-NPおよびP6-NP，そして同条件でショットピーニングを施したP3-V60およびP6-V60の4種類の焼結ローラの曲線を抽出したものである．表2.9に示したように焼結ローラP3およびP6の表面硬さは同程度であり，図2.8(a)と(b)のようにそれらは同様の硬さ分布であった．しかし図4.15より，P3-NPとP6-NPを比較すると，P3-NPの面圧強さがP6-NPの面圧強さより270MPa大きかった．すなわち，相対曲率半径の小さい焼結ローラほど，面圧強さが大きくなる寸法効果がみられた[5]．寸法効果とは，構造が同じでも寸法が異なるために予想と違った結果が生ずることをいい，寸法効果が現れる原因としては，応力こう配，ローラ円周面積（表面層容積），ローラ性状などが考えられる[6]．

応力振幅については第6章で詳述するが，図4.16はローラ円周面からの深さ z に対する応力振幅

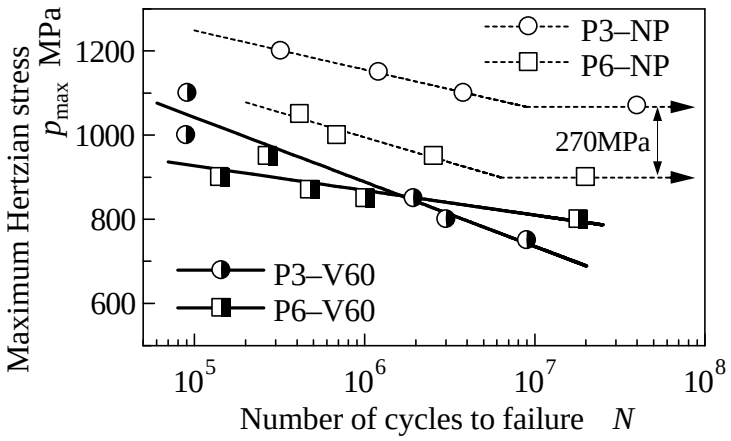


Fig. 4.15 p_{max}-N curves

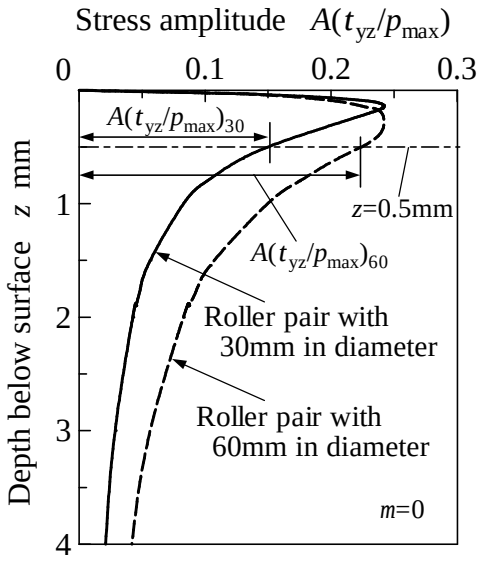
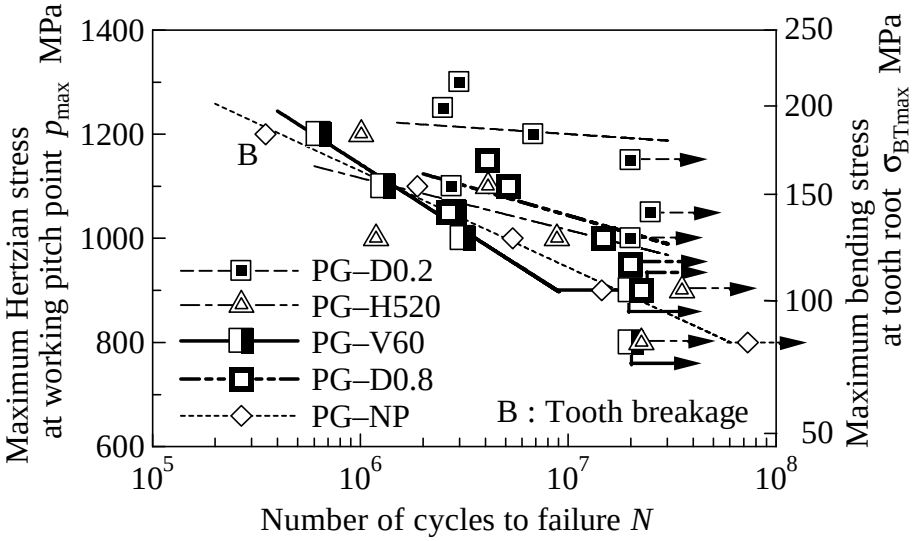


Fig. 4.16 Distributions of $A(t_{yz}/p_{max})$

$A(t_{yz}/p_{max})$ の分布を表したものである．応力こう配とは，図 4.16 で説明すると，深さ z に対する応力振幅分布の傾きの度合いを指す．図より，直径 30mm ローラ対の場合は応力こう配が大きく，直径 60mm ローラ対では応力こう配が小さいことがわかる．ここで，ローラ円周面からの深さ z =0.5mm における応力振幅 $A(t_{yz}/p_{max})$ の大きさを，直径 30mm ローラ対で $A(t_{yz}/p_{max})_{30}$，直径 60mm ローラ対で $A(t_{yz}/p_{max})_{60}$ とする．そうすれば，応力こう配が大きい直径 30mm ローラ対の $A(t_{yz}/p_{max})_{30}$ は，応力こう配が小さい直径 60mm ローラ対の $A(t_{yz}/p_{max})_{60}$ より小さい．したがって，相対曲率半径が小さい，つまり応力こう配が大きいほど，応力振幅によるローラへの負担が小さくなり，面圧強さが上昇すると考えられる．

なお，ローラ円周面積による寸法効果とは，ローラ径が小さいほど円周面積が小さくなり，破壊の起点となる欠陥の存在確率が小さくなるため，面圧強さが増加することである．また，ローラ性状による寸法効果とは，硬化層や残留応力，表面粗さなどの疲れに影響を及ぼす因子が，ローラ径の大きさと比例関係にならないことによるものである．例えば，ローラ円周面に生じた硬化層が面圧強さを上昇させる場合，硬化層の厚さはローラ径にほぼ無関係である．したがって，応力こう配が大きいローラ，つまり直径の小さなローラほど，面圧強さが上昇する．

図 4.15 では，ショットピーニングを施していない P3-NP と P6-NP に相対曲率半径の影響による疲れ寿命の差が現れているのに対し，同条件でショットピーニングを施した P3-V60 と P6-V60 では疲れ寿命の差が現れていない．この原因として，第 2 章で示したように，表面粗さに及ぼすショットピーニングの影響が焼結ローラ P6 の場合より焼結ローラ P3 の方が大きかったことが挙げられる．これにより焼結ローラ P3 の疲れ寿命の低下につながり，P3-V60 と P6-V60 に疲れ寿命の差がみられなかったと考えられる．



Specimen	PG-NP	PG-D0.2	PG-H520	PG-V60	PG-D0.8
Maximum Hertzian stress at 2.0×10^7 cycles	890 MPa	1190 MPa	990 MPa	900 MPa	1010 MPa

Fig. 4.17 p_{max}-N curves

4.4 焼結歯車の面圧強さと損傷形態

4.4.1 面圧強さ

IAE 型動力循環式歯車試験機による焼結歯車 PG の運転疲れ試験で得られたヘルツの最大接触応力 p_{max} および引張側歯元最大曲げ応力 $s_{BT\max}$ [7] と歯車の破壊寿命 N との関係を図 4.17 に示す．歯元最大曲げ応力 $s_{BT\max}$ は試験歯車のみに対応している．ここで，引張側歯元最大曲げ応力 $s_{BT\max}$ と圧縮側歯元最大曲げ応力 $s_{BC\max}$ は次式で与えられる．

$$s_{BT\max} = k_T\sqrt{(s_B + s_C)^2 + (at)^2} = 1.7\sqrt{(s_B + s_C)^2 + (2.5t)^2} \tag{4.1}$$

$$s_{BC\max} = k_T\sqrt{(s_B - s_C)^2 + (at)^2} = 1.7\sqrt{(s_B - s_C)^2 + (2.5t)^2} \tag{4.2}$$

G.Niemann の光弾性実験結果より，$k_T = 1.7$，$a = 2.5$

ここで（図 4.18 参照）s_B は，歯の中心線に対して歯面法線荷重 F_N の垂直成分による歯元曲げ応力であり，

$$s_B = \frac{M}{Z} = \frac{(F_N\cos w)h_F}{\frac{s_F^2 b}{6}} \tag{4.3}$$

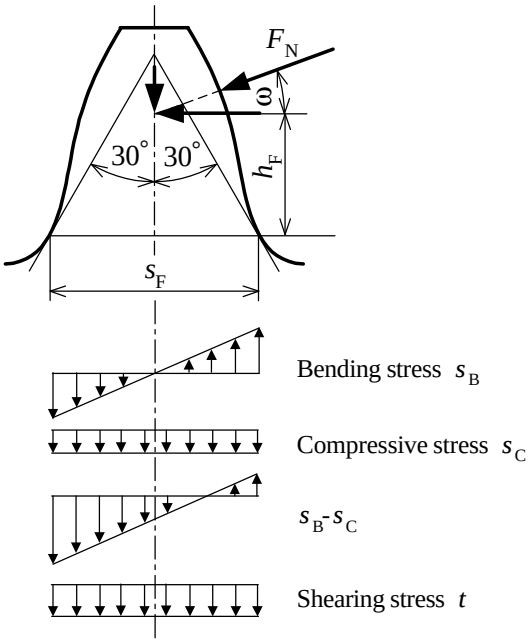
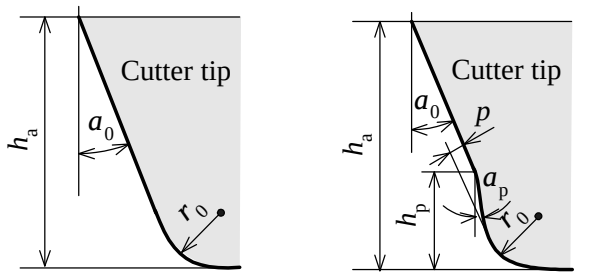


Fig. 4.18 Stresses due to bending



(a) Normal cutter tip (b) Oval cutter tip

Fig. 4.19 Rack type cutter tip

M：曲げモーメント，　Z：断面係数

s_C は，歯の中心線に対して歯面法線荷重の水平成分による圧縮応力であり，

$$s_C = -\frac{F_N \sin w}{b\, s_F} \tag{4.4}$$

t は，歯の中心線に対して歯面法線荷重の垂直成分によるせん断応力であり，

$$t = \frac{F_N \cos w}{b\, s_F} \tag{4.5}$$

と表される．さらに，F_N は歯面法線荷重で，

$$F_N = p_{\max}^2\, p\, b \frac{\dfrac{1-n_1^2}{E_1} + \dfrac{1-n_2^2}{E_2}}{\dfrac{1}{R_1} + \dfrac{1}{R_2}} \tag{4.6}$$

w は，半径 $\left(\dfrac{mz_1}{2} + h_x\right)$ の点に荷重が作用するときの，荷重線と歯形中心線とのなす角の余角で，

$$w=\sqrt{\left(\frac{mz_1+2h_x}{mz_1\cos a_0}\right)^2-1}-\left(\frac{p+4x_1\tan a_0}{2z_1}+inva_0\right) \tag{4.7}$$

ピッチ点に荷重が作用する場合は, $h_x=0$

h_F **は図** 4.18 **に示すように** 30° **接線法による危険断面までの距離で,**

$$h_F=\frac{mz_1}{2}\left\{\frac{\cos a_0}{\cos w}-\sin\left(q+\frac{p}{6}\right)\right\}+\left\{\frac{h_{a1}-r_0-mx_1}{\cos q}+r_0\right\}\cdot\sin\frac{p}{6} \tag{4.8}$$

s_F **は危険断面歯厚で,**

$$s_F=mz_1\cos\left(q+\frac{p}{6}\right)-2\left\{\frac{h_{a1}-r_0-mx_1}{\cos q}+r_0\right\}\cdot\cos\frac{p}{6} \tag{4.9}$$

このとき, $q=\frac{p}{2}-\left(j_{30}+g_0+\frac{p}{6}\right)$**であり,**

j_{30} **はカッタの基準ピッチ円上を転がる角で,**

$$j_{30}=\sqrt{\left(\frac{1}{2}+\frac{h_{a1}-r_0-mx_1}{mz_1}\right)^2\cdot\tan^2\left(g_0+\frac{p}{6}\right)+2\frac{h_{a1}-r_0-mx_1}{mz_1}}$$

$$-\left(\frac{1}{2}+\frac{h_{a1}-r_0-mx_1}{mz_1}\right)\cdot\tan\left(g_0+\frac{p}{6}\right) \tag{4.10}$$

g_0 **はカッタ歯先の中心線と歯の中心線とのなす角で,** 図 4.19 **より**

普通の歯先形状のカッタの場合

$$g_0=\frac{\frac{mp}{2}+2(h_a-r_0)\tan a_0+\frac{2r_0}{\cos a_0}}{mz_1} \tag{4.11}$$

こぶ付きの歯先形状のカッタの場合

$$g_0=\frac{\frac{mp}{2}+2(h_a-h_p)\tan a_0+2(h_p-r_0)\tan a_p+\frac{2r_0}{\cos a_p}}{mz_1} \tag{4.12}$$

したがって式 (4.3) **の** s_B**, 式** (4.4) **の** s_C**, 式** (4.5) **の** t **が求まり, 式** (4.1) **と式** (4.2) **より引張側歯元**

最大曲げ応力 $\sigma_{BT\max}$ ならびに圧縮側歯元最大曲げ応力 $\sigma_{BC\max}$ が求まる．

図4.18に示す歯面法線荷重 F_N は，歯の中心線に関して垂直方向と平行方向の分力に分けられる．歯元応力としては，2分力のうち歯の中心線に垂直方向の分力によって曲げ応力ならびにせん断応力が生じ，歯の中心線方向の分力によって圧縮応力が生じる．これにより，圧縮側歯元応力の絶対値が引張側歯元応力の絶対値より大きいとされ，一般に圧縮側の方が約20～30%ほど大である[8]．

歯に対して疲れ限度以上の一方向の繰返し荷重が作用する場合，圧縮側歯元応力が引張側歯元応力より大きいため，き裂が圧縮側に早く発生することがある．しかし，圧縮側にき裂が早く発生しても，き裂の伝ぱ速度は，遅れて発生する引張側のき裂に比べて著しく小さく，ある一定の繰返し数の後では，圧縮側のき裂は停留き裂となってほとんど進展しなくなり，歯の疲れ破壊はき裂が遅れて発生する引張側から生じることになる[9]．したがって本論文では，引張側歯元応力に着目し，引張側歯元最大曲げ応力 $\sigma_{BT\max}$ を求めた．

図4.17の矢印は，試験歯車繰返し数 N_2 が 2.0×10^7 を越えても，ピッチング面積率が5%に達しなかった，あるいは試験機が自動停止するほどの損傷が発生しなかったことを示す．破壊寿命 $N=2.0\times10^7$ に対するヘルツの最大接触応力 $p_{\max}$ を焼結歯車PGの面圧強さとし，その面圧強さは図4.17に示すとおりである．

図より，ショットピーニングを施していないPG-NPと比べ，ショットピーニングを施したほとんどの焼結歯車PGの疲れ寿命が長くなっており，特に弱いショットピーニングを施したPG-D0.2の疲れ寿命が長く，その面圧強さも大きく向上していることがわかる．本論文では，強いショットピーニングを施したPG-V60とPG-D0.8の疲れ寿命および面圧強さは，PG-NPと同程度かそれ以上であり，焼結ローラP3およびP6の場合に比べ，焼結歯車PGには強いショットピーニングによる表面粗さの悪影響が現れなかったといえる．この原因として，損傷が発生しやすい滑り率一定のローラの転がり疲れ試験と歯のかみあいで滑り率が変化する歯車の運転疲れ試験において，試験条件の違いが挙げられる．さらに，歯元最大曲げ応力 $\sigma_{B\max}=184$MPa（$p_{\max}=1200$MPa）のPG-NPは歯元での曲げ疲れによる歯の折損が生じたが（図中B），ショットピーニングを施した焼結歯車PGでは歯の折損が発生しなかった．ショットピーニングは歯車歯面だけでなく，歯元の部分に対しても施されるため，ショットピーニングによる歯の曲げ強さの向上があったといえる．したがって，ショットピーニングを施した焼結歯車では，PG-NPに歯の折損が生じた負荷条件において歯の曲げ強さより面圧強さが問題となることがわかる．

図4.20に試験歯車繰返し数 N_2 に対する焼結歯車PGのピッチング面積率の変化を示す．この図はヘルツの最大接触応力 $p_{\max}=1000$MPaにおけるピッチング面積率の変化であるが，PG-D0.2は $p_{\max}=1000$MPaの運転疲れ試験で表面損傷が発生しなかったことから，この図にPG-D0.2の変化について示していない．図より，PG-NPに比べ，強いショットピーニングを施したPG-D0.8の表面損傷の発生が遅いことがわかる．焼結ローラP3およびP6では，ショットピーニングによる表面粗さ

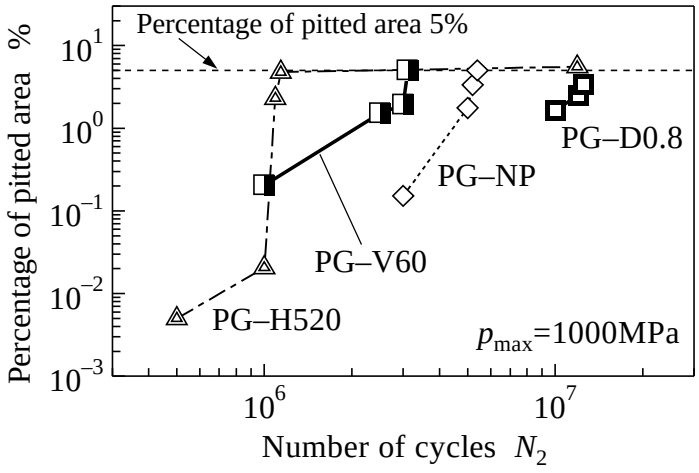


Fig. 4.20　Percentage of pitted area of sintered gears during fatigue test

の増大が悪影響となり，面圧強さの低下を招いたことから，焼結歯車 PG の面圧強さに及ぼす表面粗さの悪影響は，焼結ローラ P3 および P6 の場合より小さいと考えられる．

図4.21にアークハイト値に対する焼結歯車PGおよび焼結ローラP6の面圧強さをプロットしたものを示す．この図より，同じアークハイト値のショットピーニングを施した焼結歯車PGと焼結ローラP6を比較すると，直径60mm焼結ローラより焼結歯車の面圧強さが向上していることが確認できる．本論文で用いた焼結歯車対のかみあいピッチ点における相対曲率半径は 9.71mm であり，直径 60mm ローラ対の相対曲率半径は 15mm であった．吉田らの研究[5]において，ローラ対や歯車対の相対曲率半径が小さいほど，その面圧強さは大きくなったことから，図4.16で説明した焼結ローラP3およびP6の関係と同様に，焼結ローラP6より焼結歯車PGの面圧強さが大きくなったといえる．また，図2.23で示したように，焼結ローラP6より焼結歯車PGの表面粗さが小さかったことも焼結ローラP6より焼結歯車PGの面圧強さが大きくなった理由であると考えられる．図4.21より，特に面圧強さが向上した焼結歯車PGは，弱いショットピーニングを施したPG-D0.2であり，そのショットピーニング条件のアークハイト値は 0.19mmA である．

図4.22，図4.23，図4.24は，それぞれ表面硬さ，表面残留応力 $s_y(r)$，表面粗さ R_z に対する焼結歯車 PG および焼結ローラ P6 の面圧強さをプロットしたものである．図 4.23 に示す表面残留応力 $s_y(r)$ は，焼結歯車歯面における歯形方向の残留応力および焼結ローラ円周面におけるローラ円周方向の残留応力である．ショットピーニングを施した焼結歯車PGおよび焼結ローラP6に着目すると，図4.24より，表面粗さが小さいほど，面圧強さが向上しており，特に面圧強さが最も向上した PG-D0.2 は，表面粗さが最も小さいことがわかる．また同様に着目すると，図 4.22 より，表面硬さが最も小さくても PG-D0.2 の面圧強さが最も向上していることから，焼結ローラおよび焼結歯車の面圧強さに及ぼす表面粗さの悪影響は少なからずあると考えられる．表面下の残留応力分布は，内部で圧縮残留応力の極大値をとる場合が多いので，表面残留応力だけで判断することは難しいが，

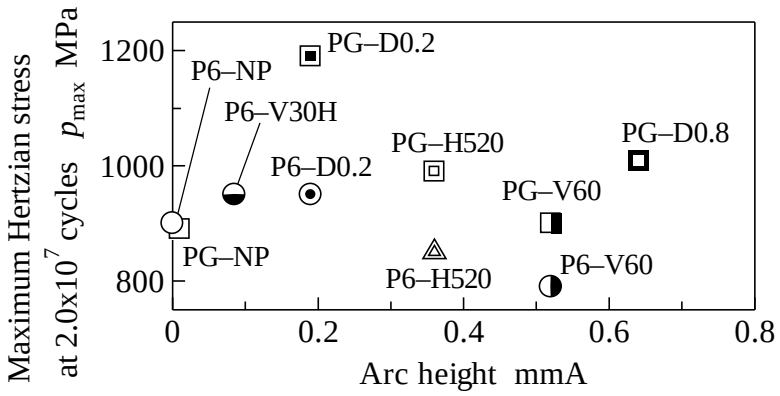


Fig. 4.21 Relationship between surface durability and arc height

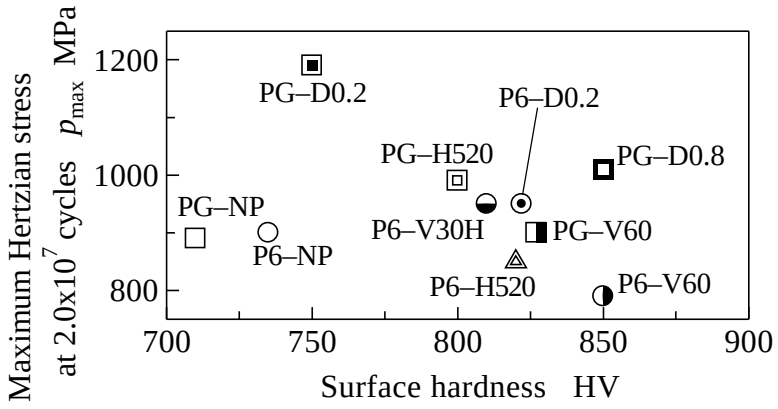


Fig. 4.22 Relationship between surface durability and surface hardness

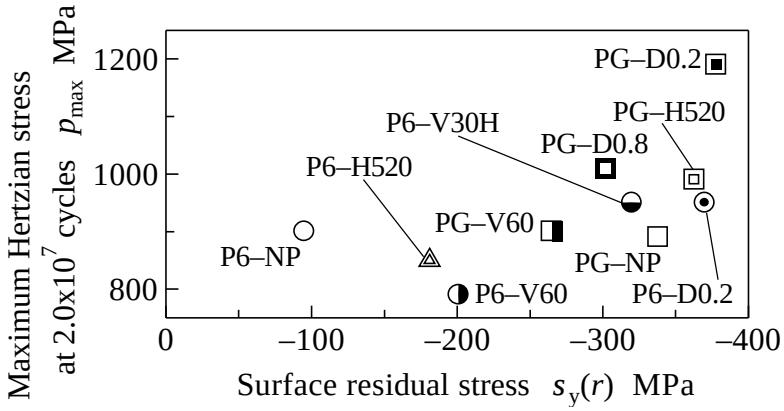


Fig. 4.23 Relationship between surface durability and surface residual stress

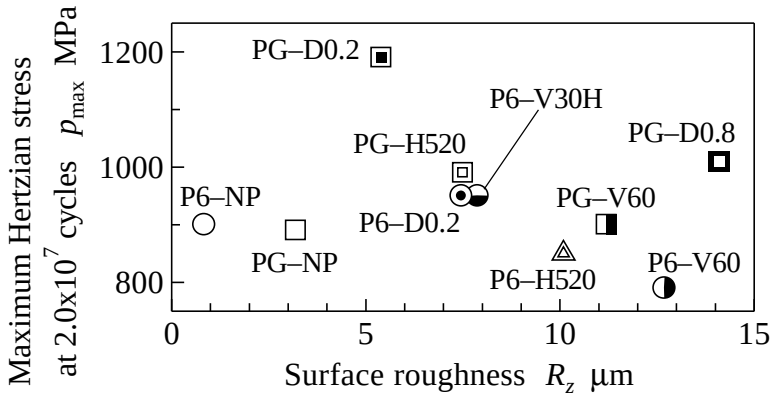


Fig. 4.24　Relationship between surface durability and surface roughness

図4.23より，圧縮の表面残留応力 $s_y(r)$ が大きいほど，面圧強さが向上していることが確認できる．したがって，焼結歯車PGの面圧強さを特に向上させるためには，表面粗さや気孔にあまり影響を与えないような弱いショットピーニング条件，つまり焼結ローラP6の場合と同様に，アークハイト値0.2mmA以下のショットピーニング条件が適しているといえる．

4.4.2　損傷形態

図4.25に損傷した焼結歯車PGの歯面写真ならびに損傷した歯の軸直角断面写真を示す．図4.25のPG-NPの歯面写真(A)と軸直角断面写真(B)は，同一の歯について示したものである．写真(B)より，歯面から転がり方向に向かってき裂が進展していることから，ピッチング損傷であることが確認できる．ショットピーニングを施していないPG-NPの損傷形態は，表面き裂発生に起因するピッチング損傷であり，最終的には歯元の面全体に広がった．これに対し，ショットピーニングを施した焼結歯車PGの損傷形態は，スポーリング損傷であった．PG-D0.2の断面写真(C)およびPG-H520の断面写真(E)に示すように，歯面下で発生したスポーリングき裂が，歯面とほぼ平行に気孔を伝ぱしながら進展していることが観察できる．

図4.26は歯面下のスポーリングき裂を拡大したものであるが，この図からも歯面下の気孔を伝ぱしてき裂が進展していることが確認できる．ショットピーニングによる歯面近傍の硬さと圧縮残留応力の増加によって，ショットピーニングを施した焼結歯車PGの歯面にピッチングが発生しにくい状況になり，ピッチングよりスポーリングき裂が発生・伝ぱしたと考えられる．ショットピーニングを施した焼結歯車PGに発生したほとんどのスポーリングき裂は，歯面から深さ約0.5mmの範囲で発生した．なお，負荷条件 p_{max} =1200MPaのPG-NPでは歯元からの折損が生じたが，ほかの焼結歯車PGに歯元からの折損はみられなかった．また，焼結歯車PGの相手歯車は焼結材より高強度の鋼材であったので，相手歯車に損傷は発生しなかった．

図4.27上図はPG-V60の損傷した歯をかみあう順番に左から並べたものである．ここで，歯車の

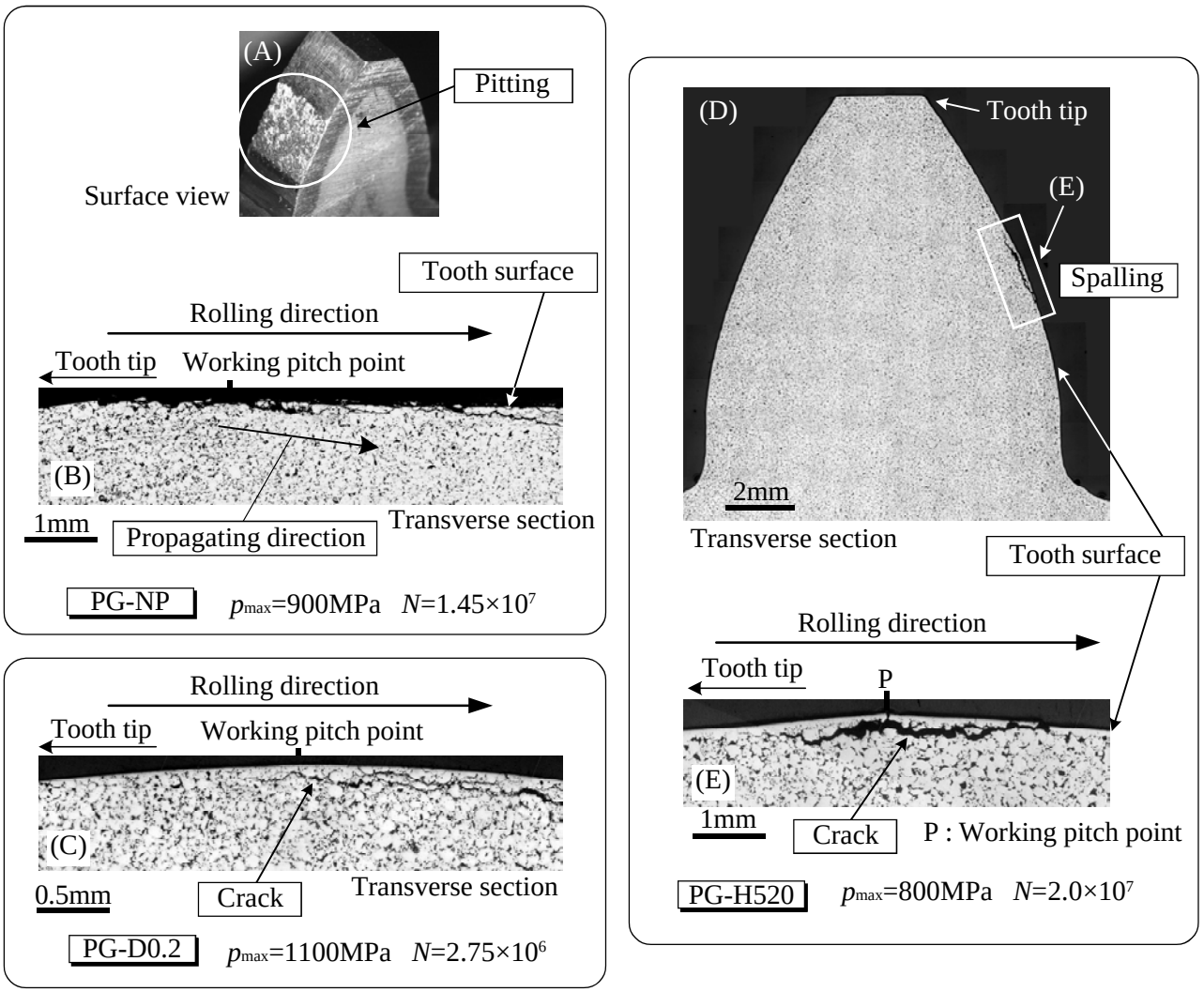


Fig. 4.25 Observation of failed teeth

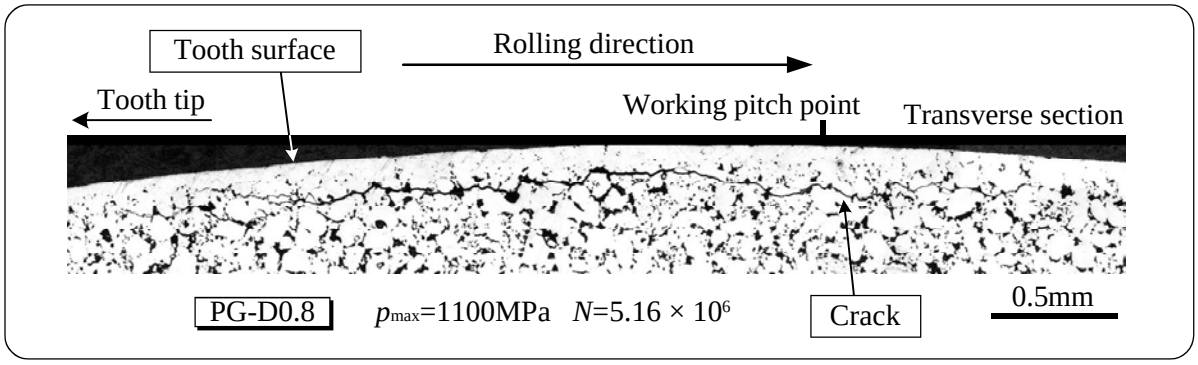


Fig. 4.26 Spalling crack of sintered gear

歯番号は，ある歯を 1 番として，相手歯車とかみあう順番に番号を付けた．焼結歯車 PG の歯数は 16 であるから，1 番から 16 番の番号を各歯に付けている．第 2 章で述べたように焼結歯車 PG の歯は歯先からかみあい始め，歯元でかみあいが終了する．そして歯車対のかみあい過程において，一対かみあいと二対かみあいの状態がある．つまり，図中の 2 番の歯が歯先からかみあい始めたとき，その前の 1 番の歯は，歯元でかみあい終わりを迎えようする段階にあり，二対が同時にかみあう状態になっている．運転疲れ試験で 1 番の歯の歯元の面全体がはく離すると，1 番の歯の歯形が崩れ，二対かみあい状態の際に 2 番の歯の歯先にかかる負荷の負担が大きくなる．したがって，1 番の歯の歯元におけるはく離が 2 番の歯の歯先におけるピッチングを引き起こし，2 番の歯の歯元におけるはく離が 3 番の歯の歯先におけるピッチングを引き起こしたことが観察できる．図 4.27 下図は 2 番の歯の軸直角断面写真であるが，歯先でピッチングあるいは摩耗（写真 (A)），歯元でスポーリング（写真 (B)）が生じていることがわかる．

4.4.3　歯車の損傷過程

図4.28に運転疲れ試験過程のPG-H520において歯形測定機で得られた歯形変化とレプリカ法により得られた歯面写真を示す．図中の歯形変化より，運転疲れ試験前の N_2 =0 における歯形に比べ，N_2 =1.0×10^7 の歯形はなじみ効果により高周波成分が消え，滑らかな歯形になっていることがわかる．また，歯面写真より，歯元の一部ではく離が発生し，その後，歯元の面全体にはく離が広がったことが確認できる．N_2 =2.0×10^{7}で歯面の一部にはく離が発生したにも関わらず，歯形にその変化が現れていないのは，歯幅の中央付近を歯形方向に歯形測定しており，歯面の端に生じたはく離上を測定しなかったためである．

図 4.29 は運転疲れ試験過程における PG-D0.8 の歯面写真を示したものである．図中の左列の歯面写真は PG-D0.8 の 1 番の歯の歯面，右列の歯面写真は 2 番の歯の歯面を示す．図 4.28 で示した歯面と同様に，最終的には歯元の面全体にはく離が生じていることがわかる．また，N_2 =1.9×10^6 の 2 番の歯において，歯面にき裂を観察できる．したがって，歯面下で発生したスポーリングき裂が表面に現れ，歯元の面のはく離に至ったと考えられる．

図4.30に運転疲れ試験過程における焼結歯車PGの表面粗さ R_z の変化を示す．ここでの表面粗さ R_z は，かみあいピッチ点付近における歯形方向の表面粗さである．焼結歯車PGの初期表面粗さ R_z は，強いショットピーニングを施した焼結歯車 PG ほど大きくなっているが，運転疲れ試験初期段階のなじみ効果によって，すべての焼結歯車 PG の表面粗さが減少していることがわかる．

4.5　焼結ローラと焼結歯車の面圧強さの比較

図4.31は，図4.1(b)で示した焼結ローラ P6の p_{max} - N 曲線と図4.17で示した焼結歯車PGの p_{max} - N 曲線において，ショットピーニングを施していない P6-NP および PG-NP，そして焼結ローラ P6

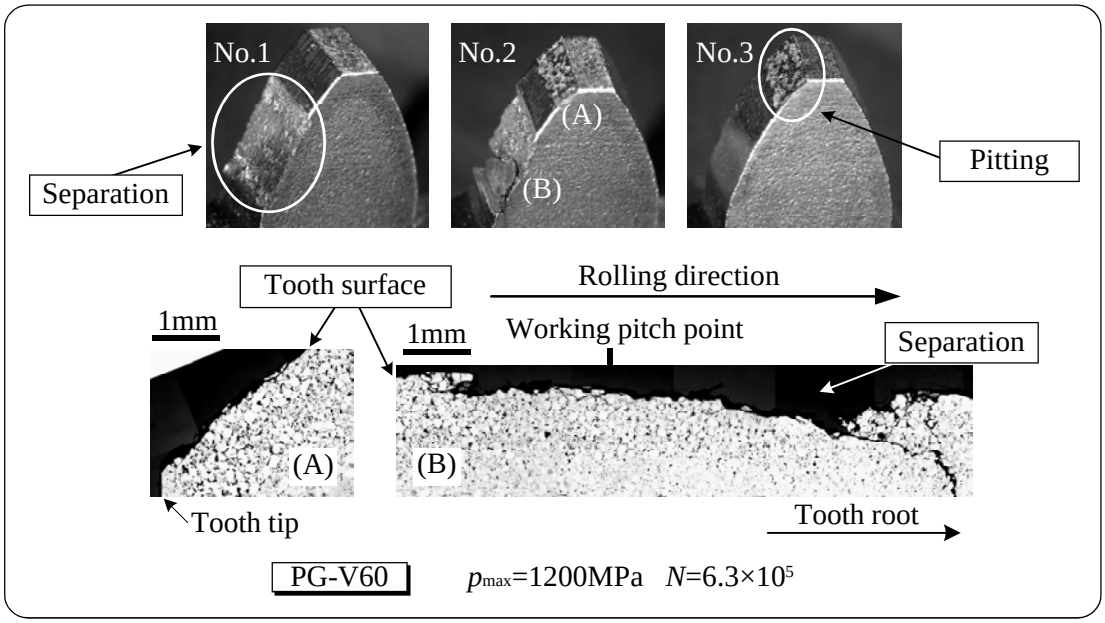


Fig. 4.27 Observation of failed teeth

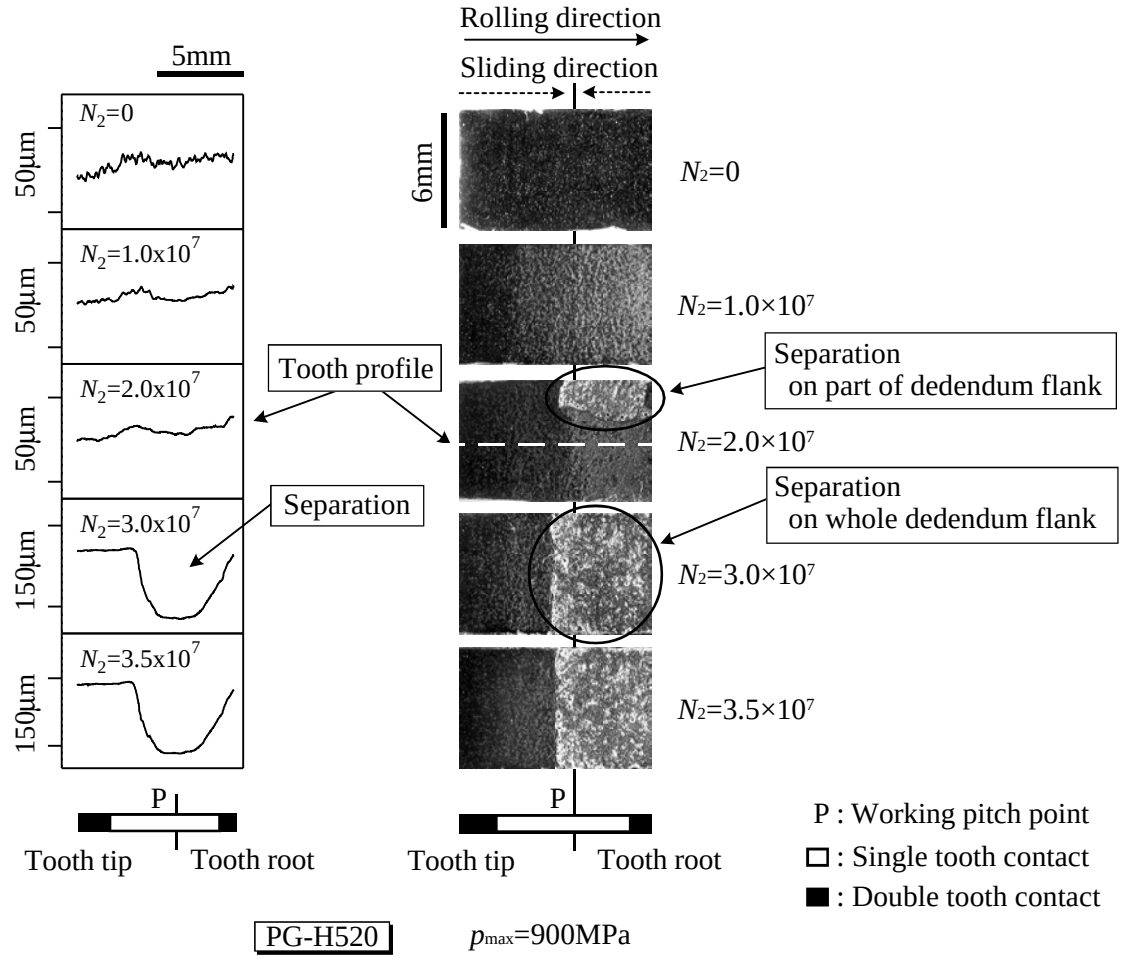


Fig. 4.28 Tooth profile and tooth surface photographs of failed teeth during fatigue test

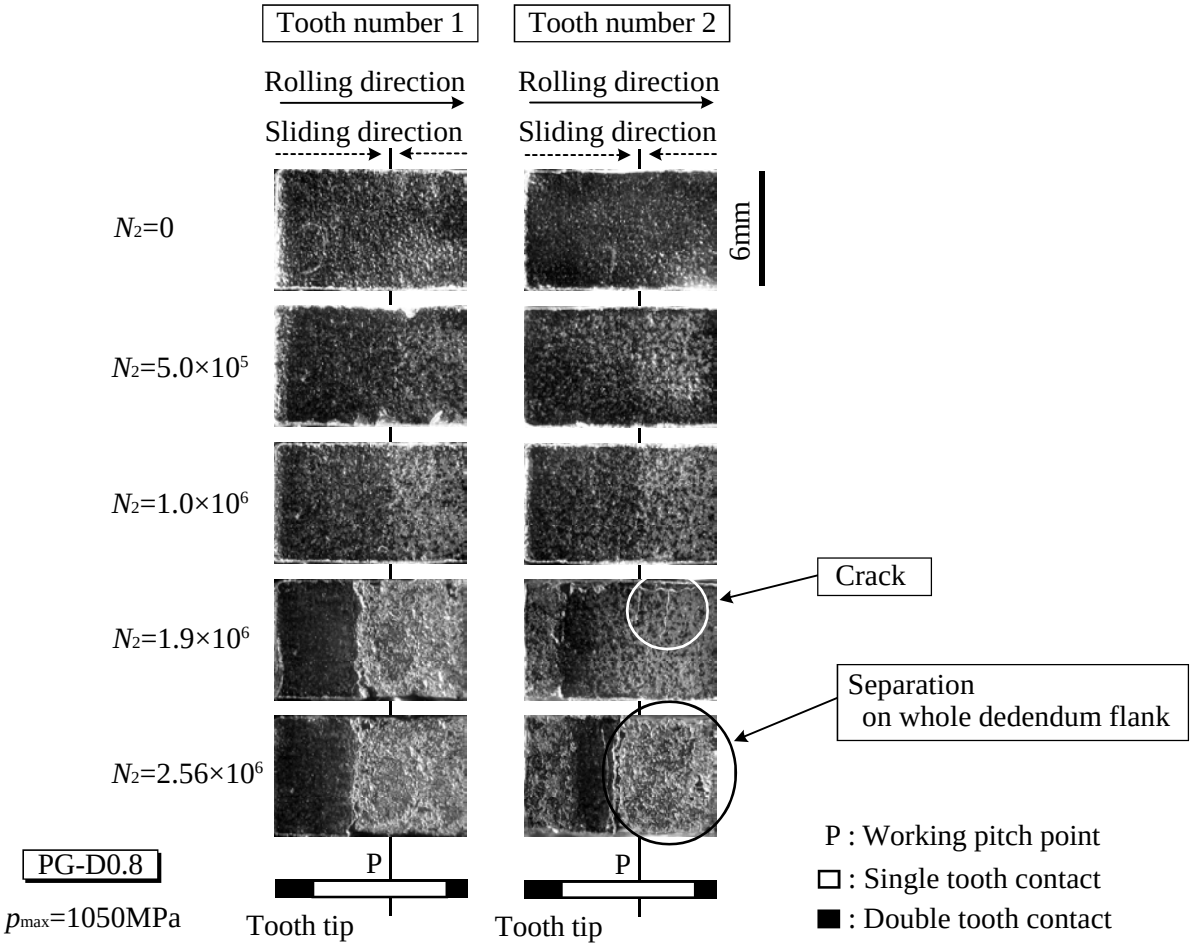


Fig. 4.29 Tooth surface photographs of failed teeth during fatigue test

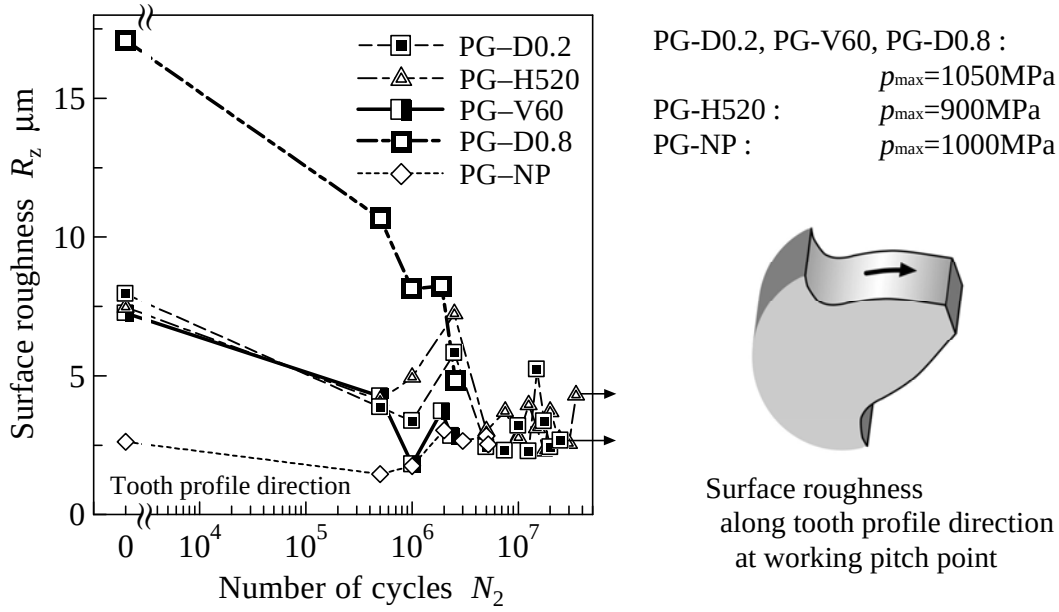


Fig. 4.30 Surface roughness of sintered gear during fatigue test

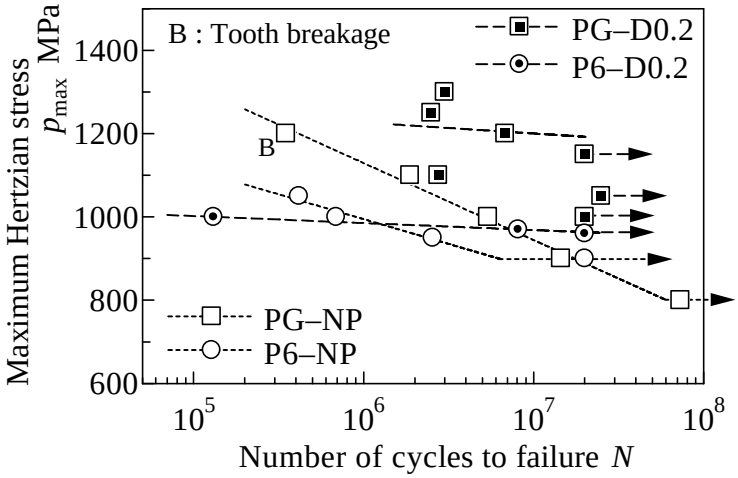


Fig. 4.31 p_{max}-N curves

と焼結歯車PGの疲れ試験で最も面圧強さが向上したP6-D0.2およびPG-D0.2の曲線を抽出したものである．表2.9と表2.10で示したように焼結ローラP6および焼結歯車PGの表面硬さは同程度であり，図2.8(b)と図2.9で示したようにそれらは同様の硬さ分布であった．P6-NPとPG-NPの面圧強さはそれぞれ900MPaと890MPaであり，ほぼ同じであるが，図4.31でそれぞれの疲れ寿命を比較すると，PG-NPの方が長くなっている．これは，本論文で用いた焼結歯車対のかみあいピッチ点における相対曲率半径が9.71mmであるのに対し，直径60mmローラ対の相対曲率半径が15mmであり，相対曲率半径が小さいほど面圧強さが向上する(5)ことから，焼結ローラP3とP6の関係と同様に，その傾向が現れたと考えられる．

同じ条件でショットピーニングを施したP6-D0.2とPG-D0.2を比較すると，PG-D0.2の方が面圧強さも疲れ寿命もかなり向上していることがわかる．焼結歯車PGの損傷形態は，ショットピーニングを施していないPG-NPが表面き裂発生に起因するピッチング損傷であり，ショットピーニングを施した焼結歯車PGでは表面下き裂発生に起因するスポーリング損傷であった．すなわち，ショットピーニングによる歯面の加工硬化ならびに圧縮残留応力の付与で表面き裂の発生が抑制され，特に疲れ寿命に悪影響を与える表面粗さが小さかったPG-D0.2では，疲れ寿命が長くなった．一方，焼結ローラP6の主な損傷形態は，ショットピーニングの有無に関わらず，ローラ円周面から深さ2mm付近で発生したスポーリング損傷であった．ローラ側面付近の硬さは増加したものの，ピーニング効果が大きいローラ円周面近傍ではなく，ローラ円周面から深さ2mm付近で損傷が発生したことから，P6-D0.2の面圧強さは大きく向上しなかったと考えられる．さらに寸法効果や歯車およびローラの試験条件の違いなどにより，P6-D0.2とPG-D0.2に大きな差が現れたと考えられる．

焼結ローラP6と焼結歯車PGの疲れ試験では，アークハイト値が0.2mmA以下の弱いショットピーニングを施すことにより，最も面圧強さが向上するという整合性が得られた．しかし，ローラと歯車に対して同程度の強さのショットピーニングを施したにも関わらず，強いショットピーニングを

施した焼結ローラの面圧強さは低下し, 強いショットピーニングを施した焼結歯車では明らかな面圧強さの低下はみられなかった. 一方, ショットピーニングを施した焼結ローラの面圧強さは低下し, ショットピーニングによる表面粗さの増大が面圧強さの低下を引き起こすと考えられることから, 焼結歯車の面圧強さに及ぼす表面粗さの影響は, 焼結ローラの場合ほど大きくないといえる. この理由として, 図2.23で示したように同条件でショットピーニングを施すと, 焼結ローラP6より焼結歯車PGの表面粗さが小さいことが挙げられる. また, 滑り率が変化する運転疲れ試験より, 滑り率一定の転がり疲れ試験で表面粗さの影響を受けやすくなることも挙げられる.

したがって, 歯車の面圧強さを向上させるための最適なショットピーニング条件を検討する際, ローラの転がり疲れ試験によって大まかな傾向をつかむことができるが, 歯車の運転疲れ試験を行うことで, さらに詳細な傾向をつかむことが可能である.

4.6 結　言

本章では, プラズマ浸炭硬化させた焼結ローラおよび焼結歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響を検討するため, 直径30mmおよび直径60mmの焼結ローラの二円筒滑り転がり疲れ試験機による転がり疲れ試験, 焼結歯車の動力循環式歯車試験機による運転疲れ試験を行った. そして, 焼結ローラおよび焼結歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響について明らかにし, 直径30mm焼結ローラと直径60mm焼結ローラの面圧強さや, 焼結ローラと焼結歯車の面圧強さについて比較・検討を行った. 本章で得られた結論は以下に示すとおりである.

(1) 焼結ローラの損傷形態は, 表面粗さの最も大きかった焼結ローラの一部が表面き裂発生に起因するピッチング損傷であったのに対し, ほかのすべての焼結ローラは表面下き裂発生に起因するスポーリング損傷であった. そのスポーリング損傷深さは, 直径30mm焼結ローラで円周面から約0.3mmの範囲内であり, ほとんどの直径60mm焼結ローラで円周面から2mm付近であった.

(2) 直径30mm焼結ローラでは, ショットピーニングにより面圧強さが格段に低下し, 直径60mm焼結ローラでは, 強いショットピーニングにより面圧強さが低下した. しかし, 弱いショットピーニングを施した直径60mm焼結ローラの面圧強さは, ショットピーニングを施していないものより向上した. 直径60mm焼結ローラの面圧強さ向上には, 表面粗さや気孔にあまり影響を与えないようなアークハイト値が0.2mmA以下の弱いショットピーニング条件が適していることを明らかにした.

(3) ショットピーニングを施していない直径30mmおよび直径60mm焼結ローラを比較すると, 相対曲率半径の違いによる寸法効果により, 直径30mm焼結ローラの面圧強さが大きかった. これに対し, 同条件でショットピーニングを施した直径30mmおよび直径60mm焼結ローラでは,

面圧強さの差がみられなかった．表面粗さに及ぼすショットピーニングの影響は，直径30mm焼結ローラの方が大きかったので，ショットピーニングによる表面粗さの増大が，直径30mm焼結ローラの面圧強さの低下につながったと考えられる．

(4) ショットピーニングを施していない焼結歯車の損傷形態は，表面き裂発生に起因するピッチング損傷であり，ショットピーニングを施した焼結歯車の損傷形態は，表面下き裂発生に起因するスポーリング損傷であった．ピッチング損傷もスポーリング損傷も最終的には歯元の面全体に広がり，ほとんどの焼結歯車の損傷深さは歯面からの深さ約0.5mmの範囲であった．また，ショットピーニングを施していない一部の焼結歯車は，歯元からの折損が生じ，ショットピーニングを施した焼結歯車では歯元からの折損がみられなかったことから，ショットピーニングによる歯の曲げ強さの向上があったといえる．

(5) ショットピーニングを施した多くの焼結歯車の疲れ寿命ならびに面圧強さが向上し，特に弱いショットピーニングを施した焼結歯車の疲れ寿命ならびに面圧強さが向上した．したがって，焼結歯車の面圧強さ向上には，表面粗さや気孔にあまり影響を与えないようなアークハイト値が0.2mmA以下の弱いショットピーニング条件が適していることを明らかにした．

(6) 直径60mm焼結ローラと焼結歯車を比較すると，アークハイト値が0.2mmA以下の弱いショットピーニングを施すことにより，それらの面圧強さが最も向上するという整合性が得られた．また，焼結歯車の面圧強さに及ぼす表面粗さの悪影響は，焼結ローラの場合より小さいことを示した．

参考文献

(1) 石井 啓・筒井唯之・山西祐司，焼結機械部品の技術動向，電気製鋼，74-4，(2003)，247-258.

(2) ショットピーニング技術協会編著，金属疲労とショットピーニング，(2004)，4，現代工学社.

(3) ショットピーニング技術協会編著, 金属疲労とショットピーニング, (2004), 141, 現代工学社.

(4) 吉田 彰・藤田公明・安藤 滋・谷 隆之，レーザ焼入れ鋼ローラの面圧強さに関する研究，日本機械学会論文集（C 編），51-462，(1985)，332-341.

(5) A.YOSHIDA, Y.OHUE and I.KARASUNO, Suface Failure and Durability of Induction-Hardened Sintered Powder Metal Rollers and Gears with Various Hardened Depths, Transactions of the ASME. Journal of Mechanical Design, 116, (1994), 730-737.

(6) 日本材料学会編，材料強度学，(1994)，102，日本材料学会.

(7) 日本機械学会編，技術資料歯車強さ設計資料，(1979)，10，日本機械学会.

(8) 近畿歯車懇話会編，歯車の設計・製作（Ⅰ），(1971)，123，大河出版.

(9) 会田俊夫・小田 哲・中島利勝，歯車の曲げ疲れ強さに関する研究（第 1 報，疲れ過程における歯元すみ肉部の組織と残留応力の変化），日本機械学会論文集，32-233，(1966)，137-142.

第５章　浸炭硬化鋼ローラおよび歯車の面圧強さ

5.1　緒　言

二酸化炭素やメタンなどの温室効果ガスの増大が地球の温暖化を招き，自然の生態系などに悪影響を及ぼす恐れがあることはよく知られている．大気中の温室効果ガスの濃度を安定化させることを目的として1997年に京都議定書が採択された．京都議定書には，先進国に対し，温室効果ガス排出量を目標値以内に抑えることが義務づけられている．これによって，環境問題にますます関心が高まり，環境悪化の原因の１つに挙げられる自動車に対し，環境対策により一層の努力を求められるのは明白である．自動車の製造，走行，廃棄の間に排出される二酸化炭素の排出量の中で，走行時の排出量は約70%を占めており，さらに自動車燃費の構成比率において，車両軽量化への寄与が37%を占めるという試算がある(1)．したがって，機械部品の高強度化による軽量化が燃費向上に及ぼす影響は大きいといえる．歯車の高強度化による軽量化分は，1つの歯車につき100g単位であるが，駆動系ユニットで考えると5kg以上になる．車両重量1tの場合，10%の軽量化が10%の燃費向上に相当すると考えられるので，5kgの軽量化は0.5%の燃費向上に相当する計算になる．燃費向上としては小さな数字であるが，ショットピーニングによる歯車の高強度化で軽量・コンパクト化や燃費向上につながるのなら，機械部品に対してますますショットピーニングが用いられると考えられる．

第4章では焼結ローラおよび焼結歯車に関し，それぞれの面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響について検討を行った．そして，焼結ローラや焼結歯車の面圧強さ向上には，表面粗さや気孔にあまり影響を与えないようなアークハイト値0.2mmA以下の弱いショットピーニングが適していることを明らかにした．しかし，自動車の駆動系歯車などに用いられている浸炭鋼材の割合は，焼結材に比べてかなり多い．例えば，自動車の駆動方式としては，四輪駆動と二輪駆動が挙げられるが，二輪駆動には前輪駆動と後輪駆動がある．エンジンが前部にあり，前輪駆動のものはフロントエンジン・フロントドライブ（FF方式）と呼ばれ，エンジンが前部にあり，後輪駆動のものはフロントエンジン・リヤドライブ（FR方式）と呼ばれる(2)．エンジンの回転を駆動輪に伝えるまでに，FF方式では，エンジン，クラッチ，変速機，ファイナルギヤ，ディファレンシャルギヤ，ドライブシャフト，駆動輪の経路をたどる．一方，FR方式では，エンジン，クラッチ，変速機，プロペラシャフト，ファイナルギヤ，ディファレンシャルギヤ，ドライブシャフト，駆動輪の経路をたどることになり，回転を伝えるだけでも多くの機械部品が使用されている．このような高負荷環境下で用いられる自動車の駆動系機械部品などは浸炭鋼材製であるが，エンジンの高出力化によりさらなる高強度化が求められている．

歯車の主な損傷形態として，ピッチングやスポーリングなどの表面損傷や歯の曲げ疲れによる折損などが挙げられ，それらの損傷を対象にショットピーニングの影響が議論されている．曲げ強さ

向上にショットピーニングが有効であるという報告は数多くあるが, ピッチングやスポーリングなどの表面損傷を対象にしたショットピーニングの有効性については賛否両論[3]～[9]あり, 議論すべき問題となっている. ここで, ピッチングやスポーリングなどの表面損傷に対する疲労強度が面圧強さであり, さらに分類すると, ピッチング損傷に対する疲労強度をピッチング強さ, スポーリング損傷に対する疲労強度をスポーリング強さという.

そこで本章では, スポーリング強さとピッチング強さに着目するため, スポーリング損傷が発生しやすいシャープエッジ形状とピッチング損傷が発生しやすい面取り形状の2種類の浸炭硬化させた鋼ローラを使用した. その2種類の鋼ローラの転がり疲れ試験を行い, スポーリング強さならびにピッチング強さに及ぼすショットピーニングの影響について検討を行った. また, 鋼ローラのスポーリング強さとピッチング強さの比較を行うとともに, 鋼ローラと焼結ローラの面圧強さの比較も行った.

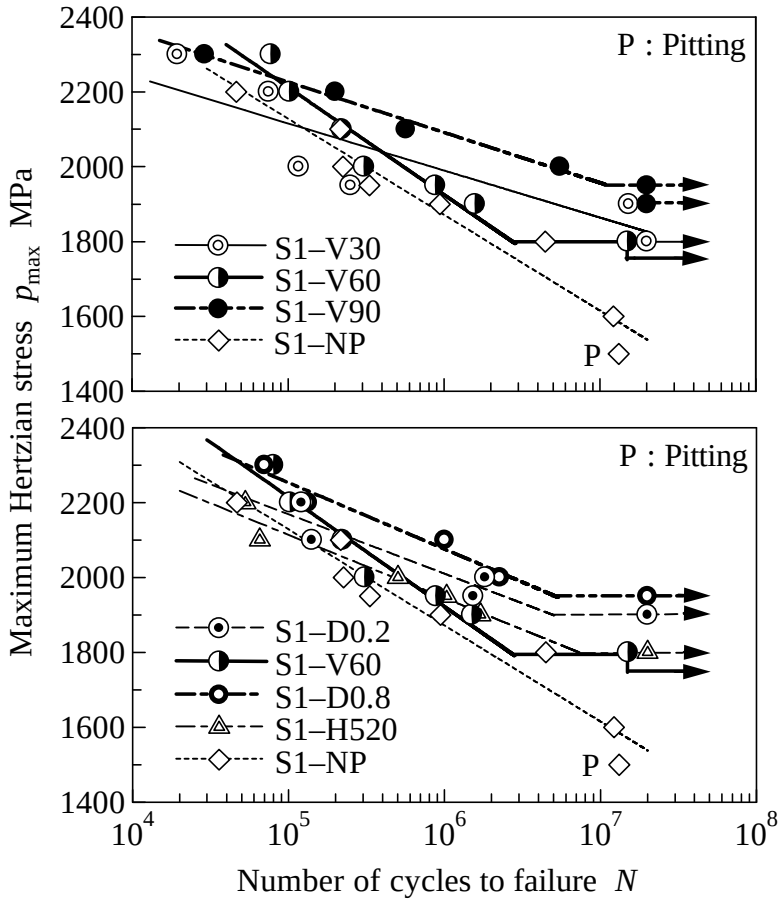
第4章で焼結ローラと焼結歯車の面圧強さを比較した. その結果, 弱いショットピーニングを施した焼結ローラおよび焼結歯車の面圧強さは向上したが, 強いショットピーニングを施した場合, 焼結ローラの面圧強さは低下し, 一方, 焼結歯車の面圧強さは低下しなかった. したがって, 焼結ローラおよび焼結歯車の面圧強さ向上という観点では, 弱いショットピーニングが適しているという結果で一致したが, 面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響という観点では一致していないのが現状である. ローラの転がり疲れ試験は, 歯面間の滑り・転がり接触をモデル化したものであるが, 滑り率や相対曲率半径が一定のローラの転がり疲れ試験に対し, 歯車の運転疲れ試験では, かみあい始めからかみあい終わりまで滑り率や相対曲率半径が変化し, それぞれの試験条件が異なる. さらにローラの転がり疲れ試験では円周面の転がり疲れだけを対象とするが, 歯車の運転疲れ試験では歯面の転がり疲れに加え, 曲げ疲れも試験の対象となる.

したがって, ショットピーニングを施した鋼歯車の運転疲れ試験を行い, 鋼歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響についても検討を行った. さらに, 鋼歯車と鋼ローラの面圧強さ, ならびに鋼歯車と焼結歯車の面圧強さについて比較・検討を行った.

5.2 鋼ローラの面圧強さと損傷形態(スポーリングの場合)

5.2.1 スポーリング強さ

図5.1に二円筒試験機による鋼ローラS1の転がり疲れ試験で得られたヘルツの最大接触応力 p_{max} とローラの破壊寿命 N との関係を示す. 後述するが, 鋼ローラ S1 の損傷形態は, ピッチング損傷であった1つのローラを除けば, すべて表面下き裂発生に起因するスポーリング損傷であった. 図中の矢印は, 繰返し数 N が 2.0×10^7 を越えても試験機が自動停止するほどの損傷に至らなかったことを示している. 本論文では破壊寿命 N =1.0×10^7に対するヘルツの最大接触応力 p_{max} を鋼ローラS1



Specimen	Maximum Hertzian stress at 1.0×10^7 cycles
S1-NP	1615 MPa
S1-V30	1864 MPa
S1-V60	1800 MPa
S1-V90	1957 MPa
S1-D0.2	1900 MPa
S1-D0.8	1950 MPa
S1-H520	1800 MPa

Fig. 5.1 p_{max}-N curves

の面圧強さ，すなわちスポーリング強さとした．鋼ローラS1のスポーリング強さは，図中に示すとおりである．

図5.1よりショットピーニングを施していないS1-NPに対して，ショットピーニングを施したすべての鋼ローラS1でスポーリング強さが向上したことがわかる．さらに図5.1上図で最もスポーリング強さが向上した鋼ローラはショット投射速度が最も大きいS1-V90であり，図5.1下図で最もスポーリング強さが向上した鋼ローラはショット粒径が最も大きいS1-D0.8であったことから，概して，鋼ローラのスポーリング強さ向上には強いショットピーニング条件が適しているといえる．このように本論文では鋼ローラのスポーリング強さに及ぼすショット投射速度やショット粒径の影響はみられたが，ショット硬さのみが異なるS1-V60およびS1-H520のスポーリング強さが同じであったので，ショット硬さの影響はあまりないといえる．この理由として，本論文ではショットピーニングを施す前の鋼ローラS1の表面硬さが約800HVであるのに比べると，ショット硬さは620HVまたは520HVとそれより低硬度であったこと，そして2種類のショット硬さの差も小さかったことから，S1-V60およびS1-H520のスポーリング強さが同じになったと考えられる．

図5.2はアークハイト値に対する鋼ローラS1のスポーリング強さをプロットしたものである．第

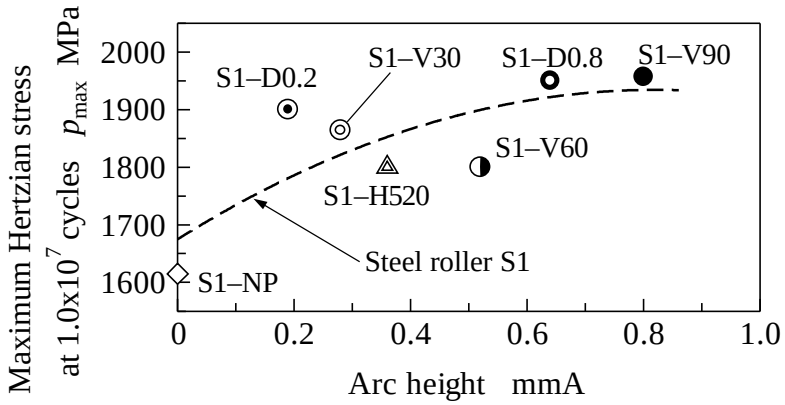


Fig. 5.2 Relationship between surface durability and arc height

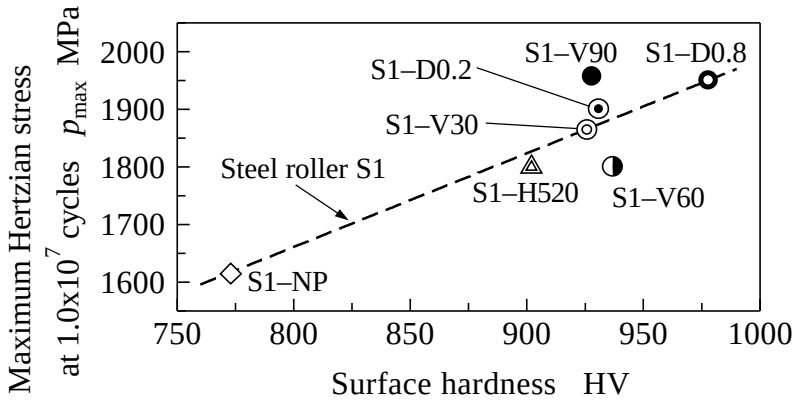


Fig. 5.3 Relationship between surface durability and surface hardness

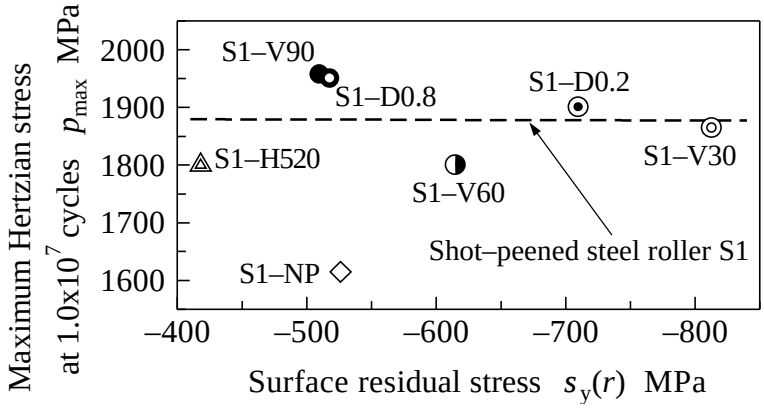


Fig. 5.4 Relationship between surface durability and surface residual stress

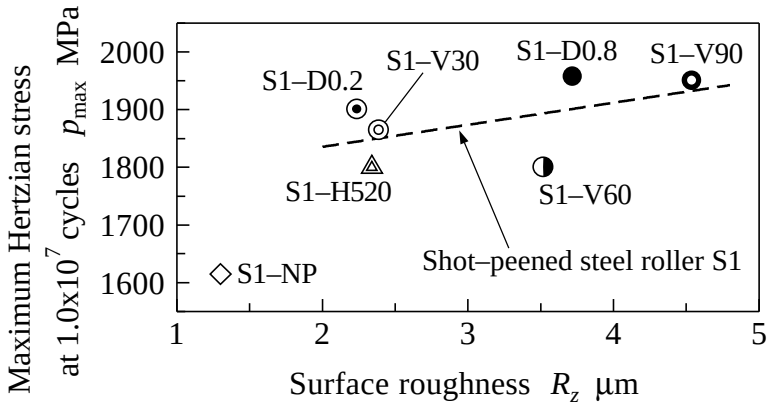


Fig. 5.5　Relationship between surface durability and surface roughness

4章で示した焼結ローラP6では，弱いショットピーニングを施した焼結ローラのみで面圧強さが向上し，強いショットピーニングを施した焼結ローラでは表面粗さの増大などの影響により面圧強さが低下する結果となった．しかし，鋼ローラS1では，アークハイト値0.6mmA以上の強いショットピーニングを施した鋼ローラほどスポーリング強さが向上していることが確認できる．

図5.3，図5.4，図5.5は，それぞれ表面硬さ，ローラ円周方向の表面残留応力$\sigma_y(r)$，表面粗さR_zに対する鋼ローラS1のスポーリング強さをプロットしたものである．図5.3と図5.5より，表面硬さならびに表面粗さR_zが大きい鋼ローラほど，スポーリング強さが向上している傾向がみられる．一方，表面残留応力$\sigma_y(r)$には，面圧強さとの相関関係はあまりみられなかった．

5.2.2　損傷形態

図5.6に転がり疲れ試験で損傷が発生した鋼ローラS1の円周面写真ならびに側面写真とローラ全体の軸直角断面写真を示す．鋼ローラS1の主な損傷形態は，ローラ円周面から深さ2～3mm付近でのき裂発生に起因するスポーリング損傷であった．図中の写真(B)に示すようにローラ円周面下で発生したき裂がローラ円周面とほぼ平行に進展した．さらに損傷が進行すると，写真(C)と(E)のようにローラ円周面にき裂が現れ，最終的には写真(F)に示すようにローラ円周面がはく離した．ここで，図2.10(a)の鋼ローラS1の硬さ分布で示したように，浸炭の全硬化層深さは約3mmである．したがって，本論文で発生した鋼ローラS1の主な損傷形態は，まずローラ円周面から深さz=2～3mm付近の浸炭硬化層と生地との境界近傍の位置で発生したき裂がローラ円周面とほぼ平行に進展した．そして，最終的にはローラ円周面がはく離するスポーリング損傷であったといえる．なお，鋼ローラS1の相手ローラは鋼ローラS1より高硬度であったので，相手ローラに損傷は発生しなかった．

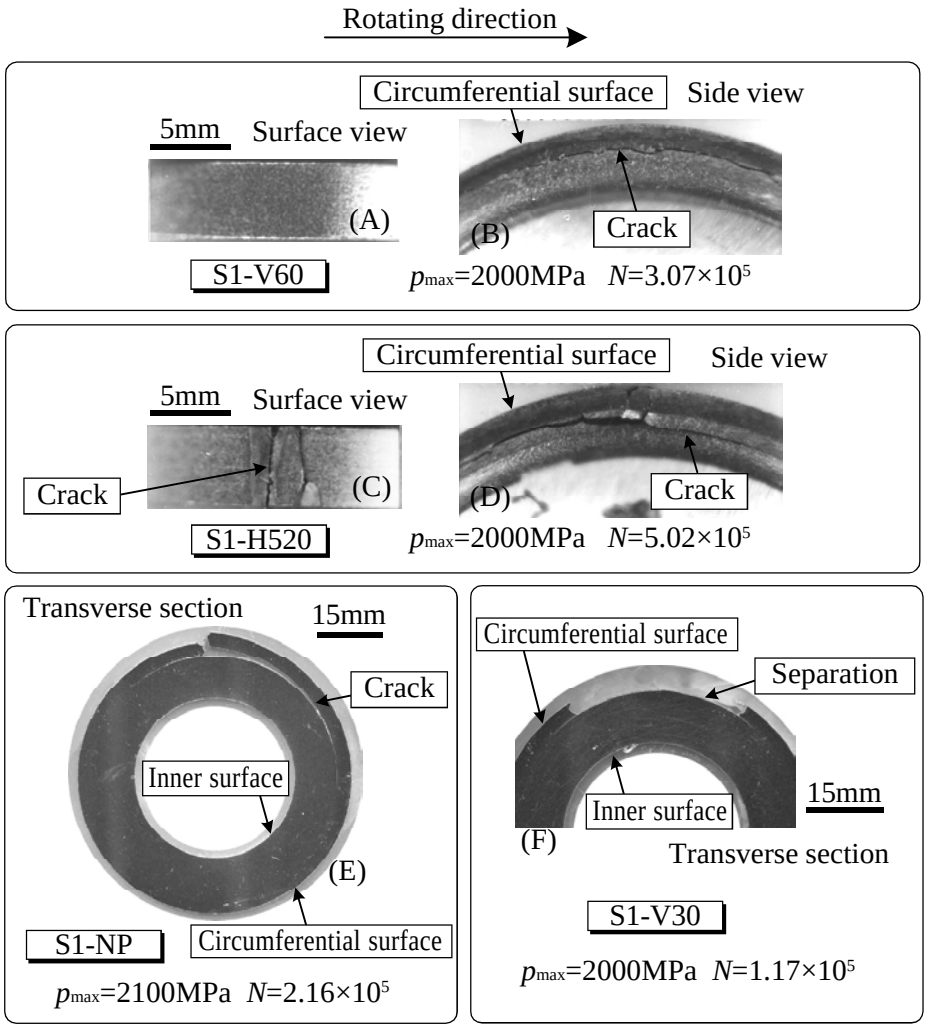


Fig. 5.6 Observation of failed steel rollers

5.2.3 ローラの損傷過程

図5.7，図5.8，図5.9は，それぞれS1-NP，S1-V60，S1-D0.8が破壊寿命に至るか，試験ローラ繰返し数がN =2.0×10^{7}に達するまでの転がり疲れ試験過程におけるローラ軸方向の粗さ曲線ならびにローラ円周面写真を示したものである．各図の粗さ曲線より，転がり疲れ試験前においてS1-NPでは研削仕上げによる研削痕が，そしてS1-V60とS1-D0.8では鋼製ショットによる凹凸が観察できるが，転がり疲れ試験の進行とともになじみ効果によって，粗さ曲線が滑らかになる傾向がみられる．ローラ円周面写真をみても，転がり疲れ試験初期段階からローラ円周面がなだらかになっており，なじみ効果が現れていることがわかる．さらに繰返し数が増加すると，ローラ円周面にマイクロピットなどの表面損傷が現れることが観察できる．しかし，本論文で用いた鋼ローラS1では，ローラ円周面上の損傷が成長する前に，ローラ円周面下にスポーリングき裂が発生・進展し，致命的な損傷に至ったことから，これらのローラ円周面上の損傷は致命的な損傷にならなかったと考えられる．

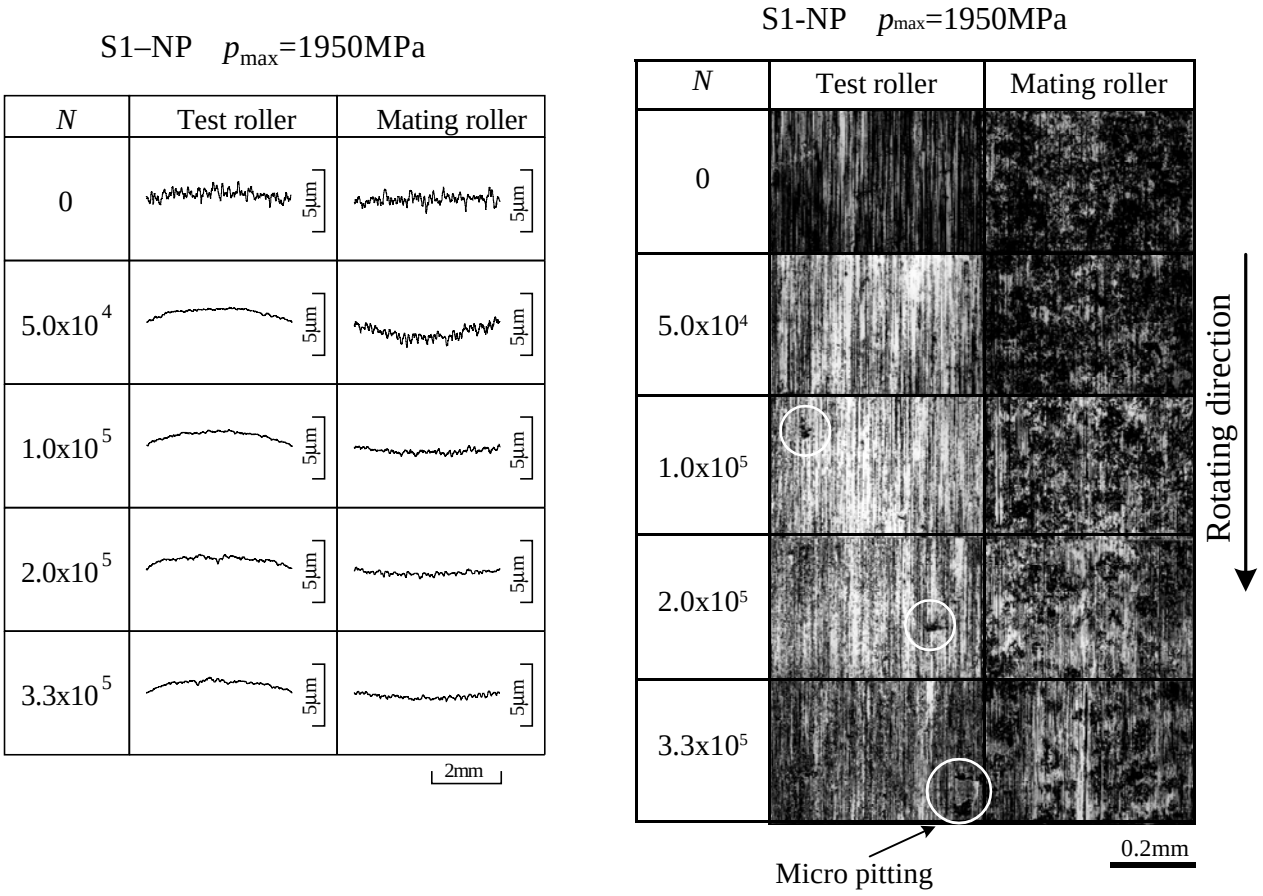
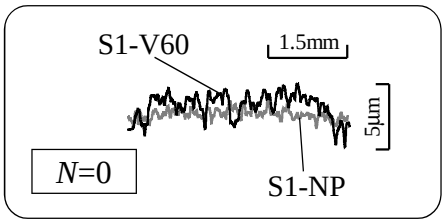


Fig. 5.7 Roughness curves along axial direction and surface photographs of steel roller S1-NP during fatigue test

図5.10に転がり疲れ試験中に鋼ローラS1のローラ円周面に発生した直径0.1mm以下のマイクロピットを示している．また，鋼ローラS1が致命的な損傷に至るまでのローラ軸方向の表面粗さR_zの変化，鋼ローラS1と相手ローラ間の摩擦係数mの変化および鋼ローラS1のローラ円周方向残留応力$s_y(r)$の変化を，それぞれ図5.11，図5.12ならびに図5.13に示す．ここで，摩擦係数mは第3章で述べたように，二円筒試験機に取り付けられたトルクメータにより測定された．図5.11，図5.12および図5.13のPはマイクロピットが発生し始めたことを表す．マイクロピットは転がり疲れ試験の進行に伴い，ローラ円周面に発生し始め，マイクロピットの個数が多い時には，図5.10に示すように，ローラ円周面全体に発生した．

図5.11より鋼ローラS1の初期表面粗さR_zは，強いショットピーニングを施した鋼ローラほど大きいが，転がり疲れ試験初期段階のなじみ効果によって，表面粗さR_zが減少していることがわかる．その後，転がり疲れ試験過程においてローラ円周面上に無数のマイクロピットが発生し，いったん表面粗さR_zが増大するが，S1-H520を除いたすべての鋼ローラで，再び表面粗さR_zの減少傾



S1–V60 p_{max}=1950MPa

N	Test roller	Mating roller
0		
$5.0x10^4$		
$1.0x10^5$		
$2.0x10^5$		
$2.5x10^5$		
$8.8x10^5$		

5μm
2mm

S1-V60 p_{max}=1950MPa

N	Test roller	Mating roller
0		
$5.0x10^4$		
$1.0x10^5$		
$2.0x10^5$		
$5.0x10^5$		
$8.8x10^5$		

Rotating direction
Micro pitting
0.2mm

Fig. 5.8 Roughness curves along axial direction and surface photographs of steel roller S1-V60 during fatigue test

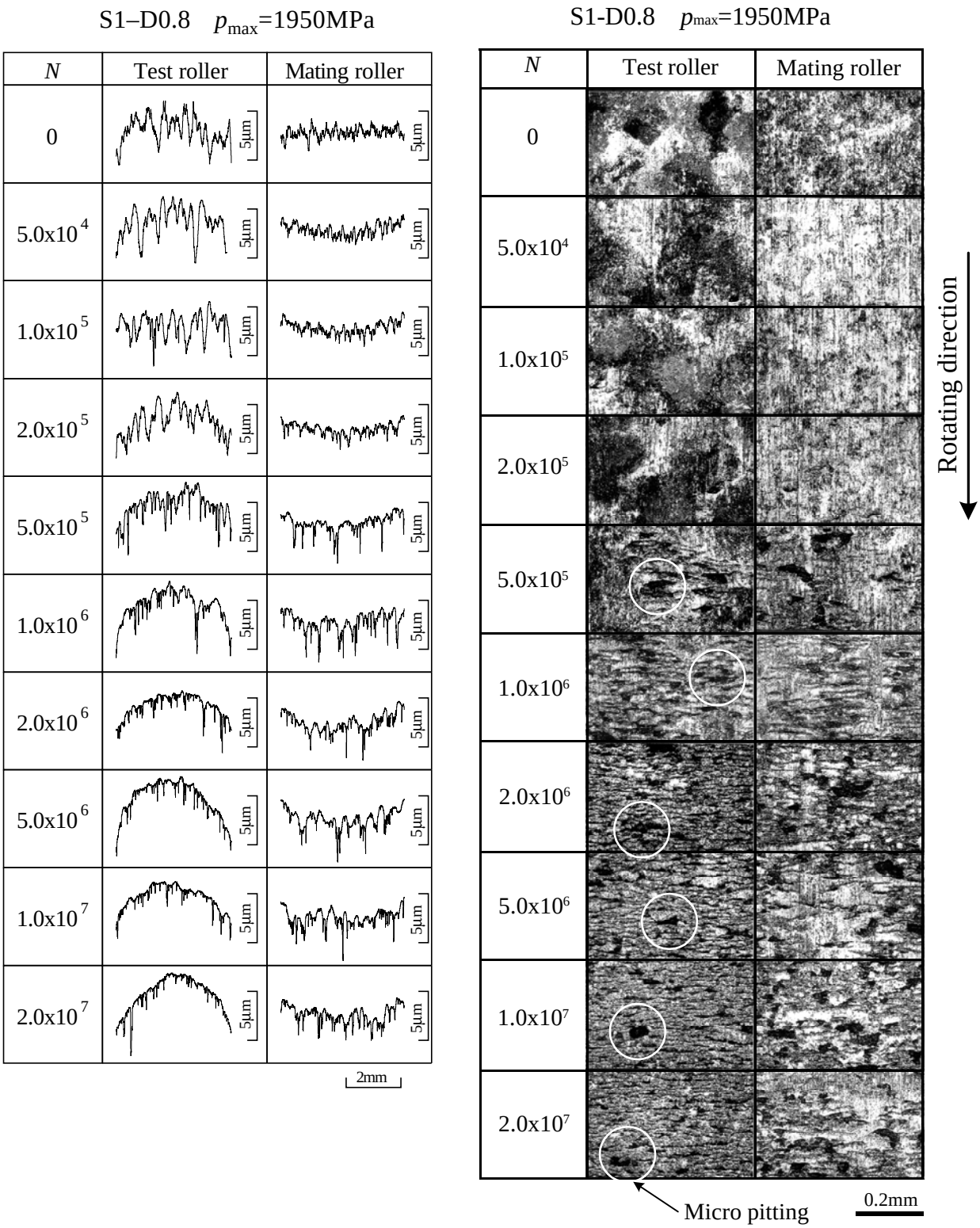


Fig. 5.9 Roughness curves along axial direction and surface photographs of steel roller S1-D0.8 during fatigue test

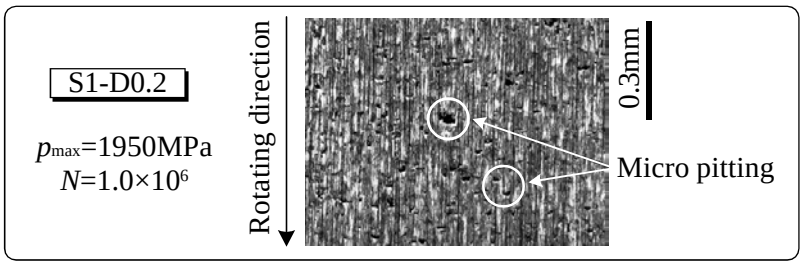


Fig. 5.10 Micro pitting of steel roller

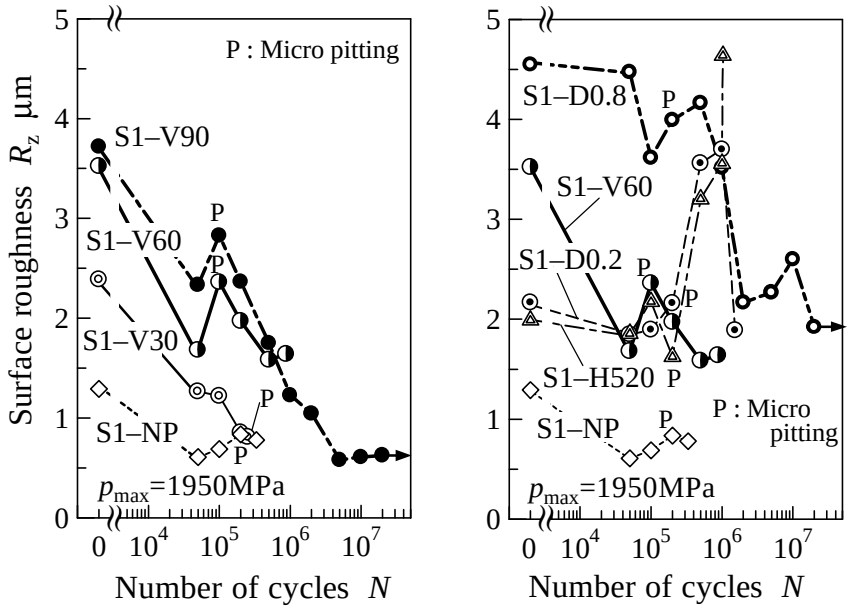


Fig. 5.11 Surface roughness of steel rollers during fatigue test

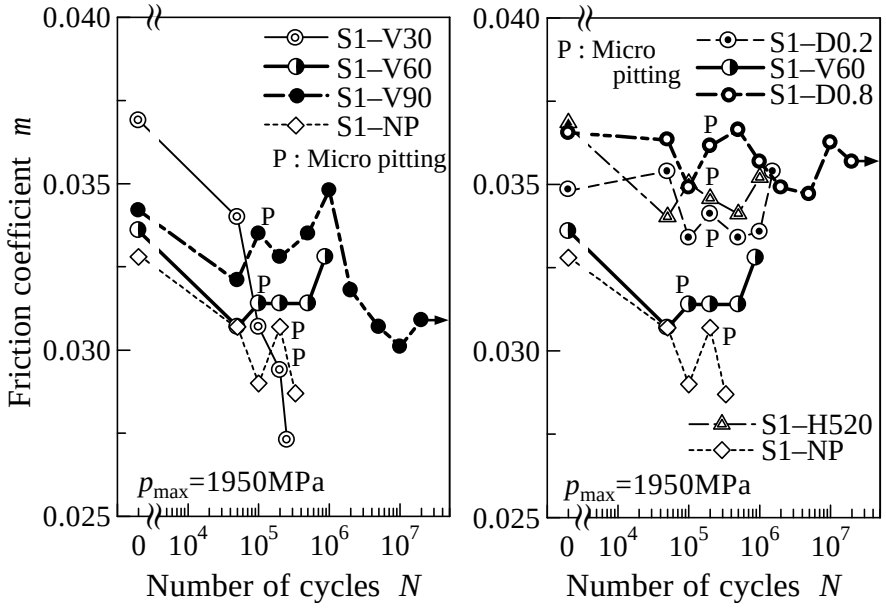


Fig. 5.12 Friction coefficient of steel roller pairs during fatigue test

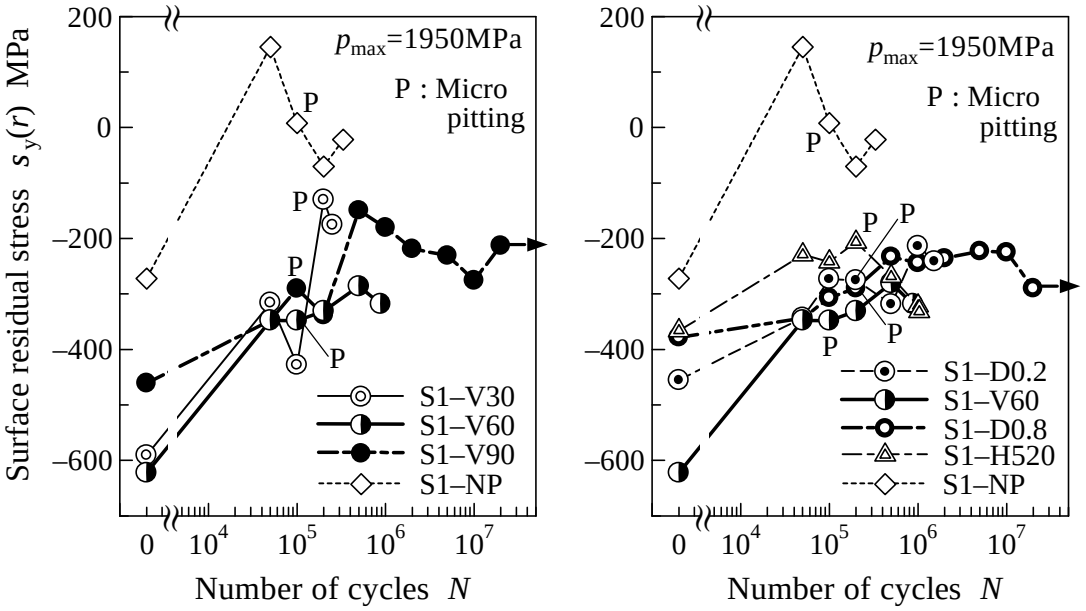


Fig. 5.13　Surface residual stress of steel rollers during fatigue test

向がみられた．このことから，マイクロピット発生により表面粗さが増大するが，これらは転がり疲れ試験中のなじみ効果により減少傾向にあるといえる．したがって，ローラ円周面にマイクロピットが発生しても，ショットピーニングによって付与された硬さと圧縮残留応力の増大により，その拡大が抑制されたと考えられる．

図5.12より，鋼ローラ対の摩擦係数mは0.035前後であることがわかる．図5.11で示すS1-NPのN=0における表面粗さR_zに対し，S1-V90の表面粗さR_zの大きさは約3倍であるが，表面粗さR_zの大きさの違いほど，鋼ローラ対の摩擦係数mにはショットピーニングによる明確な違いはみられなかった．しかし，大まかには強いショットピーニングを施した鋼ローラ，すなわち表面粗さR_zが大きい鋼ローラ対の摩擦係数mが大きくなる傾向がみられた．

図5.13に示す表面残留応力$s_y(r)$の測定方法は，図2.19(a)における残留応力の測定と同様である．図5.13より，ショットピーニングにより増大していた鋼ローラS1の圧縮残留応力が，転がり疲れ試験初期段階において小さくなっていることがわかる．これは，ローラ円周面に発生したマイクロピットなどの表面損傷の影響により，応力解放が起こったことが原因であると考えられる．S1-NPに比べ，ショットピーニングを施した鋼ローラでは，転がり疲れ試験過程の圧縮残留応力が常に大きい．したがって，ショットピーニングにより表面粗さが増大しても，鋼ローラS1ではマイクロピットの拡大につながらなかったことが裏付けられる．

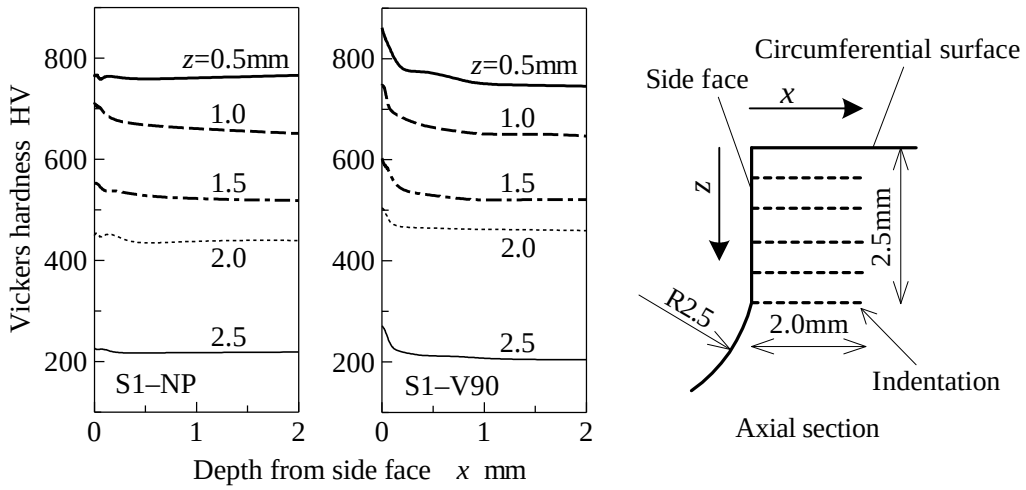
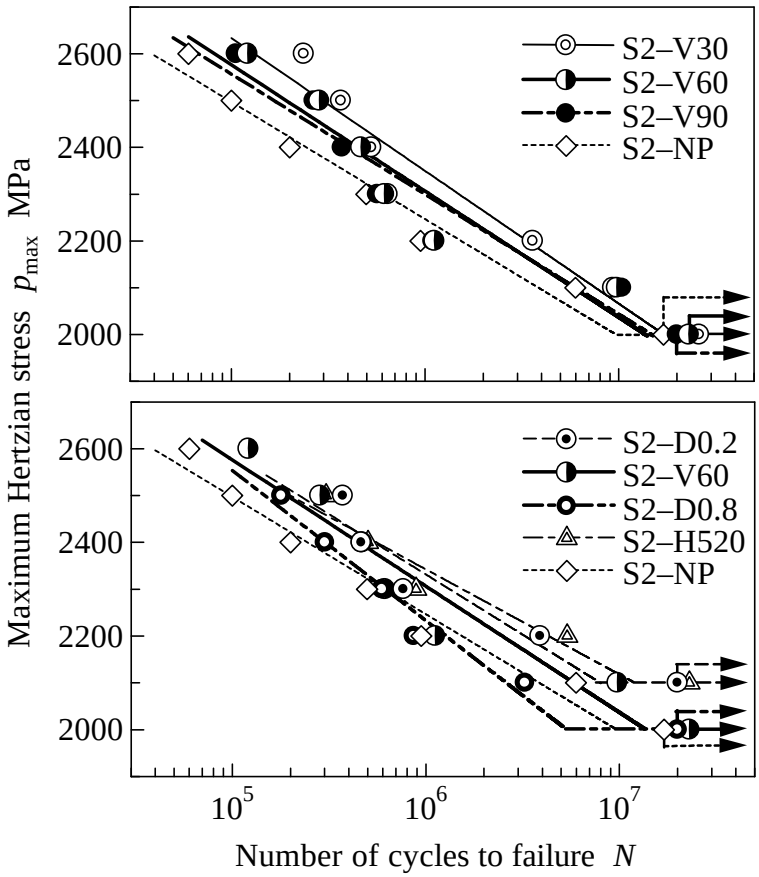


Fig. 5.14 Hardness distributions near side face of steel rollers

5.2.4 スポーリング強さとローラ側面硬さの関係

表面き裂発生に起因するピッチング損傷では，表面粗さが大きく影響することが数多く報告[3]～[9]されているが，鋼ローラS1の主な損傷形態は表面下き裂発生に起因し，表面粗さの影響が比較的小さいスポーリング損傷であった．そのスポーリング損傷深さがローラ円周面から深さ約2～3mmであったことから，ローラ円周面近傍に比べ，ピーニング効果はあまりないと考えられる．しかし，強いショットピーニングを施した鋼ローラS1ほど，面圧強さが向上したことから，焼結ローラP6と同様にローラ側面（x=0.0mm）の硬さに着目した．図5.14にS1-NPならびにS1-V90のローラ側面付近の硬さ分布を示す．硬さの測定条件および測定方法は，図4.14に示した焼結ローラP6の場合と同様である．図5.14より，ショットピーニングによって，鋼ローラS1のローラ側面付近の硬さも増大していることがわかる．鋼ローラS1においても，ローラ円周面に加え，ローラ側面にも鋼製ショットが衝突し，ローラ側面付近の硬さの増大につながったといえる．そのほかのショットピーニングを施した鋼ローラもローラ側面付近の硬さが増大し，特に強いショットピーニングを施した鋼ローラほど，ローラ側面付近の硬さが増大した．したがって，本論文で用いた鋼ローラS1の面圧強さ向上には，端部荷重（エッジロード）下にあると考えられるローラ側面付近の硬さの増大も影響していると判断できる．



Specimen	Maximum Hertzian stress at 1.0×10^7 cycles
S2-NP	2000 MPa
S2-V30	2065 MPa
S2-V60	2037 MPa
S2-V90	2043 MPa
S2-D0.2	2074 MPa
S2-D0.8	2000 MPa
S2-H520	2118 MPa

Fig. 5.15 p_{max}-N curves

5.3 鋼ローラの面圧強さと損傷形態(ピッチングの場合)

5.3.1 ピッチング強さ

図 5.15 に二円筒試験機による鋼ローラ S2 の転がり疲れ試験で得られたヘルツの最大接触応力 p_{max} とローラの破壊寿命 N との関係を示す. 図中の矢印は, 繰返し数 N が2.0×10^7を越えても試験機が自動停止するほどの損傷に至らなかったことを示している. 後述するが, 鋼ローラS2の損傷形態は表面き裂発生に起因するピッチング損傷であった. そこで, 破壊寿命 N =1.0×10^7に対するヘルツの最大接触応力 p_{max} を鋼ローラS2の面圧強さ, つまりピッチング強さとした. 鋼ローラS2のピッチング強さは図に示すとおりである. 図より, ショットピーニングを施していないS2-NPに対して, ショットピーニングを施したすべての鋼ローラの疲れ寿命が長くなっている. 特に弱いショットピーニングを施した S2-V30 や S2-D0.2, S2-H520 の疲れ寿命が長くなっていることがわかる.

図 5.16 にアークハイト値に対する鋼ローラ S2 のピッチング強さをプロットしたものを示す. スポーリング損傷が発生した鋼ローラS1では, 強いショットピーニングを施した鋼ローラほどピッチング強さが向上した. しかし, ピッチング損傷が発生した鋼ローラS2では, ショットピーニングに

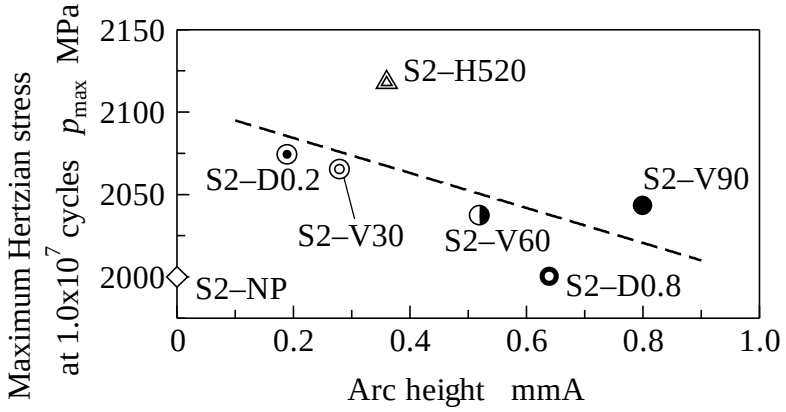


Fig. 5.16 Relationship between surface durability and arc height

よりピッチング強さは向上したが，特にアークハイト値0.4mmA以下の弱いショットピーニングを施した鋼ローラにおいてピッチング強さが向上していることが確認できる．

図5.17，図5.18，図5.19に，それぞれ表面硬さ，ローラ円周方向の表面残留応力$s_y(r)$，表面粗さR_zに対する鋼ローラS2のピッチング強さをプロットしたものを示す．弱いショットピーニングを施した鋼ローラほど面圧強さが向上したので，結果的にショットピーニングによる表面硬さの増大が小さい鋼ローラほど面圧強さが向上した傾向がみられる．また，図5.16と比較して図5.19では，ショットピーニングを施した鋼ローラS2のプロット点が一直線上に並んでいることがわかる．図5.16はピッチング強さとピーニング強度の関係を表したものであり，ピッチング強さに及ぼす硬さ，残留応力，表面粗さR_zなどの影響が含まれる．これに対し，図5.19では，ピッチング強さと表面粗さR_zの関係を単純に表したものであり，表面硬さが小さくても表面粗さR_zが小さければ，ピッチング強さが向上している．したがって，図5.16より図5.19のプロット点が一直線上に並んでいるということは，ピッチング強さに及ぼす影響因子として表面粗さR_zの影響が大きいといえる．

5.3.2 損傷形態

図5.20に転がり疲れ試験で損傷が発生した鋼ローラS2のローラ円周面写真ならびに軸直角断面写真を示す．本論文で用いたすべての鋼ローラS2の損傷形態は，ローラ円周面からの表面き裂発生に起因するピッチング損傷であり，ローラ円周面上に直径約2～3mmの大きさのピッチングが1箇所か2箇所に発生した．写真(A)より，ピッチング損傷がローラ円周面上の1点を起点として，ローラ回転方向とは逆方向である転がり方向に広がった扇形をしていることが確認できる．さらに写真(B)に示すように，ローラ円周面で発生したき裂がローラ内部かつ転がり方向に向かって進展していることから，典型的なピッチング損傷であることがわかる．最終的には，写真(C)と(D)に示すようにローラ円周面がはく離した．鋼ローラS2の損傷は，ローラ円周面から深さ約1mmの範囲内

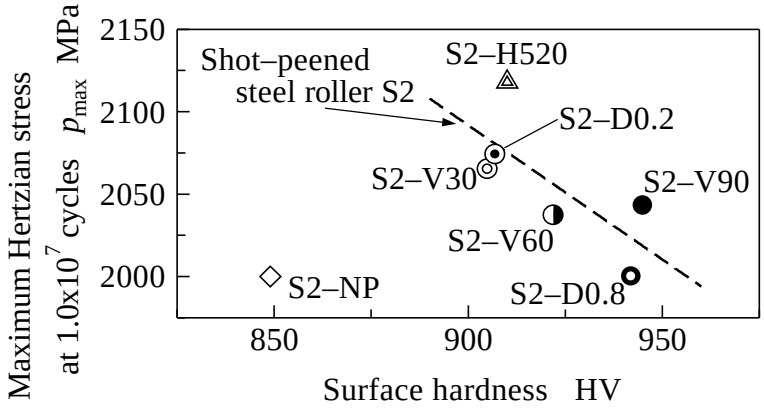


Fig. 5.17 Relationship between surface durability and surface hardness

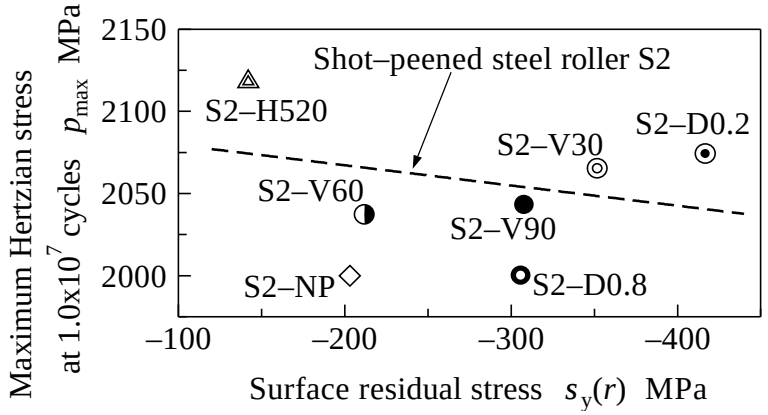


Fig. 5.18 Relationship between surface durability and surface residual stress

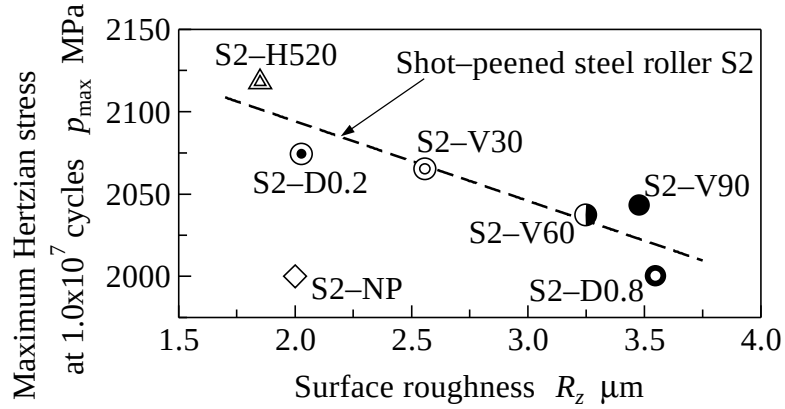


Fig. 5.19 Relationship between surface durability and surface roughness

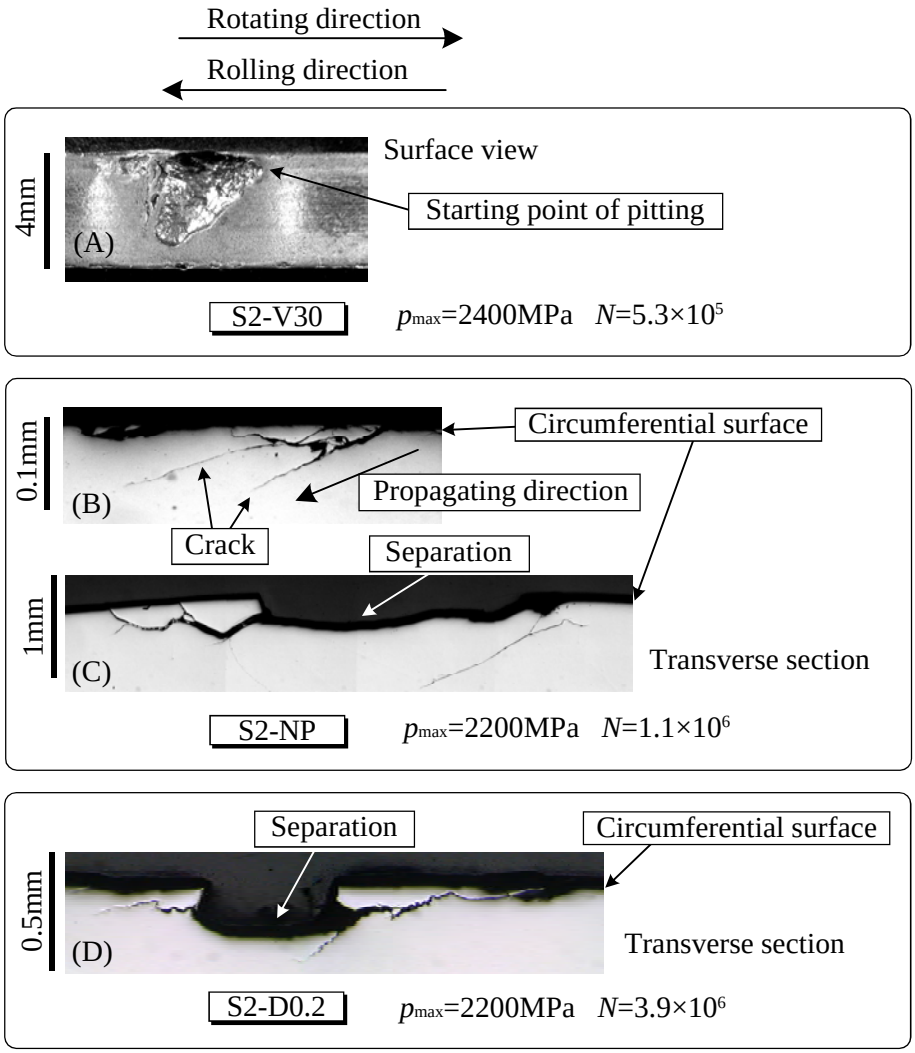


Fig. 5.20 Observation of failed steel rollers

であった．なお，鋼ローラ S2 の相手ローラは鋼ローラ S2 より高硬度であったので，相手ローラに損傷は発生しなかった．

5.3.3 ローラの損傷過程

図 5.21，図 5.22，図 5.23 は，それぞれ S2-NP，S2-V60，S2-V90 が破壊寿命に至るまでの転がり疲れ試験過程における鋼ローラ S2 のローラ円周面写真ならびにローラ軸方向の粗さ曲線を示したものである．ローラ円周面写真や粗さ曲線より，転がり疲れ試験初期段階のなじみ効果が現れていることがわかる．さらに繰返し数が増加すると，ローラ円周面全体に直径 0.1mm 以下のマイクロピットが観察された．致命的な損傷となった直径 2～3mm 程度のピッチングが発生するまで，直径 0.1mm より大きなピットが発生することはなかった．

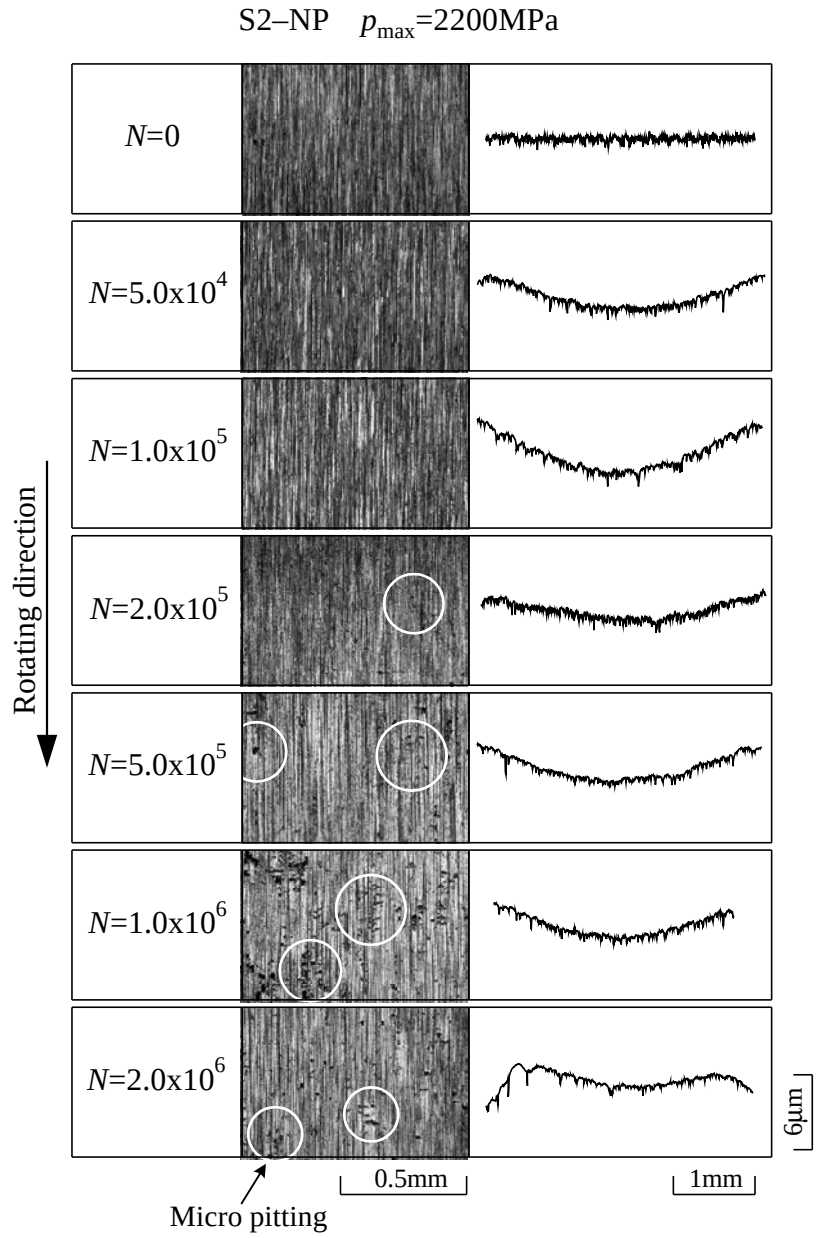


Fig. 5.21 Roughness curves along axial direction and surface photographs of steel roller S2-NP during fatigue test

図5.24に鋼ローラS2が致命的な損傷に至るまでのローラ軸方向の表面粗さ R_z の変化を示し，図5.25に鋼ローラS2と相手ローラ間の摩擦係数 m の変化を示す．図5.24と図5.25のPはマイクロピットが発生し始めたことを表す．図5.24より強いショットピーニングを施した鋼ローラほど初期表面粗さ R_z は大きくなっているが，転がり疲れ試験初期段階によるなじみ効果によって，S2-V30とS2-V60を除いたすべての鋼ローラの表面粗さ R_z が減少していることがわかる．その後，転がり疲れ試

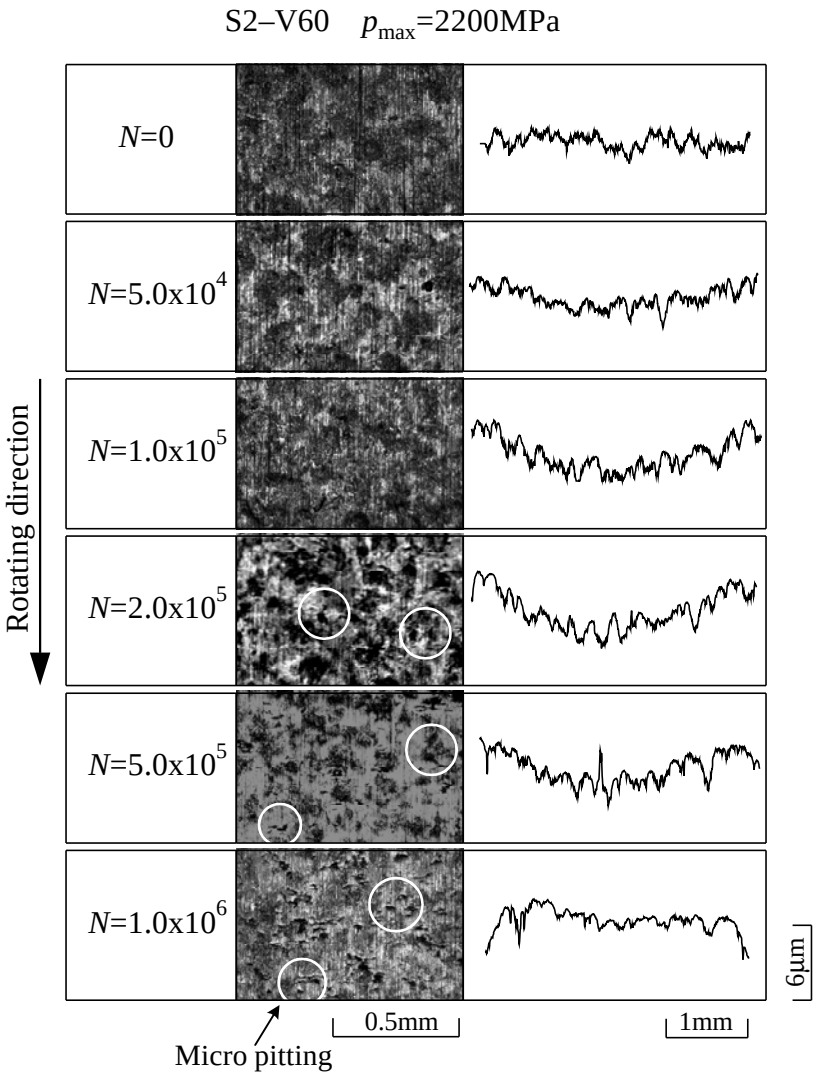


Fig. 5.22 Roughness curves along axial direction and surface photographs of steel roller S2-V60 during fatigue test

験過程において直径0.1mm以下のマイクロピットがローラ円周面全体に発生した. マイクロピットの発生後，表面粗さ R_z は増加し，最終的には致命的なピッチング損傷に至った.

図 5.25 より，強いショットピーニングを施した鋼ローラ，すなわち表面粗さ R_z が大きな鋼ローラほど，大まかではあるが摩擦係数 m が大きくなっている傾向がみられる. しかし，各鋼ローラ対の摩擦係数 m には, 表面粗さ R_z の大きさの違いほど大きな差はなく, ショットピーニングによる明確な違いを摩擦係数 m から判断することは困難である.

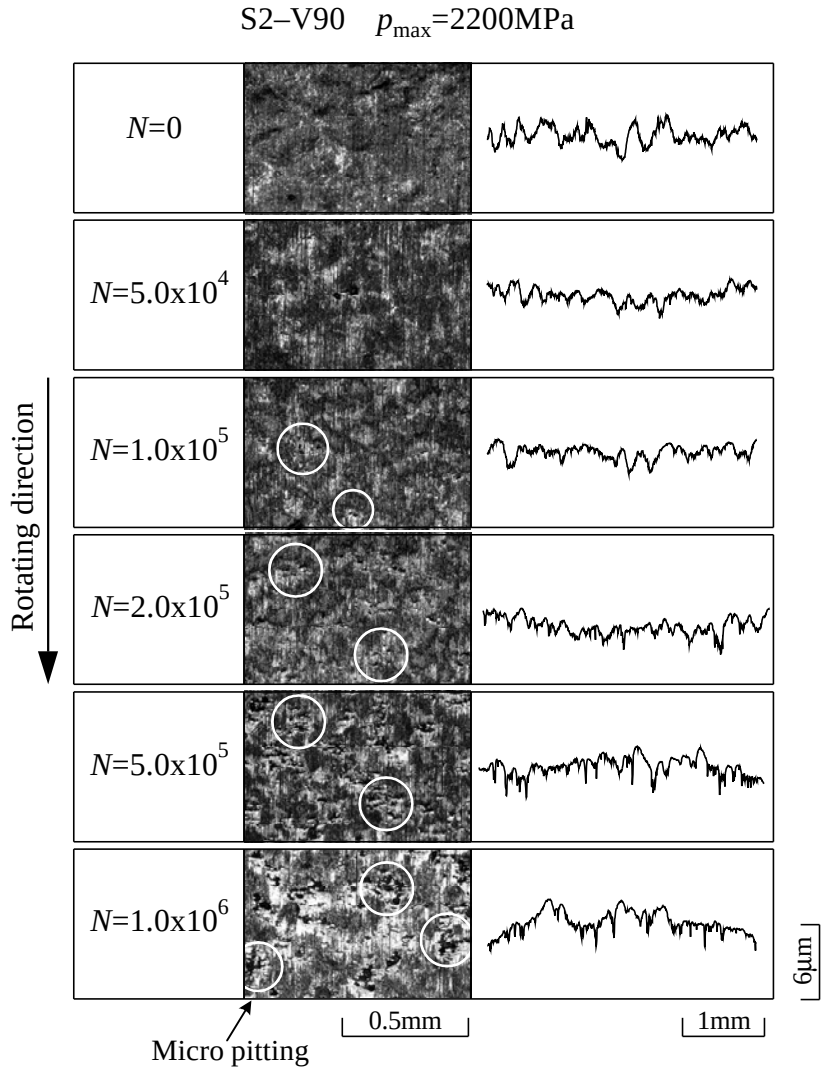


Fig. 5.23 Roughness curves along axial direction and surface photographs of steel roller S2-V90 during fatigue test

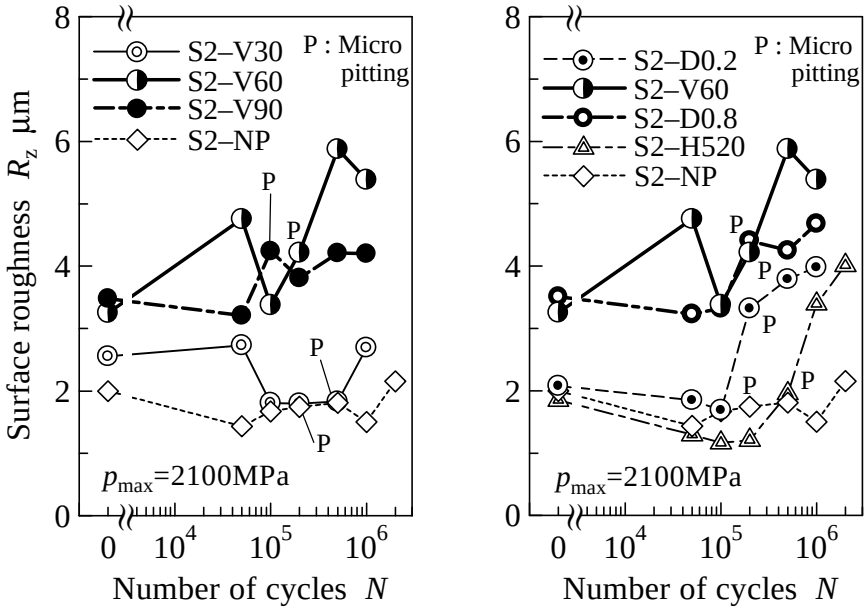


Fig. 5.24 Surface Roughness of steel rollers during fatigue test

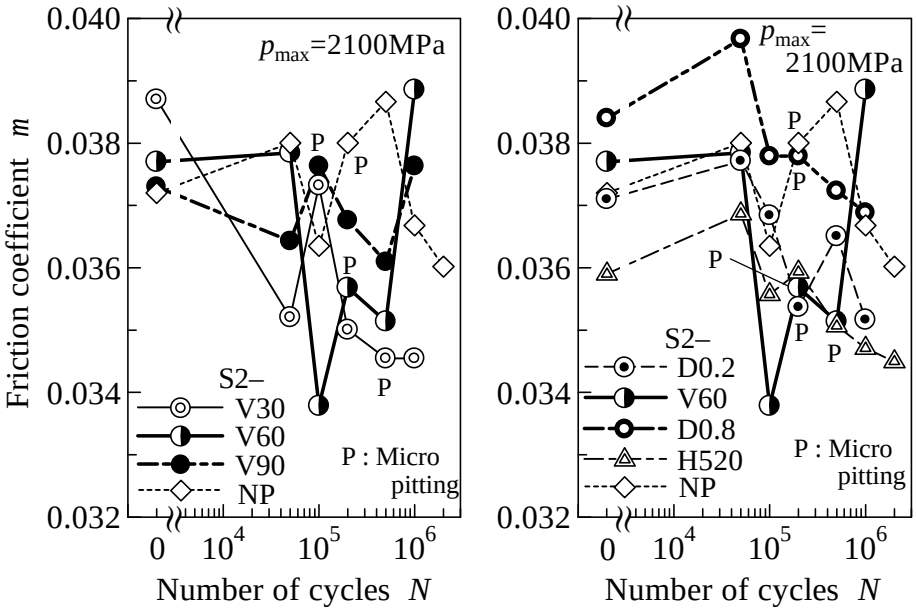


Fig. 5.25 Friction coefficient of steel roller pairs during fatigue test

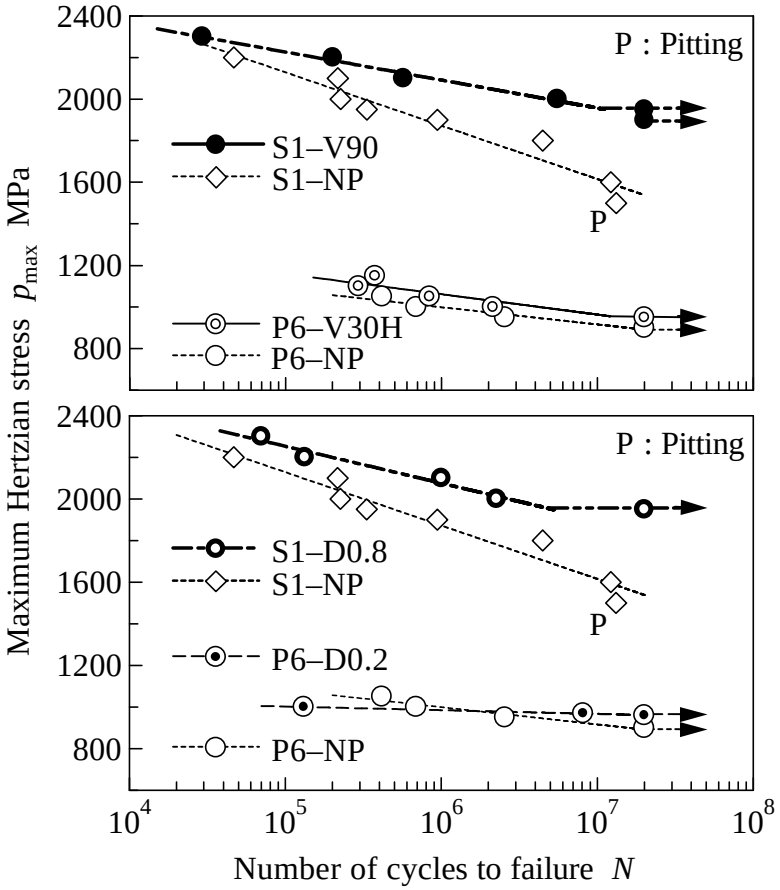


Fig. 5.26 p_{max}-N curves

5.4 焼結ローラと鋼ローラの面圧強さの比較

第4章の焼結ローラP6の損傷形態は，表面下き裂発生に起因するスポーリング損傷であった．したがって，鋼ローラと焼結ローラの比較にあたり，損傷形態が同じスポーリング損傷であった鋼ローラS1と焼結ローラP6を比較した．図5.26は，図5.1と図4.1(b)で示したショットピーニングを施していないS1-NPおよびP6-NP，そして鋼ローラS1と焼結ローラP6で最も面圧強さが向上したS1-V90およびS1-D0.8，P6-V30HおよびP6-D0.2の p_{max} - N 曲線を示したものである．

図5.26より，焼結ローラP6の面圧強さは鋼ローラS1の半分程度であり，鋼ローラに比べ，焼結ローラは強度的に弱いことが明らかである．また，ショットピーニングを施すことによって，焼結ローラP6の面圧強さが向上しているが，ショットピーニングによる鋼ローラS1の面圧強さ向上の方が有効であるといえる．鋼ローラS1と焼結ローラP6は同様の硬さ分布を持ち，同じスポーリング損傷であった．しかし，ショットピーニングによる焼結ローラP6の面圧強さ向上があまり得られなかった原因として，焼結ローラ内部に気孔が存在し，強度的に弱いことや，ショットピーニングによる焼結ローラの表面粗さ増大が鋼ローラの場合に比べかなり大きいため，強いショットピーニングによる硬さの増大や圧縮残留応力の付与の効果を与えられなかったことなどが挙げられる．

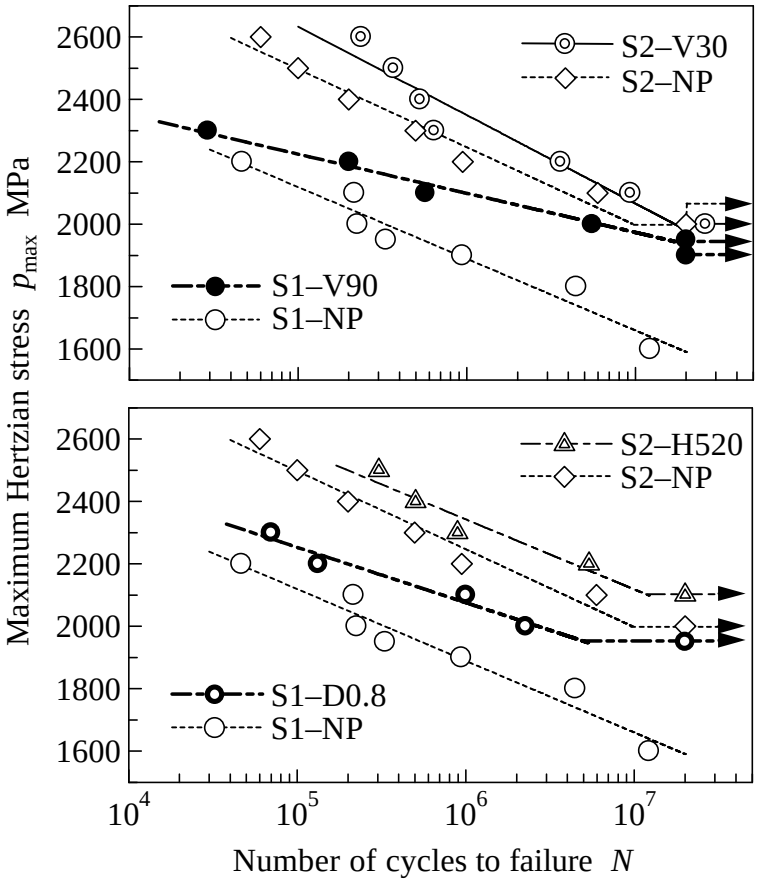


Fig. 5.27 p_{max}-N curves

5.5 鋼ローラのスポーリング強さとピッチング強さの比較

次に，本論文で得られた鋼ローラ S1 ならびに S2 の転がり疲れ試験結果についての比較，すなわち鋼ローラのスポーリング強さとピッチング強さについて比較する．図 5.27 は，図 5.1 と図 5.15 で示したショットピーニングを施していない S1-NP および S2-NP，そして鋼ローラ S1 と S2 で最も面圧強さが向上した S1-V90 および S1-D0.8，S2-V30 および S2-H520 の p_{max} - N 曲線を示したものである．

図 5.27 の S1-NP と S2-NP の結果から，ローラ側面から浸炭されていないシャープエッジ形状の鋼ローラ S1 に比べ，全表面から浸炭硬化された面取り形状の鋼ローラ S2 の疲れ寿命が長くなり，面圧強さが大きくなっていることがわかる．鋼ローラ S1 の損傷形態は，先述したようにローラ円周面から深さ z =2 ～ 3mm 付近の浸炭硬化層と生地との境界近傍の位置で発生した表面下き裂発生に起因するスポーリング損傷であった．これに対し，鋼ローラ S2 では，浸炭硬化層内の表面き裂発生に起因するピッチング損傷であった．したがって，S1-NP ならびに S2-NP で発生したき裂の起点は，それぞれ硬さが異なる位置であったことから，それらの疲れ寿命に大きな違いが現れ，浸炭硬化層

内で表面き裂が発生したS2-NPの疲れ寿命がS1-NPより長くなったと考えられる．本論文で用いた鋼ローラS1およびS2では，ローラ形状による内部応力の違いなどがあるため，ピッチング強さとスポーリング強さを単純には比較できないが，巨視的に考えると，ピッチング強さの方が強いといえる．

本章で示したように，スポーリング強さの向上には強いショットピーニングが適しており，強いショットピーニングによってローラ円周面や側面に硬さの増大や圧縮残留応力の付与が得られる．しかし，表面粗さの影響を受けやすいピッチング強さの向上には，表面粗さを抑える弱いショットピーニングが適していることから，ピーニング効果である硬さの増大や圧縮残留応力の付与を得にくい．したがって図5.27より，ショットピーニングによるピッチング強さの向上は，スポーリング強さの向上より効果が小さい結果になったと考えられる．

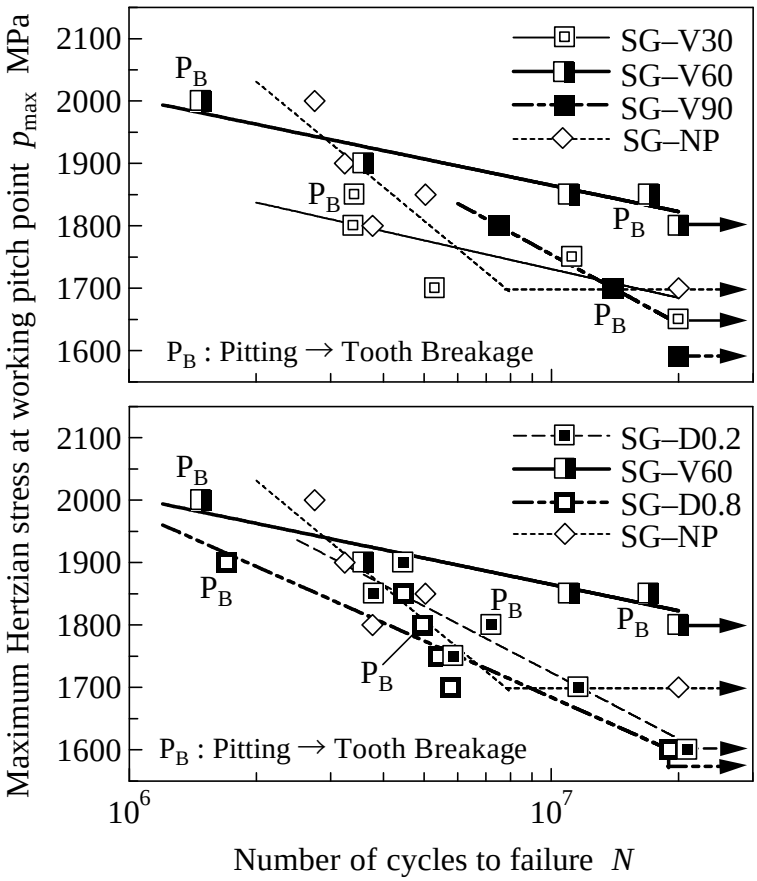
5.6　鋼歯車の面圧強さと損傷形態

5.6.1　面圧強さ

図5.28にFZG型動力循環式歯車試験機による鋼歯車SGの運転疲れ試験で得られたヘルツの最大接触応力 $p_{\max}$ と試験歯車の破壊寿命 N との関係を示す．後述するが，本論文で用いた鋼歯車SGの損傷形態は，ピッチング損傷であった．図中の矢印は，試験歯車繰返し数 N_1 が 2.0×10^7 を越えても，ピッチング面積率が5%に達しなかった，あるいは試験機が自動停止するほどの損傷に至らなかったことを表す．本論文では，鋼歯車SGの破壊寿命 $N=1.0\times10^7$ に対するヘルツの最大接触応力 $p_{\max}$ を鋼歯車SGの面圧強さとした．鋼歯車SGの面圧強さは，図中に示すとおりである．図よりショットピーニングを施すことによって，SG-V60の疲れ寿命はSG-NPのそれより向上したが，SG-V60以外のショットピーニングを施した鋼歯車SGの疲れ寿命はSG-NPと同程度であった．

図5.29に鋼歯車SGのピッチング面積率の変化を示す．本論文では，試験歯車繰返し数 $N_1=5.0\times10^5$ からピッチング面積率の測定を開始したが，面積率に差があるもののほとんどの鋼歯車SGが $N_1=5.0\times10^5$ でピッチングが発生していた．初期のピッチング面積率ではSG-NPよりショットピーニングを施した鋼歯車SGの方が小さく，疲れ試験過程においてもピッチング面積率の増加の始まりがショットピーニングによって遅くなっている．特にSG-V60のピッチング面積率が増加し始めるのが遅くなっており，ショットピーニングによって表面き裂の発生および進展が抑制されたと考えられる．図5.29に負荷条件 $p_{\max}=1800$MPaについて示したが，ほかの負荷条件においてもSG-V60のピッチング面積率が増加し始めるのが遅かったことから，特にSG-V60の疲れ寿命が向上したといえる．

図5.30はアークハイト値に対する鋼歯車SGの面圧強さをプロットしたものである．ピッチング損傷が発生した鋼ローラS2の結果も合わせて示す．鋼ローラS2ではアークハイト値が大きいほど，



Specimen	Maximum Hertzian stress at 1.0×10^7 cycles
SG-NP	1700 MPa
SG-V30	1731 MPa
SG-V60	1865 MPa
SG-V90	1754 MPa
SG-D0.2	1724 MPa
SG-D0.8	1684 MPa

Fig. 5.28 p_{max}-N curves

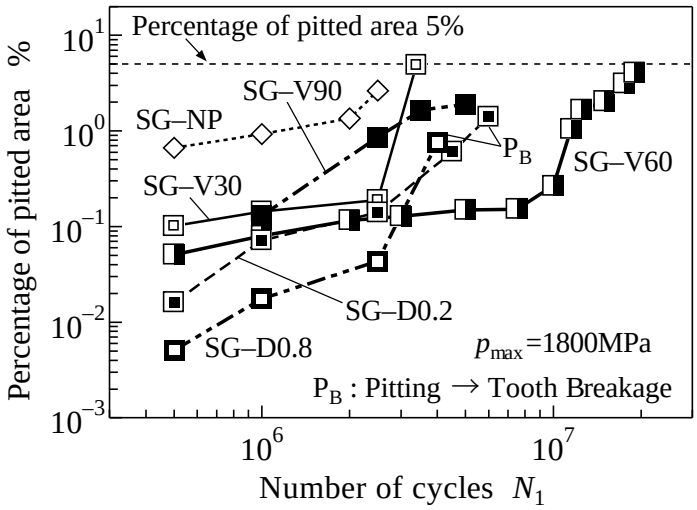


Fig. 5.29 Percentage of pitted area of steel gears during fatigue test

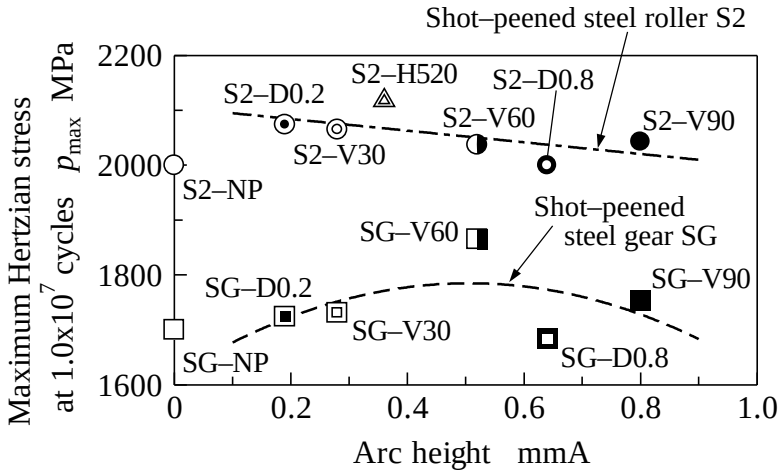


Fig. 5.30 Relationship between surface durability and arc height

すなわち表面粗さが大きい鋼ローラほど，面圧強さが低下する結果となった．しかし，鋼歯車SGでは，SG-V60の面圧強さが最も向上し，SG-V60以外のショットピーニングを施した鋼歯車SGの面圧強さは，SG-NPと同程度となっている．同じショットピーニング条件でもローラと歯車の寸法・形状が異なることから，それぞれの表面粗さ，硬さ，残留応力が異なり，したがって面圧強さに及ぼすアークハイト値の影響が異なったと考えられる．

図5.31，図5.32，図5.33は，それぞれ表面硬さ，歯形方向の表面残留応力 $s_y(r)$，表面粗さ R_z に対する鋼歯車SGの面圧強さをプロットしたものである．図5.31より，ショットピーニングによる硬さの増大によって，鋼歯車SGの面圧強さが向上する傾向がみられる．図5.32では，表面圧縮残留応力が大きいほど，面圧強さが向上する傾向が少しみられる．また図5.33より，ショットピーニングを施した鋼歯車では，鋼ローラS2の場合に比べると，面圧強さと表面粗さ R_z に明確な関係がみられない．表面粗さ R_z が最も大きい鋼歯車であるSG-D0.8は，ショットピーニングによる硬さや圧縮残留応力の増大があったものの，表面粗さの増大により，面圧強さが向上しなかったと考えられる．一方，弱いショットピーニングを施したSG-V30とSG-D0.2では，表面粗さ R_z が小さかったものの，ショットピーニングによる硬さの増大が小さかったことから，面圧強さの向上につながらなかったと考えられる．特にSG-V60の面圧強さが向上していることから，鋼歯車の面圧強さ向上にはアークハイト値0.52mmAのショットピーニング条件が適していると考えられる．

5.6.2 損傷形態

図5.34に破壊寿命 N に至った鋼歯車SGの歯面写真ならびに損傷した歯の軸直角断面写真を示す．図中の写真(A)と(B)に示すように，かみあいピッチ点付近から歯元にかけてピッチングが発生していることがわかる．さらに歯面付近を拡大した写真(F)より，歯面で発生したき裂が歯面下転が

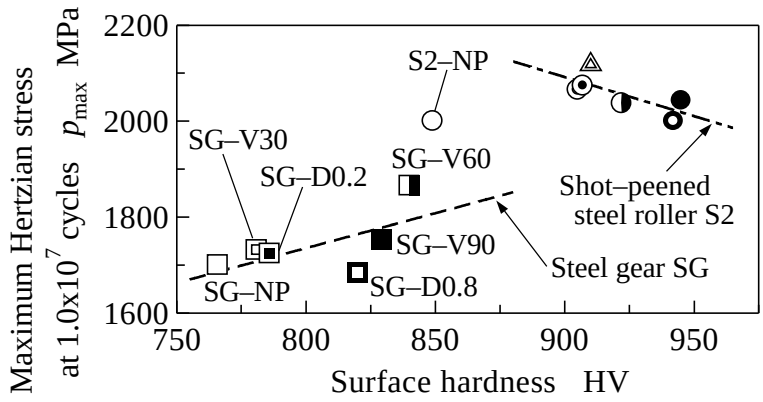


Fig. 5.31 Relationship between surface durability and surface hardness

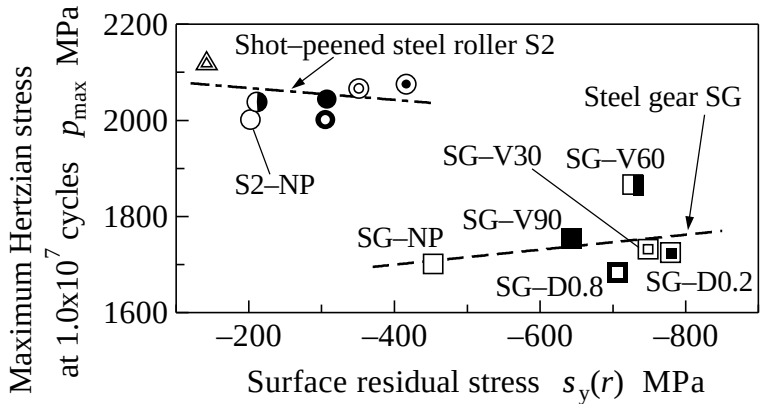


Fig. 5.32 Relationship between surface durability and surface residual stress

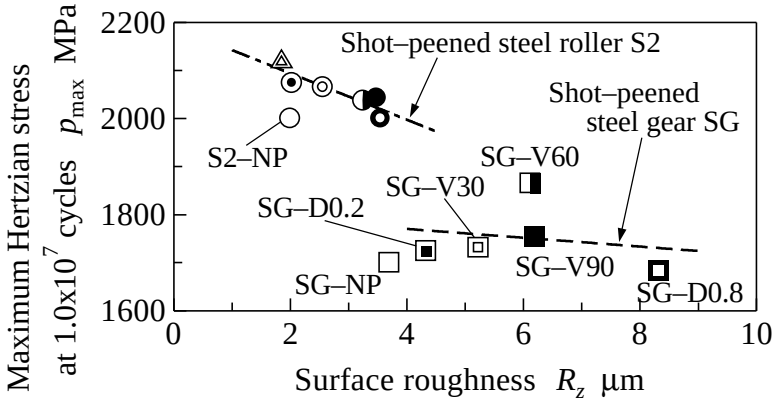


Fig. 5.33 Relationship between surface durability and surface roughness

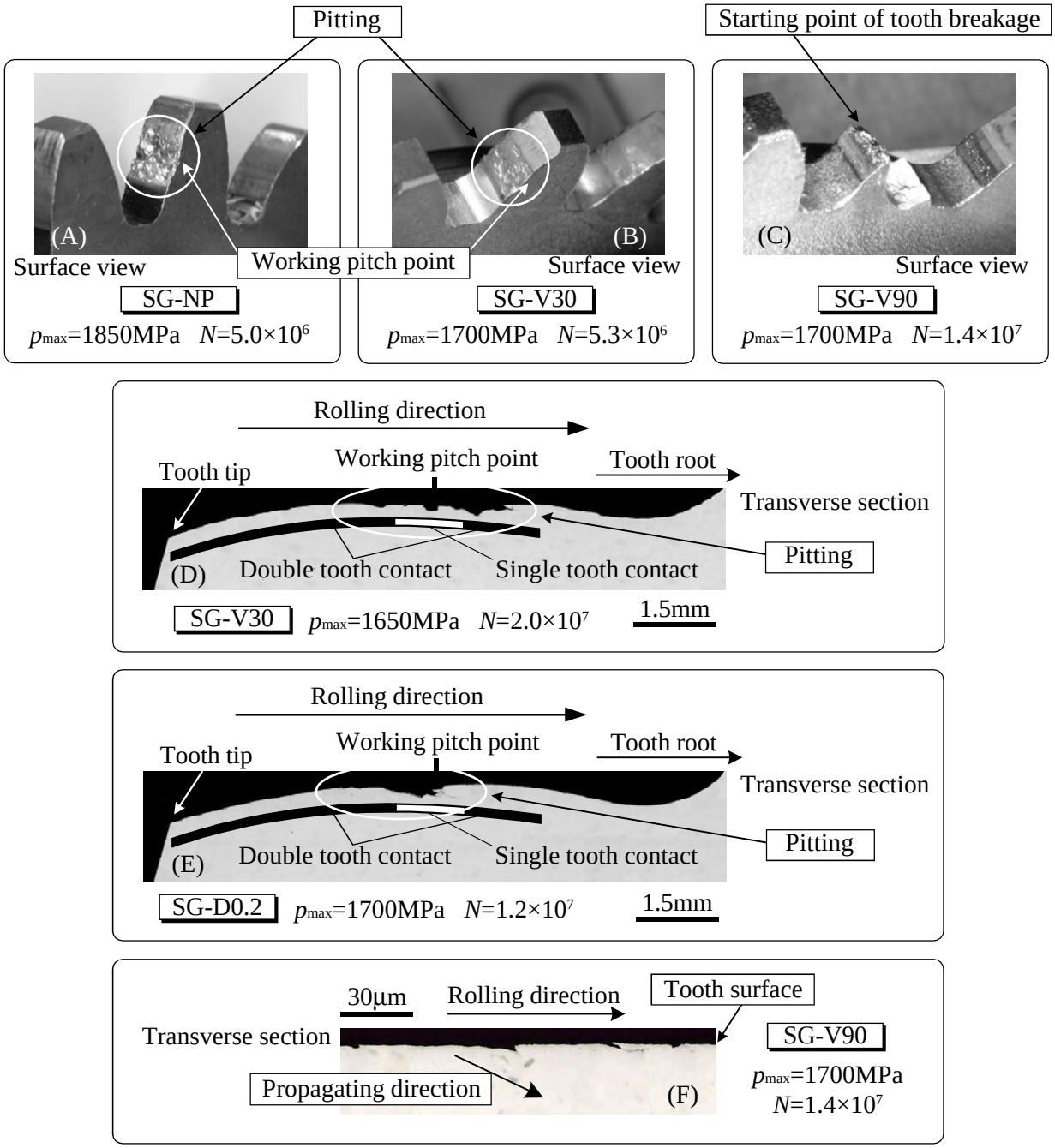


Fig. 5.34　Observation of failed teeth

り方向に向かって進展していることから，ピッチング損傷であることが確認できる．このように本論文で用いたすべての鋼歯車 SG の損傷形態は，歯面からのき裂発生に起因するピッチング損傷であり，損傷深さの範囲は，ほとんどの鋼歯車SGで写真(D)と(E)に示すように歯面から深さ約0.5mmの範囲内であった．また，一部の鋼歯車 SG では，ある歯のかみあいピッチ点付近で局所的にピッチングが大きくなり，そのピッチングを起点として発生したき裂が，反作用歯面の歯元に達し，最終的には写真(C)のように歯が折損した．なお，鋼歯車SGの相手歯車に損傷は発生しなかった．そ

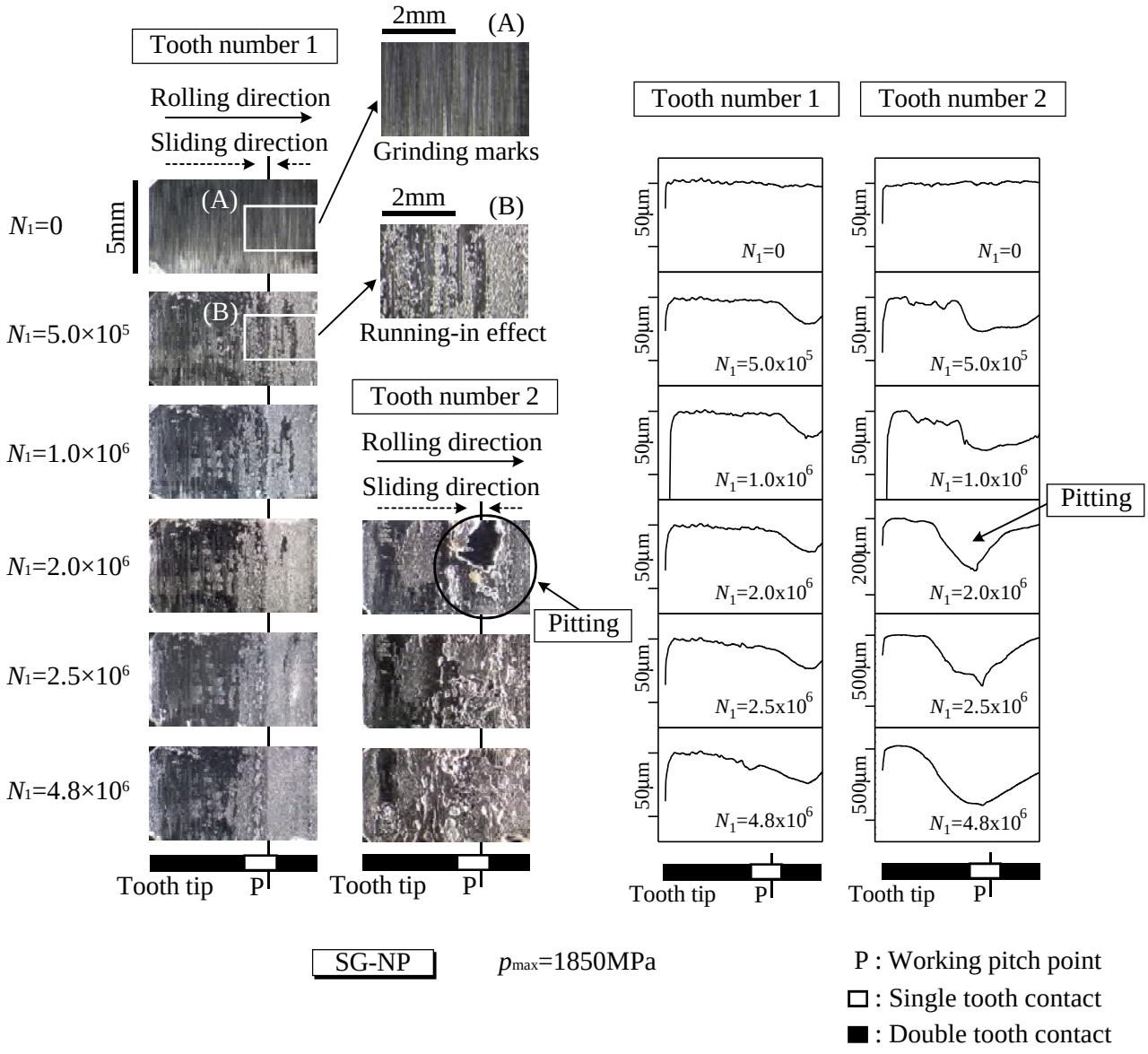


Fig. 5.35　Tooth surface photographs and tooth profiles of failed teeth during fatigue test

の理由として，相手歯車の表面硬さはSG-D0.8と同程度であり，その表面粗さはSG-D0.2と同程度であったこと，そして鋼歯車SGより相手歯車の歯数が多かったことが挙げられる．

5.6.3　歯車の損傷過程

図5.35，図5.36，図5.37に，それぞれSG-NP，SG-V60，SG-D0.8が破壊寿命に至るまでの運転疲れ試験過程における歯面写真と歯形変化を示す．ここで，鋼歯車SGの歯数は20であるので，ある歯の番号を1番として，相手歯車とかみあう順番に1番から20番まで各歯に番号を付けた．図5.35，図5.36，図5.37で示す歯面写真は，レプリカ法により得られたものであるが，運転疲れ試験初期段階では1番の歯のみを観察し，歯面に損傷が発生し始めてから1番以外の歯についても観察した．こ

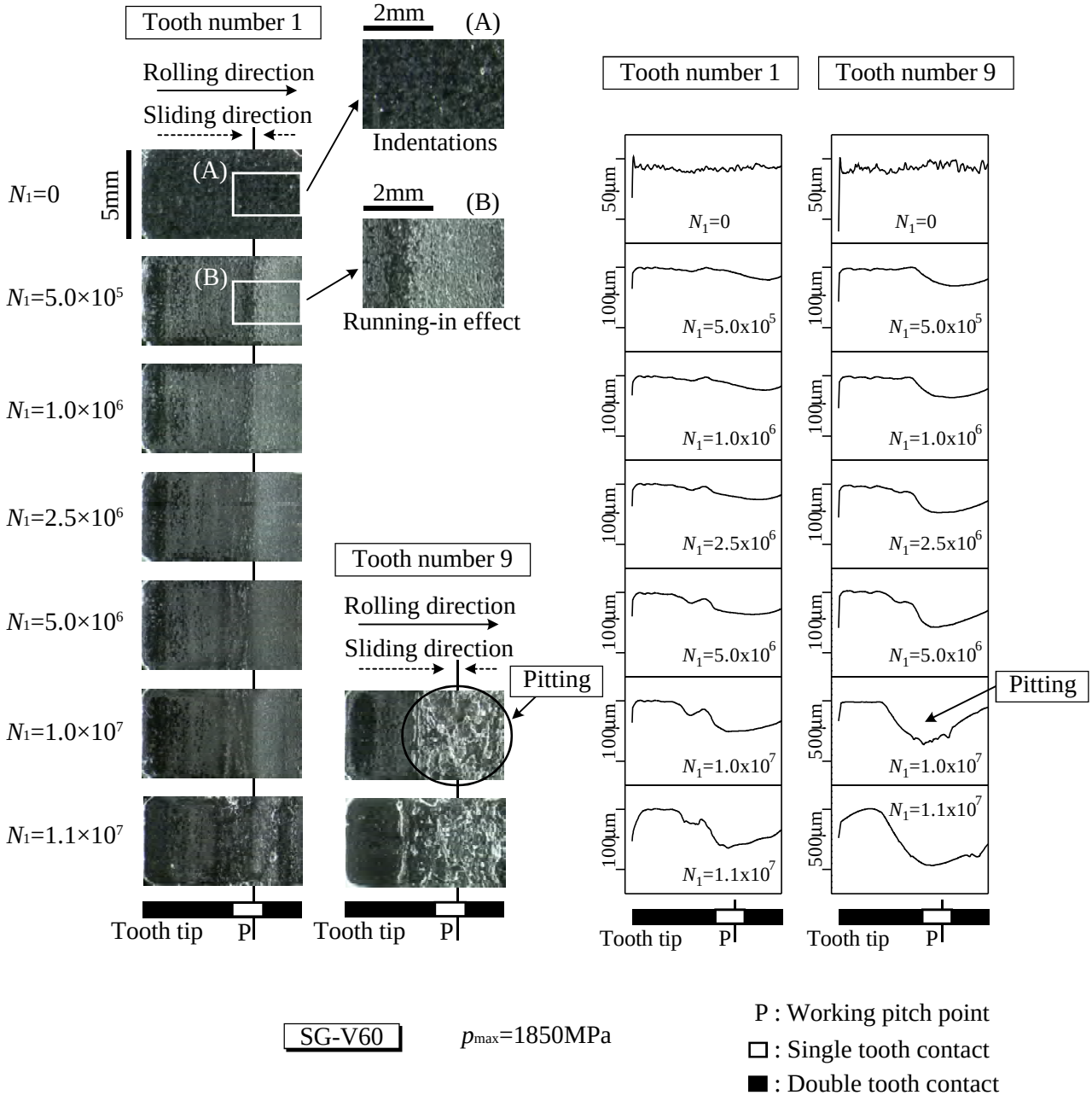


Fig. 5.36　Tooth surface photographs and tooth profiles of failed teeth during fatigue test

のため，SG-NP の 2 番の歯，SG-V60 の 9 番の歯，SG-D0.8 の 3 番の歯は，運転疲れ試験の途中からの歯面写真を示している．なお，鋼歯車SGの歯形は N_1 =0からすべて歯について測定を行った．SG-V60 と SG-D0.8 では，運転疲れ試験前の N_1 =0 の歯面写真（図 5.36 の写真 (A)，図 5.37 の写真 (A)）や歯形において，ショットピーニングによる凹凸を観察できるが，運転疲れ試験初期段階におけるなじみ効果により，歯面の凹凸が小さくなっていることがわかる．SG-NP では，図 5.35 の写真 (A) にみられる研削痕が試験歯車繰返し数の増加とともに図5.35の写真(B)のように少なくなっている．また，図 5.37 に示すように，運転疲れ試験過程において歯元の面に歯形の変化がみられ，かみあい

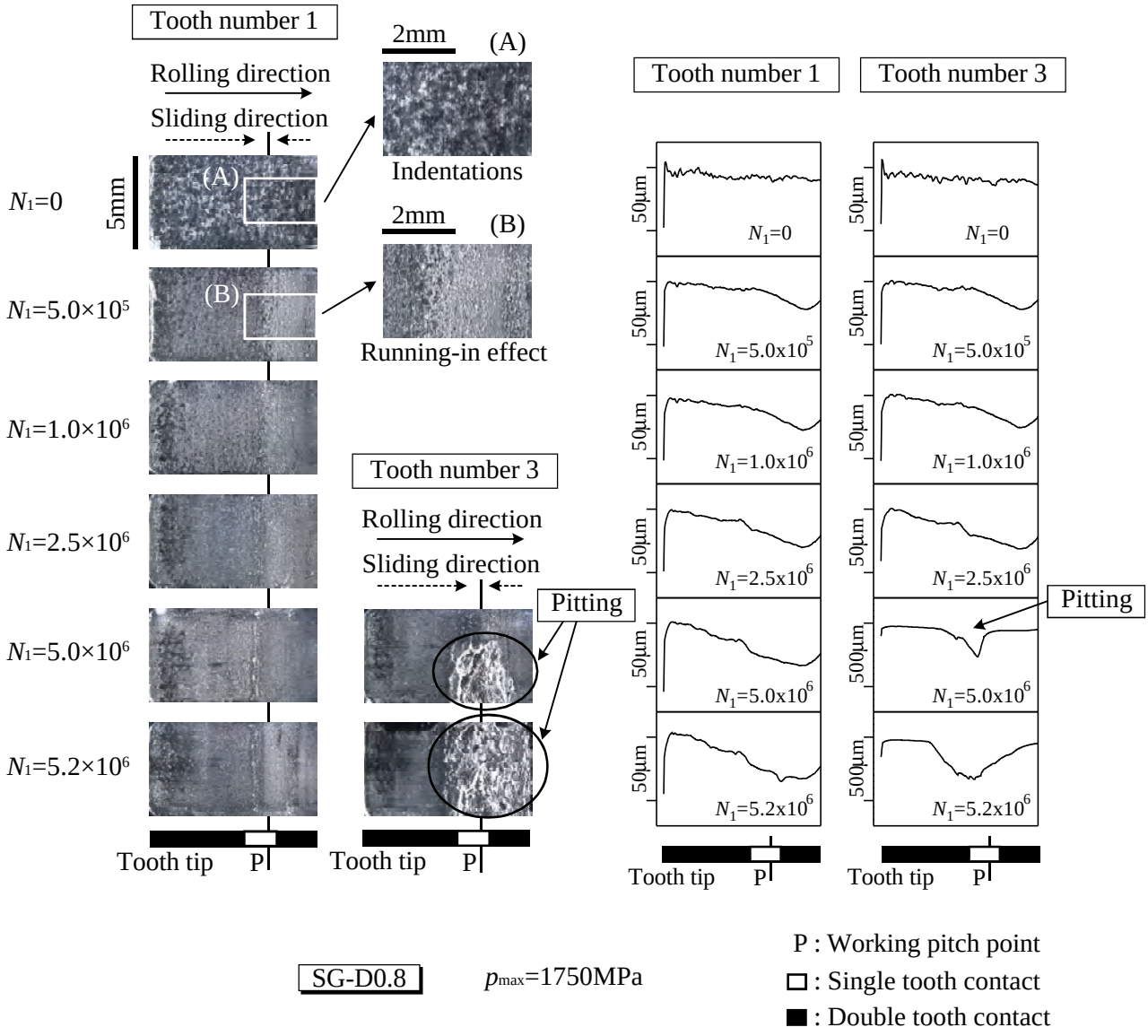


Fig. 5.37 Tooth surface photographs and tooth profiles of failed teeth during fatigue test

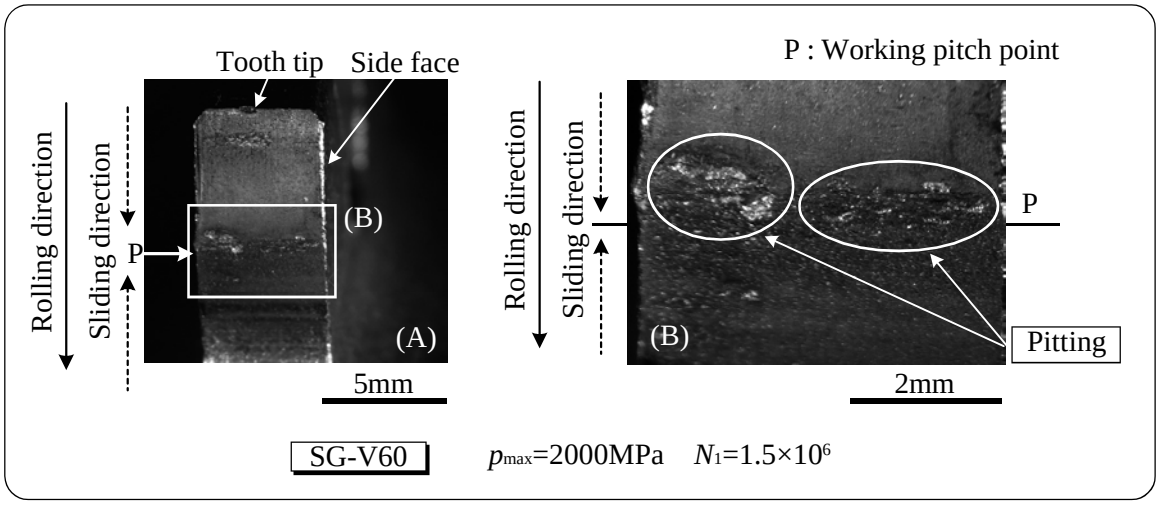


Fig. 5.38 Observation of failed teeth

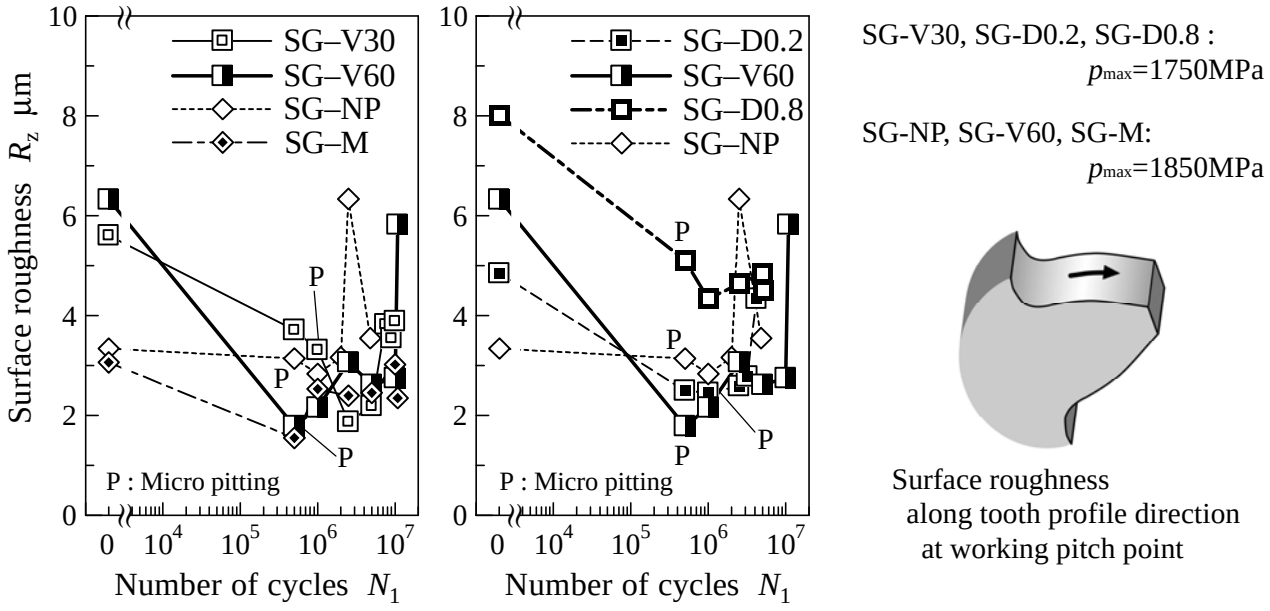


Fig. 5.39　Surface roughness of steel gears during fatigue test

ピッチ点付近で発生したピッチングが，歯元の面全体に広がっていることが確認できる．

図5.38にSG-V60の損傷した歯面写真を示す．図中の写真(A)は歯面全体を撮影したものであり，写真(B)はかみあいピッチ点付近を拡大して撮影したものである．写真(B)より，かみあいピッチ点付近に小さなピッチングが発生していることが観察できる．これらのピッチングが成長して大きくなり，歯元の面全体に広がった．

図5.39に運転疲れ試験過程における鋼歯車SGの表面粗さ R_z の変化を示す．ここでの表面粗さ R_z は，かみあいピッチ点付近における歯形方向の表面粗さである．また，図中のSG-Mは，SG-V60の相手歯車として用いたときの表面粗さ R_z の変化である．運転疲れ試験で得られた鋼歯車SGの疲れ寿命の違いにより，図5.39に示すように2種類の負荷条件で表面粗さ R_z の変化を測定した．図中のPは直径約0.1mm以下のマイクロピットが発生し始めたことを示す．この図より，試験歯車繰返し数 N_1 =0における初期表面粗さ R_z は，強いショットピーニングを施した鋼歯車ほど大きくなっているが，疲れ試験初期段階によるなじみ効果によって，すべての鋼歯車の表面粗さ R_z が減少していることが確認できる．この傾向は，図5.11で示した鋼ローラS1および図5.24で示した鋼ローラS2の表面粗さ R_z がなじみ効果により減少したことと一致する．負荷条件 p_{max} =1850MPaで行ったSG-NPとSG-V60を比較すると，SG-NPの初期表面粗さ R_z より大きかったSG-V60が，運転疲れ試験過程においてSG-NPの表面粗さ R_z より小さくなった．この原因として，SG-NPの歯面にショットピーニングが施されていないことから，図5.29で示したようにマイクロピットが発生しやすい状況下にあり，SG-V60に比べSG-NPの表面粗さ R_z が小さくならなかったといえる．

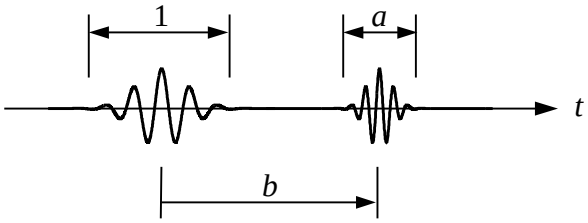


Fig. 5.40　Scale and translation of analyzing wavelet

5.6.4　動的性能

本論文では，歯車の動的性能として鋼歯車 SG の運転疲れ試験中における歯車箱振動加速度，歯車箱近傍音圧ならびに歯元ひずみを測定した．歯車箱振動加速度は，FZG 型動力循環式歯車試験機の歯車箱側面中央部に取り付けた圧電型振動加速度ピックアップ（応答周波数 1Hz～25kHz）によりチャージアンプを介して測定し，歯車箱近傍音圧は，歯車箱側面から 300mm 離れた位置にコンデンサ型マイクロフォン（応答周波数 10Hz～20kHz）を固定し，騒音計を介して測定した．歯元ひずみは，鋼歯車 SG の圧縮側歯元最弱断面位置付近にひずみゲージ（ゲージ抵抗 120Ω，ゲージ長 0.3mm）を貼付し，動ひずみ計を介して測定した．これらの動的性能の波形を歯車回転信号とともにデジタルオシロスコープによってサンプリング周波数 50kHz で取り込み，8 回加算平均の後，それらの動的性能を評価するにあたり，ウェーブレット変換 (10)～(12) による時間－周波数解析を行った．

フランスの石油会社の技師 Jean Morlet が，1970 年代後半から 1980 年代にかけて石油探査のための人工地震の反射波データを解析する際，信号をある局所的な振動波形（アナライジングウェーブレット）の拡大縮小で得られる波形（ウェーブレット）の合成として得られる方法を考案した．これがウェーブレット変換の始まりとされている (13)．

ウェーブレット変換とは，$1/a$ を周波数に対応する周波数パラメータ，b を時間に対応するパラメータとして，アナライジングウェーブレット $y(t)$ を用い，信号 $f(t)$ との相関を求めるものである．信号 $f(t)$ のアナライジングウェーブレット $y(t)$ によるウェーブレット変換は，次式のように定義される．

$$(W_y f) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{|a|}} \overline{y\left(\frac{t-b}{a}\right)} f(t)\,dt = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \int_{-\infty}^{\infty} f(t)\, y\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \tag{5.1}$$

ここで，$\overline{y\left(\frac{t-b}{a}\right)}$ は $y\left(\frac{t-b}{a}\right)$ の共役複素数であるが，y が実関数なので，複素共役 $y(t)$ と $\overline{y(t)}$ の区別は必要ない．$y\left(\frac{t-b}{a}\right)$ は，図 5.40 に示すように，アナライジングウェーブレット $y(t)$ を b だけ平

行移動し，a だけ伸縮したものである．また，2つの整数 j，k によって，$(b, a) = \left(2^{-j}k, 2^{-j}\right)$ と表される．

本論文では，アナライジングウェーブレットとして Gabor 関数を用いた．Gabor 関数は次式で示される．

$$y(t) = p^{-\frac{1}{4}}\left(\frac{w_p}{g}\right)^{\frac{1}{2}} \exp\left\{-\frac{1}{2}\left(\frac{w_p}{g}t\right)^2 + iw_p t\right\}$$

$$= p^{-\frac{1}{4}}\left(\frac{w_p}{g}\right)^{\frac{1}{2}} \exp\left\{-\frac{1}{2}\left(\frac{w_p}{g}t\right)^2\right\}\left(\cos w_p t + i\sin w_p t\right) \tag{5.2}$$

ここで，w_p は中心周波数，g は周波数領域での局在の幅を決めるパラメータであり，本論文では，$w_p = 2p \cdot 2^{-j}$，$g = 2p$ として計算した．

さらに，式 (5.2) の実数部分 $\mathrm{Re}\, y(t)$ および虚数部分 $\mathrm{Im}\, y(t)$ は，次式で表される．

$$\mathrm{Re}\, y(t) = p^{-\frac{1}{4}}\left(\frac{w_p}{g}\right)^{\frac{1}{2}} \exp\left\{-\frac{1}{2}\left(\frac{w_p}{g}t\right)^2\right\}\cos w_p t \tag{5.3}$$

$$\mathrm{Im}\, y(t) = p^{-\frac{1}{4}}\left(\frac{w_p}{g}\right)^{\frac{1}{2}} \exp\left\{-\frac{1}{2}\left(\frac{w_p}{g}t\right)^2\right\}\sin w_p t \tag{5.4}$$

アナライジングウェーブレットである Gabor 関数 $y(t)$ を実数部分 $\mathrm{Re}\, y(t)$ および虚数部分 $\mathrm{Im}\, y(t)$ に分けて，それぞれを解析対象となる信号 $f(t)$ と掛け合わせることにより，$f(t)$ と $y(t)$ の相関関係を数値として表すウェーブレット強度を求めることができる．ウェーブレット強度は次式で示される．

$$WAV(j, d) = \sqrt{\left[\sum_t \{f(t') \cdot \mathrm{Re}\, y(t)\}\right]^2 + \left[\sum_t \{f(t') \cdot \mathrm{Im}\, y(t)\}\right]^2} \tag{5.5}$$

ここで，t' は解析対象時間 t に対する信号 $f(t)$ の時間軸座標である．

次にウェーブレット変換による解析例を示す．信号 $f(t)$ が次式のように与えられるとする．サンプリング時間は 0.02ms とした．

$$f(t) = \sin\left(\frac{2p}{5}t\right) + 3\sin\left(30e^{0.1t}\right)\sin\left(\frac{2p}{40}t\right) \qquad (0ms \le t \le 40ms) \tag{5.6}$$

この $f(t)$ は，一定周波数 0.2kHz の波形と，振幅および周期が時間的に変化する波形が合成された信

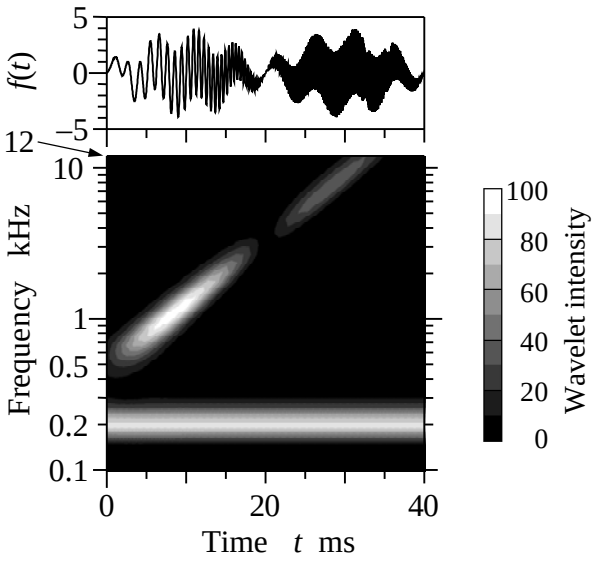


Fig. 5.41 Example of analyzed signal and Wavelet map

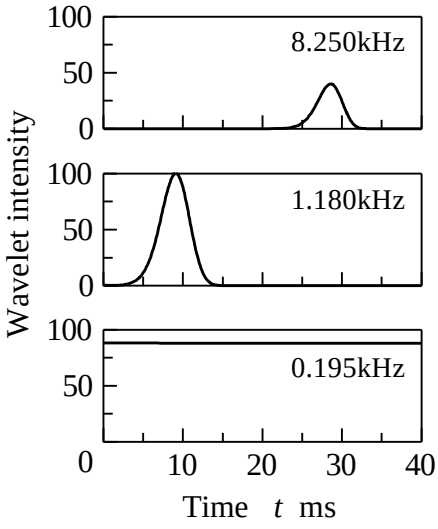
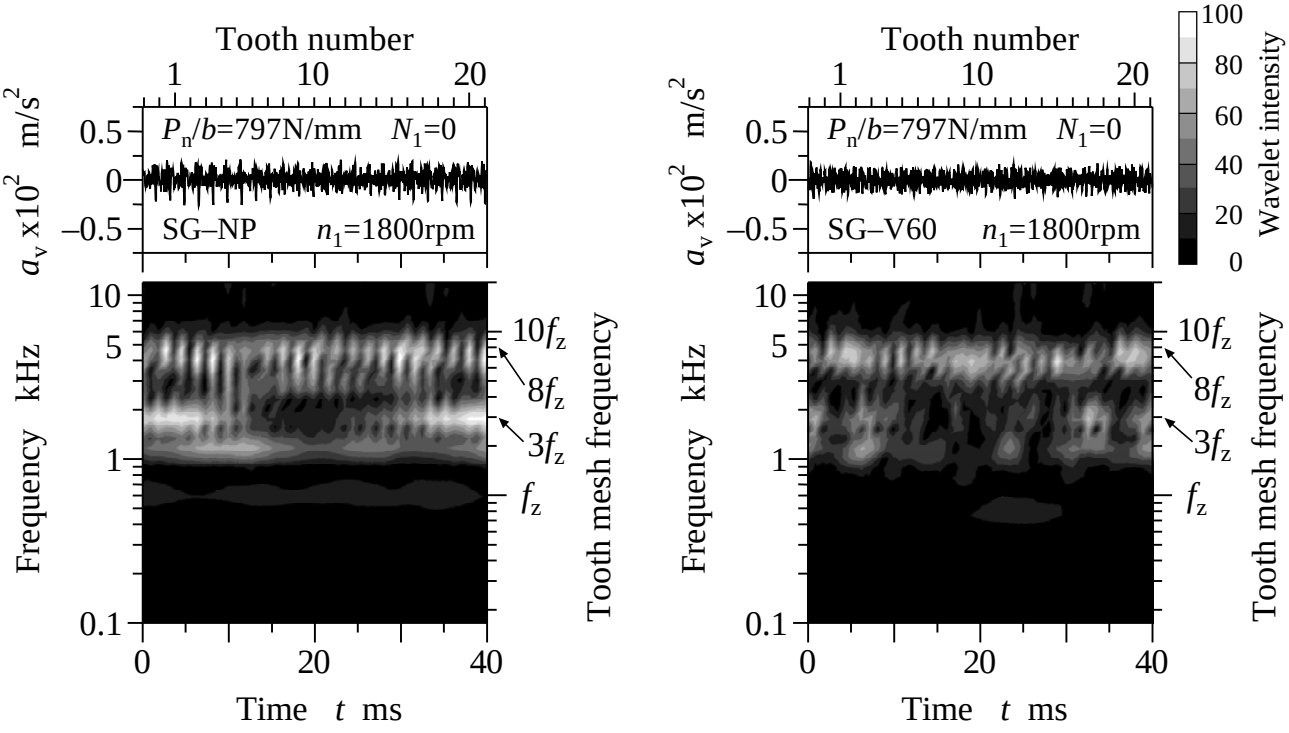


Fig. 5.42 Wavelet intensity

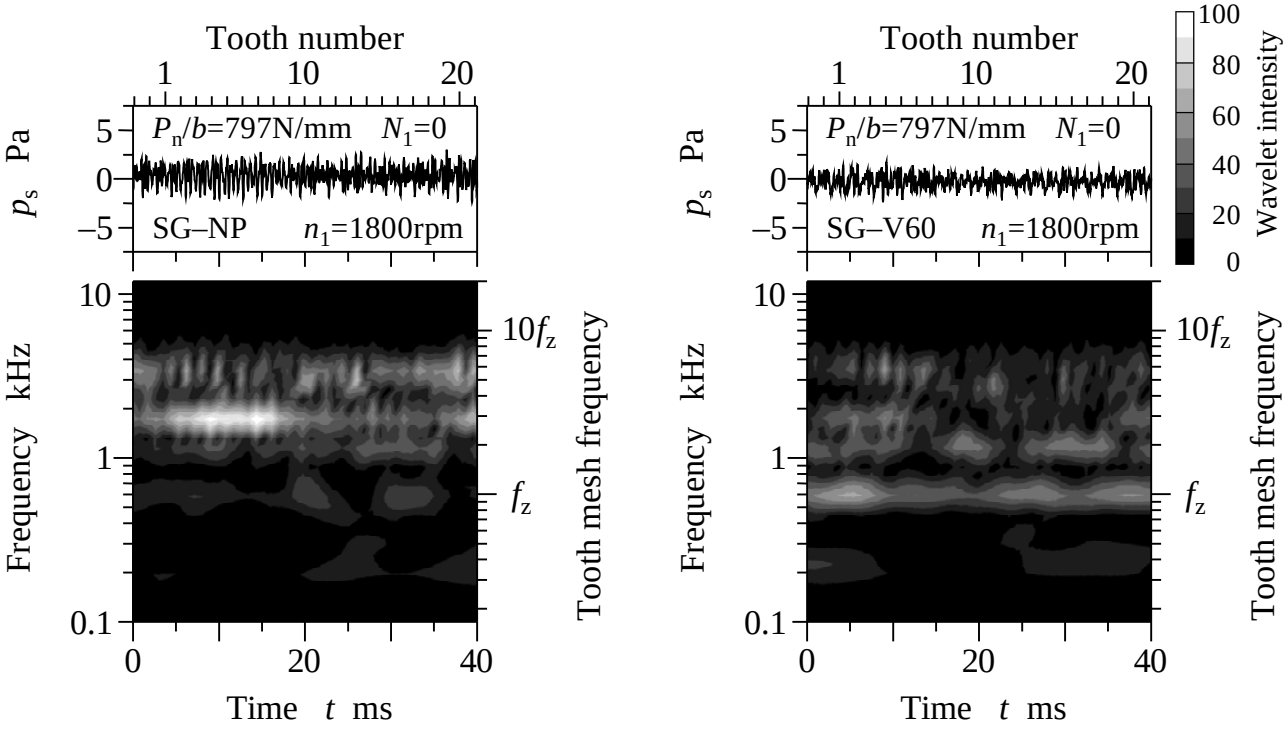
号である．式(5.2)に示すGabor関数をアナライジングウェーブレット$y(t)$として，式(5.6)の$f(t)$をウェーブレット変換による時間－周波数解析により得られたウェーブレットマップを図5.41の下図に示す．図5.41の上図は，式(5.6)に示す$f(t)$の信号波形である．ウェーブレットマップは，横軸を時間t，縦軸を周波数として，$f(t)$のウェーブレット強度を等高線グラフで表したものである．また，$f(t)$のウェーブレット強度はその最大値を100として正規化され，強度の弱い領域を黒色，強度の強い領域を白色で示している．図5.41下図のウェーブレットマップより，$f(t)$にはウェーブレット強度が時間に対してほぼ一定の約0.2kHzの周波数成分に加え，約0.5kHzから約12kHzの範囲で時間に対してウェーブレット強度が変化する周波数成分が含まれることが確認できる．図5.42は0.195kHz，1.180kHz，8.250kHzの各周波数成分に対するウェーブレット強度の時間的変化を示したものである．周波数成分0.195kHzに対するウェーブレット強度はほぼ一定であることがわかる．また，周波数成分1.180kHzおよび8.250kHzに対するウェーブレット強度は，それぞれ約9msおよび約29msにおいて極大となっている．したがって，信号波形をウェーブレット変換することにより，時間に対する周波数成分の強度変化を確認することができ，信号波形を時間ならびに周波数で評価することが可能である．

次に歯面法線荷重P_n/b=797N/mm（試験歯車軸の負荷トルク198Nm，ヘルツの最大接触応力$p_{\max}$=1850MPa），試験歯車回転速度n_1=1800rpmの運転条件下で，試験歯車繰返し数N_1=0におけるSG-NPおよびSG-V60の歯車箱振動加速度波形a_vとその振動加速度波形a_vのウェーブレットマップを図5.43に示す．ウェーブレット強度の最大値はSG-NPで3885，SG-V60で3488となったため，SG-NPの最大値を100として，SG-NPおよびSG-V60のウェーブレット強度をそれぞれ正規化した．歯



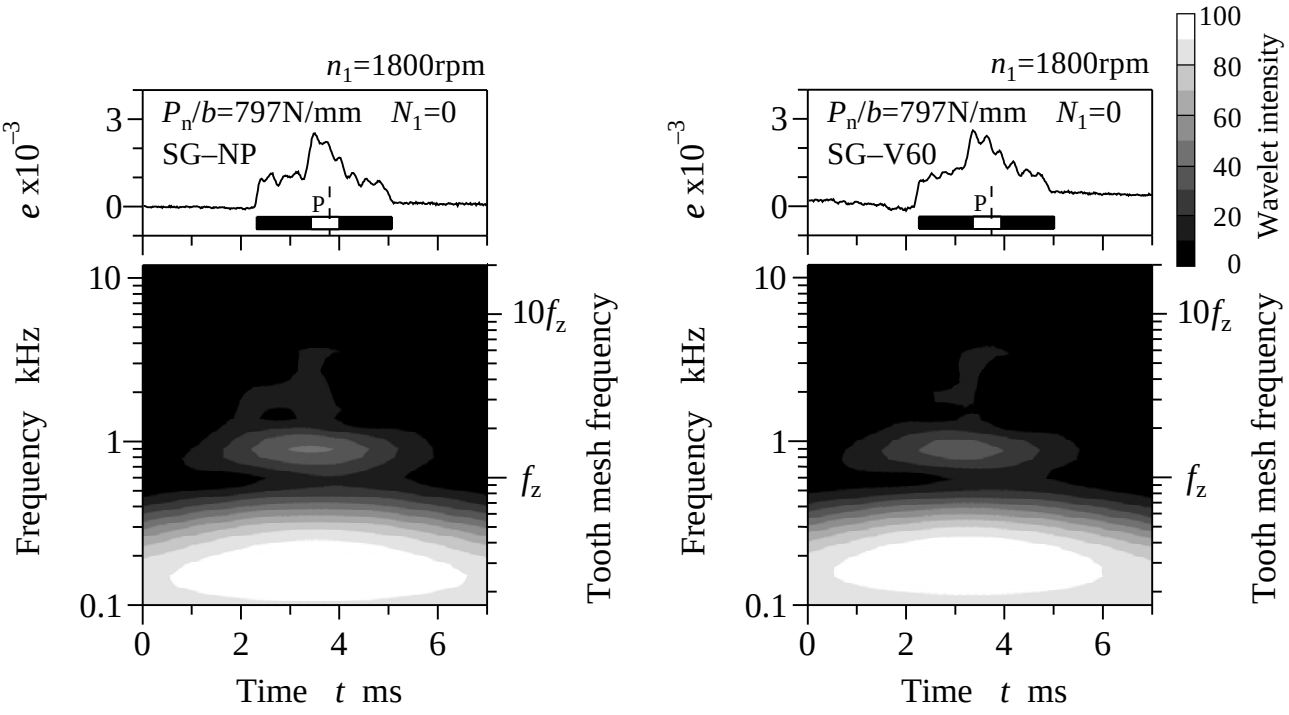
(a) SG-NP (b) SG-V60

Fig. 5.43 Vibration acceleration and Wavelet map



(a) SG-NP (b) SG-V60

Fig. 5.44 Sound pressure and Wavelet map



(a) SG-NP　　(b) SG-V60

Fig. 5.45　Tooth root strain and Wavelet map

車箱振動加速度波形 a_v の上側の横軸には 1 番から 20 番までの試験歯車の歯がかみあい始める位置を示し，ウェーブレットマップの右側の縦軸に示す f_z は，試験歯車のかみあい周波数である．かみあい周波数は次式で与えられる．

$$f_z = \frac{n_1 z_1}{60} \tag{5.7}$$

ここで，n_1 は試験歯車回転速度，z_1 は試験歯車の歯数を表す．本論文で用いた鋼歯車 SG では，n_1=1800rpm，z_1=20 であるから，かみあい周波数 f_z=0.60kHz となる．本論文で計測した信号のサンプリング周波数は 50kHz であるので，サンプリング周波数の半分であるナイキスト周波数は 25kHz である．デジタル信号処理において，離散信号処理の限界周波数はナイキスト周波数であることから，本論文のデジタル信号処理の解析可能周波数範囲は 25kHz 以下となる．

図 5.43 より，かみあい周波数 f_z の整数倍の周波数においてウェーブレット強度が強くなっており，特に $8f_z = 4.8kHz$ において強い強度を示している．本論文で用いた FZG 型動力循環式歯車試験機の歯車箱の固有振動数が約 5.0kHz であったことから，歯のかみあいと歯車箱との共振によって強いウェーブレット強度が現れたと考えられる．SG-NP および SG-V60 の振動加速度波形 a_v のウェーブレットマップを比較してみると，$3f_z$ 付近から $8f_z$ 付近までの周波数範囲において，SG-V60 の各歯のかみあいによるウェーブレット強度が SG-NP に比べ，はっきりと現れていない．これは，ショッ

トピーニングによる表面粗さの増大や歯形の変形の影響によって，SG-NP より SG-V60 のかみあいが安定していないためであると考えられる．

次に，歯車箱振動加速度波形 a_v と同時に測定したSG-NPおよびSG-V60の歯車箱近傍音圧波形 p_s とその音圧波形 p_s のウェーブレットマップを図5.44に示す．ウェーブレット強度の最大値はSG-NPで 6.98，SG-V60 で 4.39 となったため，SG-NP の最大値を 100 として正規化した．歯車箱近傍音圧波形 p_s のウェーブレットマップでは，図 5.43 に示した歯車箱振動加速度波形 a_v のウェーブレットマップほど，各歯のかみあいによるウェーブレット強度がはっきりと現れていない．この歯車箱近傍音圧波形 p_s には，試験歯車対の音圧だけでなく，動力伝達用歯車，変速機，電動モータなどの音圧が含まれるためであると考えられる．しかし図 5.44 の SG-NP および SG-V60 を比較すると，振動加速度波形 a_v と同様に，音圧波形 p_s においても，SG-NP のウェーブレットマップの方が，各歯のかみあいによるウェーブレット強度が安定して現れていることがわかる．

さらに，図 5.45 に歯車箱振動加速度波形 a_v および歯車箱近傍音圧波形 p_s と同時に測定した SG-NP および SG-V60 の歯元ひずみ波形 e とその歯元ひずみ波形 e のウェーブレットマップを示す．ウェーブレット強度の最大値は SG-NP で 5413，SG-V60 で 5438 となったため，ここでは SG-V60 の最大値を 100 として正規化した．SG-NP および SG-V60 の歯元ひずみ波形 e のウェーブレット強度の分布に大差はみられなかった．本論文で用いた鋼歯車 SG では，歯元からの折損が発生しなかったことから，歯元への負担が小さく，歯元ひずみ波形 e には，ショットピーニングの有無による影響が現れなかったと考えられる．

なお，第 2 章の図 2.25 に示した鋼ローラ S2 の粗さ曲線のウェーブレットマップは，解析対象の粗さ曲線が長さに対する変化であることから，横軸を長さとして，ウェーブレット変換による長さ－周波数解析により得られたものである．

5.7　鋼ローラと鋼歯車の面圧強さの比較

本論文で用いた鋼歯車 SG の損傷形態は，表面き裂発生に起因するピッチング損傷であったことから，鋼歯車と鋼ローラを比較するにあたり，損傷形態が同じピッチング損傷であった鋼歯車SGと鋼ローラ S2 を比較した．図 5.46 は，図 5.15 と図 5.28 で示したショットピーニングを施していない S2-NP および SG-NP，そして鋼ローラ S2 と鋼歯車 SG で最も面圧強さが向上した S2-V30 および S2-H520，SG-V60 の $p_{\max}$ - N 線図を示したものである．一般的に相対曲率半径が小さいほど面圧強さが大きくなる[(14)]が，図 5.46 では相対曲率半径 15mm の鋼ローラ S2 より，かみあいピッチ点における相対曲率半径 8.39mm の鋼歯車 SG の面圧強さが小さくなった．この理由として，まず両者の浸炭硬化層の硬さの相違が挙げられる．図 2.10(b) の鋼ローラ S2 の硬さ分布と図 2.11 の鋼歯車 SG の硬さ分布を比較すると，表面から深さ約 1.5mm までの硬さは鋼歯車 SG の方が小さい．また，鋼ローラ S2 は面取りローラで，かつ全表面から浸炭硬化されたのに対し，鋼歯車 SG はシャープエッジ形

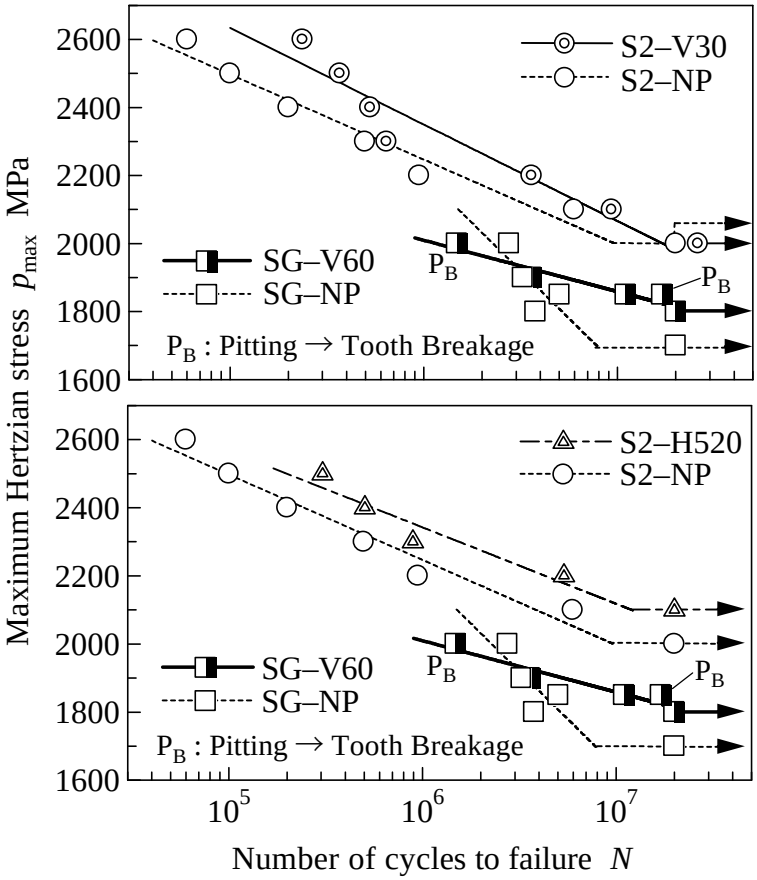


Fig. 5.46 p_{max}-N curves

状であり，歯側面から浸炭硬化されていないこともローラと歯車の面圧強さに差を生じさせたと考えられる．さらに，歯車動荷重の影響，およびローラ円周面の滑り率は一定であるのに対し，歯車のかみあいにおいて歯面の滑り率は変化するなど接触条件の違いなどが挙げられる．

ショットピーニングによる面圧強さの向上に着目すると，SG-NPの面圧強さ1700MPaに対し，SG-V60は1865MPa，そしてS2-NPの面圧強さ2000MPaに対し，S2-V30は2065MPa，S2-H520は2118MPaである．面圧強さ向上量は鋼歯車SGの方が少し大きいが，鋼歯車SGと鋼ローラS2は同程度の面圧強さ向上であるといえる．鋼歯車SGでは，運転疲れ試験の範囲内における高負荷領域で，SG-NPよりSG-V60の疲れ寿命が短くなっている．しかし，実際に自動車のトランスミッションなどに歯車が用いられる場合，負荷は歯車の疲れ限度以下であることから，面圧強さが向上したSG-V60は高負荷用の歯車として有効であると考えられる．

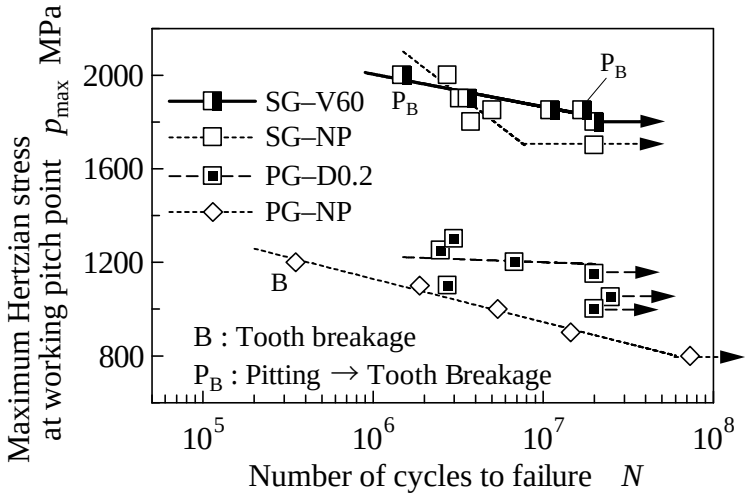


Fig. 5.47 p_{max}-N curves

5.8 焼結歯車と鋼歯車の面圧強さの比較

図5.47は，図4.17と図5.28でショットピーニングを施していないPG-NPおよびSG-NP，そして焼結歯車PGと鋼歯車SGで最も面圧強さが向上したPG-D0.2およびSG-V60の p_{max} - N 線図を示したものである．焼結歯車PGの損傷形態はスポーリング損傷であり，鋼歯車SGの損傷形態はピッチング損傷であることから，損傷形態が異なるので，強さを単純に比較することはできないが，気孔を有する焼結歯車PGが鋼歯車SGに比べ強度的に弱いことは明らかである．

しかし，破壊寿命 N =1.0×10^7 に対する歯車の面圧強さをみてみると，PG-NPが944MPa，PG-D0.2が1200MPa，そしてSG-NPが1700MPa，SG-V60が1865MPaである．すなわち，ショットピーニングによる面圧強さ向上量は，鋼歯車SGより焼結歯車PGの方が大きいといえる．したがって，焼結歯車PGに最適なショットピーニングを施すことにより，これまで焼結機械部品を用いることができなかった高負荷環境下においても，焼結機械部品を適用することが可能になると考えられる．

5.9 結　言

本章では，浸炭硬化させた鋼ローラおよび鋼歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響を検討するため，鋼ローラの二円筒滑り転がり疲れ試験機による転がり疲れ試験，および鋼歯車の動力循環式歯車試験機による運転疲れ試験を行った．そして，鋼ローラのスポーリング強さならびにピッチング強さ，鋼歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響について明らかにし，鋼ローラと鋼歯車の面圧強さや焼結歯車と鋼歯車の面圧強さについて比較・検討を行った．本章で得られた結論は以下に示すとおりである．

(1)　シャープエッジ形状の鋼ローラS1の損傷形態は，ローラ円周面から深さ2～3mm付近でのき

裂発生に起因するスポーリング損傷であり, ローラ円周面下で発生したき裂がローラ円周面とほぼ平行に進展し，最終的にはローラ円周面がはく離した.

(2) 面取り形状の鋼ローラS2の損傷形態は, 表面き裂発生に起因するピッチング損傷であり, ローラ円周面で発生したき裂がローラ内部かつ転がり方向に向かって進展し, 最終的にはローラ円周面がはく離した．なお，鋼ローラ S2 の損傷深さは，ローラ円周面から深さ約 1mm の範囲内であった.

(3) スポーリング損傷の鋼ローラでは, ショット投射速度やショット粒径が大きい条件で施した鋼ローラ, すなわちアークハイト値0.6mmA以上の強いショットピーニングを施した鋼ローラほど，疲れ寿命やスポーリング強さが向上した．一方，ピッチング損傷の鋼ローラでは，ショット投射速度やショット粒径, ショット硬さが小さい条件で施した鋼ローラ, すなわちアークハイト値0.4mmA以下の弱いショットピーニングを施した鋼ローラほど, 疲れ寿命やピッチング強さが向上した.

(4) シャープエッジ形状の鋼ローラ S1 では，ローラ側面に鋼製ショットが衝突し，強いショットピーニングを施した鋼ローラほど，ローラ側面付近の硬さが増加していたことがわかった.

(5) 鋼ローラのスポーリング強さは, 焼結ローラのスポーリング強さの2倍程度であった．また鋼ローラのスポーリング強さとピッチング強さを比較すると, 硬化層やローラ形状の違いはあるが，大まかに考えれば，ピッチング強さはスポーリング強さより強いといえる.

(6) 鋼歯車の損傷形態は, 歯面で発生したき裂が歯面下転がり方向に向かって進展し, 最終的には歯面がはく離するピッチング損傷であった. 損傷深さの範囲は, ほとんどの鋼歯車で歯面から深さ約0.5mmの範囲内であった. 一部の鋼歯車では, ある歯のかみあいピッチ点付近で局所的にピッチングが大きくなり, そのピッチングを起点として発生したき裂が, 反作用歯面の歯元に達し，最終的には歯が折損した.

(7) アークハイト値 0.52mmA のショットピーニングを施した鋼歯車の疲れ寿命は向上したが，そのほかのショットピーニングを施した鋼歯車の疲れ寿命は, ショットピーニングを施していない鋼歯車と同程度であった.

(8) ウェーブレット変換による時間－周波数解析を用いて, 鋼歯車にショットピーニングを施すと各歯のかみあいが安定しなくなることを示した.

(9) 焼結歯車と鋼歯車を比較すると, 気孔を有する焼結歯車が鋼歯車より強度的に弱いことは明らかであるが, ショットピーニングによる面圧強さの向上量は, 鋼歯車より焼結歯車の方が大きいことを示した.

参考文献

(1) 犬塚昌彦・相原秀雄，自動車の環境問題とショットピーニング利用技術，ショットピーニング技術協会シンポジウム，1997，(1997)，1-7.

(2) 水木新平，図解雑学自動車のしくみ，(2002)，148，ナツメ社.

(3) 小林幹和，ショットピーニングによる自動車部品の疲労強度向上について，材料，50-12，(2001)，1413-1414.

(4) 穂屋下 茂・瀬戸清和，浸炭窒化歯車鋼の面圧強度向上に関する研究－ショットピーニング処理とバレル研磨処理の影響－，精密工学会誌，66-11，(2000)，1766-1770.

(5) 松井勝幸・衛藤洋仁・雪竹克也・三阪佳孝・安藤 柱，複合表面改質による歯車の疲労強度向上に関する研究，日本機械学会論文集（A 編），66-650，(2000)，1878-1885.

(6) 有浦泰常・森川浩次・石丸良平・松川洋二・五家政人，ショットピーニングがオーステンパ処理球状黒鉛鋳鉄の面圧強さに及ぼす影響，日本機械学会論文集（C 編），66-643，(2000)，936-943.

(7) D.V.Girish, M.M.Mayuram and S.Krishnamurthy, Influence of Shot Peening on the Surface Durability of Thermomechanically Treated En 24 Steel Spur Gears, Tribology International, 30-12, (1997), 865-870.

(8) 房田秀彦・内藤賢一郎・片山 昌，浸炭鋼の接触疲労寿命に及ぼすショットピーニングの影響，材料とプロセス，6-6，(1993)，1766.

(9) 吉崎正敏，ショットピーニングが浸炭歯車の歯面性状と歯面強度に及ぼす影響，日本機械学会論文集（C 編），66-649，(2000)，3116-3123.

(10) 榊原 進，ウェーヴレットビギナーズガイド，(1996)，2，東京電機大学出版局.

(11) 金谷健一，これなら分かる応用数学教室，(2003)，231，共立出版.

(12) 吉田 彰・大上祐司・木脇祐二，ウェーブレット変換による歯車動的性能の評価（粉末焼結歯車と鋼製歯車との比較），日本機械学会論文集（C 編），64-618，(1998)，698-706.

(13) 金谷健一，これなら分かる応用数学教室，(2003)，256，共立出版.

(14) A.YOSHIDA, Y.OHUE and I.KARASUNO, Suface Failure and Durability of Induction-Hardened Sintered Powder Metal Rollers and Gears with Various Hardened Depths, Transactions of the ASME. Journal of Mechanical Design, 116, (1994), 730-737.

第6章　硬さと応力による面圧強さの評価

6.1　緒　言

本論文では，第4章で焼結ローラおよび焼結歯車，第5章で鋼ローラおよび鋼歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響について検討を行い，それらの面圧強さを向上させるための最適なショットピーニング条件を明らかにした．疲れ強さに影響を及ぼすショットピーニングの主な作用として，加工硬化，圧縮残留応力の付与，痕の生成などが挙げられる．ショットピーニングによって生成された圧痕が油溜(だま)りとなり，潤滑効果をもたらすことをミクロプール効果というが，引き抜き加工でミクロプール効果を得られた報告がある[1]．痕の生成によるミクロプール効果は，ピーニング効果といえるが，滑り・転がり接触によるローラや歯車の疲れ試験では，接触表面の精度が要求されるため，ショットピーニングによる圧痕が悪影響となる場合が多い．

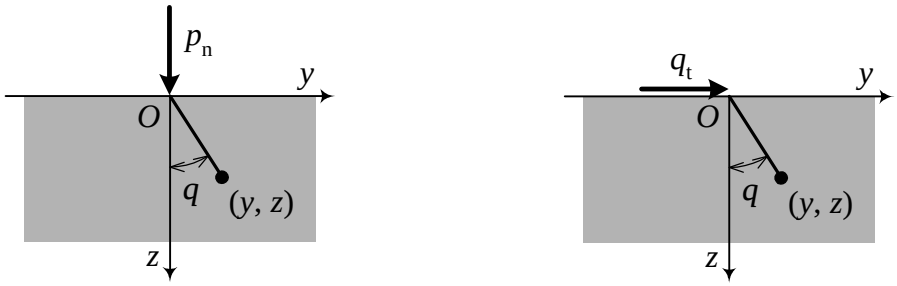
藤田・吉田らは，表面硬化ローラや歯車の表面下における応力分布と硬さ分布を求め，スポーリング損傷の発生深さが，硬さに対するせん断応力の比が極大となる深さとほぼ一致し，硬さに対するせん断応力や垂直応力の比を用いることにより，スポーリング強さやピッチング強さを評価できることを示した[2]～[7]．また，各国の規格および文献により，各種歯車材料の面圧強さと表面硬さが比例関係にあることが示されている[8]．材料の降伏強さあるいは疲れ強さが初期硬さに比例すると仮定し，硬さで除した応力振幅と疲れ寿命の関係から，ローラおよび歯車における硬さ以外の損傷発生因子の影響を明確化することが可能になる．ショットピーニングにより被加工材表面付近の硬さや圧縮残留応力，そして表面粗さが増大するが，これらの因子が複雑に絡み合い，ローラや歯車の面圧強さに影響を及ぼしている．したがって，面圧強さに及ぼす影響因子とショットピーニングの関係を明確化させることにより，面圧強さの向上に最適なショットピーニング条件を提案することができると考えられる．

そこで本章では，本論文で用いたローラや歯車の内部応力を求め，硬さに対する応力振幅の比を用いて，スポーリング損傷の深さを評価した．さらに，硬さに対する応力振幅の比と疲れ寿命の関係から，ローラや歯車の面圧強さの評価を行った．

6.2　ヘルツ接触表面下の応力分布

6.2.1　内部応力の理論解析

歯車の滑り・転がり接触は，二円筒接触に置き換えられ，二円筒接触の応力解析には，H.Hertzによって理論解が導かれたヘルツ接触が用いられている．ヘルツの接触理論では，法線荷重と接線力がヘルツの接触面に分布するとし，接線力は法線荷重に線形的に比例すると仮定されている．そのヘルツ接触を用い，J.O.Smithらは，以下に示すような内部応力分布を求めている[9]．



(a) Normal load　　(b) Tangential load

Fig. 6.1　Concentrated normal load and tangential load on semi-infinite plate

図6.1(a)**と**(b)**は，それぞれ法線方向または接線方向の集中荷重が作用する半無限平板を示したものである．半無限平板の接線方向を** y **軸，深さ方向を** z **軸とする．弾性理論により，集中荷重の法線力** p_n **が図**6.1(a) **に示すように半無限平板に作用すると，内部応力分布は次式で与えられる．**

$$s_y = -\frac{2p_n}{p\,z}\sin^2\theta\cos^2\theta = -\frac{2p_n}{p}\frac{y^2 z}{\left(y^2+z^2\right)^2} \tag{6.1}$$

$$s_z = -\frac{2p_n}{p\,z}\cos^4\theta = -\frac{2p_n}{p}\frac{z^3}{\left(y^2+z^2\right)^2} \tag{6.2}$$

$$t_{yz} = -\frac{2p_n}{p\,z}\sin\theta\cos^3\theta = -\frac{2p_n}{p}\frac{y z^2}{\left(y^2+z^2\right)^2} \tag{6.3}$$

ここで, $\theta = \arcsin\dfrac{y}{\sqrt{y^2+z^2}} = \arccos\dfrac{z}{\sqrt{y^2+z^2}}$ **である．**

次に，集中荷重の接線力 q_t **が図**6.1(b) **に示すように半無限平板に作用すると，内部応力分布は次式で与えられる．**

$$s_y = -\frac{2q_t}{p\,z}\sin^3\theta\cos\theta = -\frac{2q_t}{p}\frac{y^3}{\left(y^2+z^2\right)^2} \tag{6.4}$$

$$s_z = -\frac{2q_t}{p\,z}\sin\theta\cos^3\theta = -\frac{2q_t}{p}\frac{y z^2}{\left(y^2+z^2\right)^2} \tag{6.5}$$

$$t_{yz} = -\frac{2q_t}{p\,z}\sin^2\theta\cos^2\theta = -\frac{2q_t}{p}\frac{y^2 z}{\left(y^2+z^2\right)^2} \tag{6.6}$$

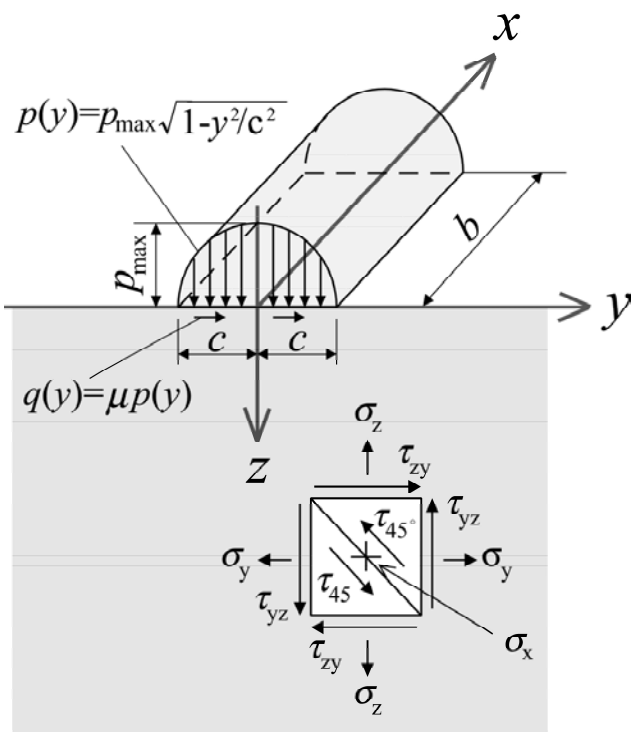


Fig. 6.2　Coordinate axes and stress components under sliding-rolling contact

図 6.2 **は，ヘルツの接触応力分布が半無限平板に作用したときの座標系と応力成分を示したものである．ヘルツ接触条件下において** 2 **円筒が接触する場合，ヘルツの最大接触応力** $p_{\max}$ **は式** (3.1) **で示したように次式で表される．**

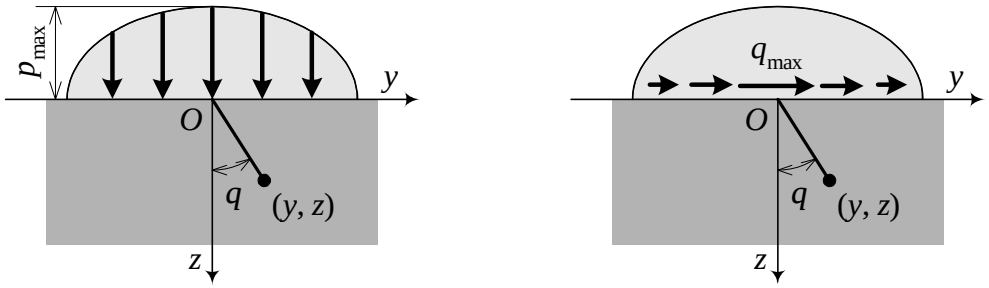
$$p_{\max} = \sqrt{\frac{1}{p}\frac{P_n}{b}\frac{\dfrac{1}{R_1}+\dfrac{1}{R_2}}{\dfrac{1-n_1^{\,2}}{E_1}+\dfrac{1-n_2^{\,2}}{E_2}}} \tag{6.7}$$

このとき，法線方向のヘルツ接触応力分布 $p(y)$ **は，**

$$p(y) = p_{\max}\sqrt{1-\frac{y^2}{c^2}} \tag{6.8}$$

で表されるような圧力分布である．ここで，ヘルツ接触幅を $2c$ **とすると，** c **は次式で表される．**

$$c = \sqrt{\frac{4}{p}\frac{P_n}{b}\frac{\dfrac{1-n_1^{\,2}}{E_1}+\dfrac{1-n_2^{\,2}}{E_2}}{\dfrac{1}{R_1}+\dfrac{1}{R_2}}} \tag{6.9}$$



(a) Normal load　　(b) Tangential load

Fig. 6.3　Elliptical distribution of normal load and tangential load on semi-infinite plate

また，接触面での摩擦係数を m **とし，接線方向の圧力分布** $q(y)$ **はクーロンの法則に従うとすると，**

$$q(y) = m\, p(y) = m\, p_{\max} \sqrt{1 - \frac{y^2}{c^2}} \tag{6.10}$$

で表される．最大接線力 $q_{\max}$ **は，** $y = 0$ **における接線力であるから，**

$$q_{\max} = q(0) = m\, p_{\max} \tag{6.11}$$

となる．

図6.3(a)**と**(b)**は，それぞれヘルツの接触条件下で法線力または接線力が作用する場合の半無限平板を示したものである．法線力が図**6.3(a)**に示すように楕円分布で半無限平板に作用する場合，内部応力分布は式**(6.1)**，式**(6.2)**，式**(6.3)**，式**(6.8)**，式**(6.9)**を用いると，次式で与えられる．**

$$s_{yn} = -\frac{1}{p} p_{\max} z \left\{ \left(c^2 + 2y^2 + 2z^2\right) \frac{1}{c} \overline{\Psi} - \frac{2p}{c} - 3y\Psi \right\} \tag{6.12}$$

$$s_{zn} = -\frac{1}{p} p_{\max} z \left(c\,\overline{\Psi} - y\Psi\right) \tag{6.13}$$

$$t_{yzn} = -\frac{1}{p} p_{\max} z^2 \Psi \tag{6.14}$$

また，接線力が図6.3(b)**に示すように楕円分布で半無限平板に作用する場合，内部応力分布は式**(6.4)**，式**(6.5)**，式**(6.6)**，式**(6.9)**，式**(6.10)**を用いると，次式で与えられる．**

$$s_{yt} = -\frac{1}{p} m\, p_{\max} \left\{ \left(2y^2 - 2c^2 - 3z^2\right)\Psi + \frac{2p\, y}{c} + 2\left(c^2 - y^2 - z^2\right) \frac{y}{c} \overline{\Psi} \right\} \tag{6.15}$$

$$s_{zt} = -\frac{1}{p} m\, p_{\max} z^2 \Psi \tag{6.16}$$

$$t_{yzt} = -\frac{1}{p} m\, p_{\max} \left\{ \left(c^2 + 2y^2 + 2z^2\right) \frac{z}{c} \overline{\Psi} - \frac{2p\, z}{c} - 3y\, z\, \Psi \right\} \tag{6.17}$$

ここで, Ψ と $\overline{\Psi}$ は，次式で定義されている．

$$\Psi = \frac{p}{K_1} \frac{1 - \sqrt{\frac{K_2}{K_1}}}{\sqrt{\frac{K_2}{K_1}} \sqrt{2\sqrt{\frac{K_2}{K_1}} + \left(\frac{K_1 + K_2 - 4c^2}{K_1} \right)}} \tag{6.18}$$

$$\overline{\Psi} = \frac{p}{K_1} \frac{1 + \sqrt{\frac{K_2}{K_1}}}{\sqrt{\frac{K_2}{K_1}} \sqrt{2\sqrt{\frac{K_2}{K_1}} + \left(\frac{K_1 + K_2 - 4c^2}{K_1} \right)}} \tag{6.19}$$

$$K_1 = (c + y)^2 + z^2 \tag{6.20}$$

$$K_2 = (c - y)^2 + z^2 \tag{6.21}$$

図 6.2 に示すように半無限平板の幅方向を x 方向とすると，x 方向の応力成分 s_x は，

$$s_x = n\,(s_y + s_z) \tag{6.22}$$

で与えられる．

したがって，法線力による応力分布を表す式 (6.12)，式 (6.13)，式 (6.14)，そして接線力による応力分布を表す式 (6.15)，式 (6.16)，式 (6.17)，さらに式 (6.22) を用いて，重ね合わせの原理より摩擦力が働く場合のヘルツの接触応力条件下における内部応力分布は，次式で表される．

接触表面下 $(z < 0)$ の応力分布：

$$s_x = -\frac{2n}{p} p_{\max} \left[\left\{ \left(c^2 + y^2 + z^2\right) \frac{z}{c} \overline{\Psi} - \frac{p\, z}{c} - 2y\, z\, \Psi \right\} \right.$$

$$\left. + m \left\{ \left(y^2 - c^2 - z^2\right) \Psi + \frac{p\, y}{c} + \left(c^2 - y^2 - z^2\right) \frac{y}{c} \overline{\Psi} \right\} \right] \tag{6.23}$$

$$s_y = -\frac{1}{p} p_{\max} \left[\left\{ \left(c^2 + 2y^2 + 2z^2\right) \frac{z}{c} \overline{\Psi} - \frac{2p\, z}{c} - 3y\, z\, \Psi \right\} \right.$$

$$+m\left\{\left(2y^2-2c^2-3z^2\right)\Psi+\frac{2p\,y}{c}+2\left(c^2-y^2-z^2\right)\frac{y}{c}\overline{\Psi}\right\}\Bigg] \tag{6.24}$$

$$s_z=-\frac{1}{p}\,p_{\max}\,z\left(c\,\overline{\Psi}-y\,\Psi+m\,z\,\Psi\right) \tag{6.25}$$

$$t_{yz}=-\frac{1}{p}\,p_{\max}\left[z^2\,\Psi+m\left\{\left(c^2+2y^2+2z^2\right)\frac{z}{c}\overline{\Psi}-\frac{2p\,z}{c}-3y\,z\,\Psi\right\}\right] \tag{6.26}$$

接触表面上$(z=0)$の応力分布：

$$s_x=\begin{cases}-2n\,m\,p_{\max}\left(\dfrac{y}{c}-\sqrt{\dfrac{y^2}{c^2}-1}\right) & (y\ge c)\\ -2n\,p_{\max}\left(\sqrt{1-\dfrac{y^2}{c^2}}+m\dfrac{y}{c}\right) & (|\,y\,|\le c)\\ -2n\,m\,p_{\max}\left(\dfrac{y}{c}+\sqrt{\dfrac{y^2}{c^2}-1}\right) & (y\le -c)\end{cases} \tag{6.27}$$

$$s_y=\begin{cases}-2m\,p_{\max}\left(\dfrac{y}{c}-\sqrt{\dfrac{y^2}{c^2}-1}\right) & (y\ge c)\\ -p_{\max}\left(\sqrt{1-\dfrac{y^2}{c^2}}+2m\dfrac{y}{c}\right) & (|\,y\,|\le c)\\ -2m\,p_{\max}\left(\dfrac{y}{c}+\sqrt{\dfrac{y^2}{c^2}-1}\right) & (y\le -c)\end{cases} \tag{6.28}$$

$$s_z=\begin{cases}-p_{\max}\sqrt{1-\dfrac{y^2}{c^2}} & (|\,y\,|\le c)\\ 0 & (y\ge c,\,y\le -c)\end{cases} \tag{6.29}$$

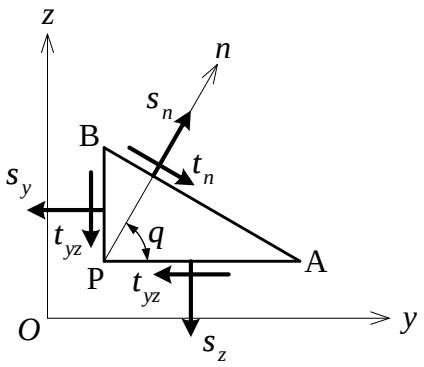


Fig. 6.4　Stresses acting upon triangular element

$$t_{yz}=\begin{cases}-m\,p_{\max}\sqrt{1-\dfrac{y^2}{c^2}} & (|\,y\,|\le c)\\ 0 & (y\ge c,\,y\le -c)\end{cases} \tag{6.30}$$

ここで，応力成分s_y，s_z，t_{yz}がわかっているとき，図6.4に示すように点Pにおける任意の方向の応力を求めるとする．単位厚さの板に微小直角三角形APBを考え，斜辺ABの法線nとx軸とのなす角をqとする．斜辺ABに作用する垂直応力および接線応力をそれぞれs_nおよびt_nとすると，それらは次式で与えられる(10)．

$$\begin{aligned}s_n&=s_y\cos^2 q+s_z\sin^2 q+2t_{yz}\sin q\cos q\\&=\frac{1}{2}(s_y+s_z)+\frac{1}{2}(s_y-s_z)\cos 2q+t_{yz}\sin 2q\end{aligned} \tag{6.31}$$

$$\begin{aligned}t_n&=(s_y-s_z)\sin q\cos q-t_{yz}(\cos^2 q-\sin^2 q)\\&=\frac{1}{2}(s_y-s_z)\sin 2q-t_{yz}\cos 2q\end{aligned} \tag{6.32}$$

式(6.31)をqで微分し，式(6.32)と比較すると，

$$\frac{ds_n}{dq}=-(s_y-s_z)\sin 2q+2t_{yz}\cos 2q=-2t_n \tag{6.33}$$

したがって，$t_n=0$となる主応力面では，$ds_n/dq=0$となり，s_nは極値をとる．この極値が主応力である．また，このときのqの値をq_nとすると，q_nは主応力の方向を示し，式(6.33)より

$$\tan 2q_n=\frac{2t_{yz}}{s_y-s_z} \tag{6.34}$$

となる．この式は，$q_n \pm p/2$ によっても満足されるので，主応力は直交することがわかる．主応力 s_1，s_2 $(s_1 > s_2)$ は，式 (6.34) を式 (6.31) に代入することによって，次のように求められる．

$$s_1 = s_{\max} = \frac{1}{2}(s_y + s_z) + \frac{1}{2}\sqrt{(s_y - s_z)^2 + 4t_{yz}^2} \tag{6.35}$$

$$s_2 = s_{\min} = \frac{1}{2}(s_y + s_z) - \frac{1}{2}\sqrt{(s_y - s_z)^2 + 4t_{yz}^2} \tag{6.36}$$

次に式 (6.32) を q で微分すると，

$$\frac{dt_n}{dq} = (s_y - s_z)\cos 2q + 2t_{yz}\sin 2q \tag{6.37}$$

せん断応力 t_n が極値をとる主せん断応力面では $dt_n/dq = 0$ となり，$q = q_t$ とすると，

$$\tan 2q_t = \frac{s_z - s_y}{2t_{yz}} \tag{6.38}$$

この式は $q_t \pm p/2$ を満足するので，せん断応力 t_n の極値である主せん断応力も直交することがわかる．また，式 (6.34) と式 (6.38) より

$$\tan 2q_n \cdot \tan 2q_t = -1 \tag{6.39}$$

となるので，$q_t = q_n \pm p/4$，すなわち，主せん断応力面は主面に対し，45° 傾いていることになる．式 (6.38) から $\sin 2q_t$ および $\cos 2q_t$ を求め，式 (6.32) に代入すると，次式に示すように主せん断応力 t_1，t_2 が得られる．

$$t_1 = t_{\max} = t_{45°} = \frac{1}{2}\sqrt{(s_y - s_z)^2 + 4t_{yz}^2} \quad = \frac{1}{2}(s_1 - s_2) \tag{6.40}$$

$$t_2 = t_{\min} = t_{45°} = -\frac{1}{2}\sqrt{(s_y - s_z)^2 + 4t_{yz}^2} \; = -\frac{1}{2}(s_1 - s_2) \tag{6.41}$$

これらの式により 2 円筒がヘルツ接触する場合の内部応力分布を計算することができる．

Von Mises が 1913 年に偏差応力の二次の不変量が一定値に達すると降伏するという説を提案し，Nadai が八面体せん断応力が一定値になると降伏することと同じであることを指摘した．この条件式は Mises の降伏条件と呼ばれ，次式で表される [11]．

$$Y = s_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2}\left\{(s_1 - s_2)^2 + (s_2 - s_3)^2 + (s_3 - s_1)^2\right\}} \tag{6.42}$$

Y は降伏応力，s_{eq} は Mises の相当応力であり，相当応力 s_{eq} が降伏応力 Y に達すると降伏することを意味している．相当応力 s_{eq} が Y 以下であれば，Mises の降伏条件では塑性変形が生じない．ま

た，塑性変形開始後の相当応力はその時点での降伏応力と一致する．ここで，Misesの相当応力σ_{eq}を求めるにあたり，本論文では主応力をσ_1，σ_3，$\sigma_2$$(\sigma_1 > \sigma_3 > \sigma_2)$とし，$\sigma_1$および$\sigma_2$は式(6.35)および式(6.36)に示すとおりであるが，

$$\sigma_3 = \sigma_x \tag{6.43}$$

とした．

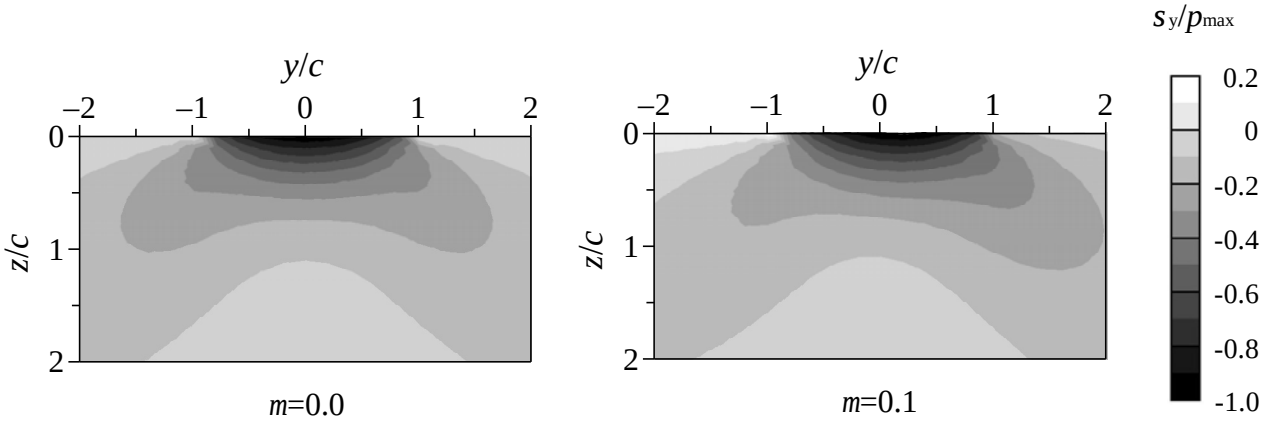
6.2.2 理論解析による内部応力分布の計算結果

図6.5は，前節で示した式を用いて計算したヘルツ接触応力下の内部応力分布である．摩擦係数μ=0.0の場合とμ=0.1の場合について，垂直応力σ_y，両振りの直交せん断応力τ_{yz}，片振りの最大せん断応力$\tau_{45°}$の分布をそれぞれ，図6.5(a)，(b)および(c)に示している．σ_y，τ_{yz}，$\tau_{45°}$のそれぞれの応力成分はp_{max}で無次元化し，円周方向のyおよび深さ方向のzの長さは，ヘルツの接触幅の半分cで無次元化した．まずμ=0.0のσ_yは，表面（z/c=0.0）において最大となる．また，μ=0.0のときσ_yはy/c=0.0を中心にして左右対称となり，μ=0.1ではy/c>0.0の範囲におけるσ_yの圧縮応力が大きくなるとともに，表面のy/c=-1.0付近に引張応力が現れる．次に，μ=0.0のτ_{yz}は，z/c=0.0で最大値をとる．μ=0.0のとき，y/c=0.0を中心にして正のτ_{yz}と負のτ_{yz}となり，応力成分τ_{yz}の絶対値が左右対称の両振りである．μ=0.1のときは正のτ_{yz}より負のτ_{yz}の絶対値が大きくなる．μ=0.0の$\tau_{45°}$は，z/c=0.78付近で最大値をとり，摩擦係数の有無に関わらず，正の$\tau_{45°}$のみの片振りである．

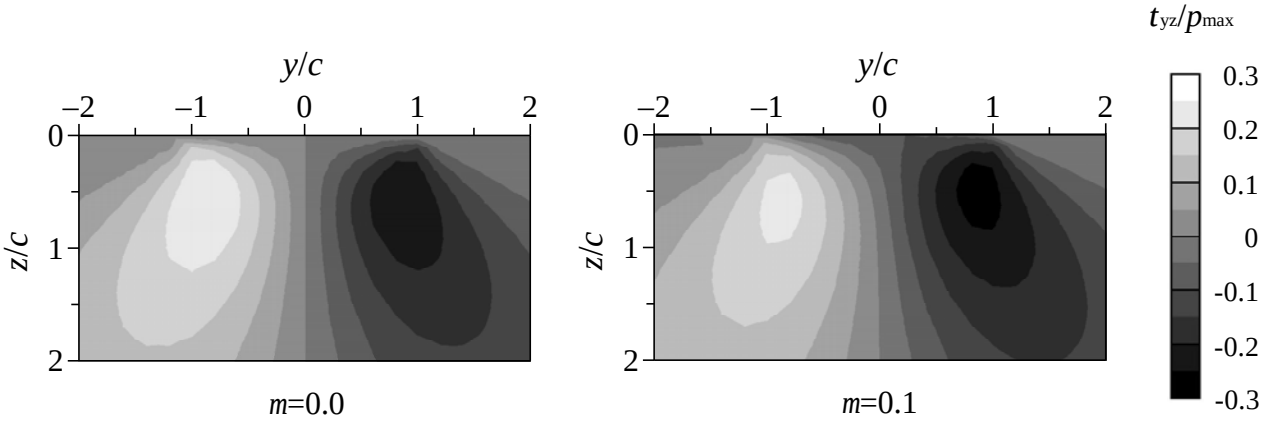
図6.6(a)，(b)および(c)に，それぞれp_{max}で無次元化した最大主応力σ_1，最小主応力σ_2，Misesの相当応力σ_{eq}の分布を示す．μ=0.0のσ_1およびσ_2は，表面（z/c=0.0）において最大値0をとり，y/c=0.0を中心にして左右対称である．またμ=0.1のσ_1およびσ_2は，表面付近のy/c>-1.0において引張応力が現れる．μ=0.0のσ_{eq}は，z/c=0.70付近で最大値をとり，摩擦係数の有無に関わらず，引張応力のみの片振りである．

図6.7(a)，(b)および(c)にμ=0.0でσ_y，τ_{yz}，$\tau_{45°}$のそれぞれの応力成分の絶対値が最大となる深さz/cにおけるy方向の応力変化を示す．μ=0.0のときのσ_yは片振りの圧縮応力であるが，μ=0.1ではy/c=-1.0付近に引張応力が現れ，両振りとなる．μ=0.0の応力成分τ_{yz}の絶対値は，y/c=0.0を中心にして左右対称であり，μ=0.1のτ_{yz}では，正のτ_{yz}の絶対値は小さくなり，負のτ_{yz}の絶対値は大きくなっている．また，μ=0.0の応力成分$\tau_{45°}$に対し，μ=0.1の応力成分$\tau_{45°}$はy/c>0.0において大きくなり，y/c<0.0において小さくなっている．

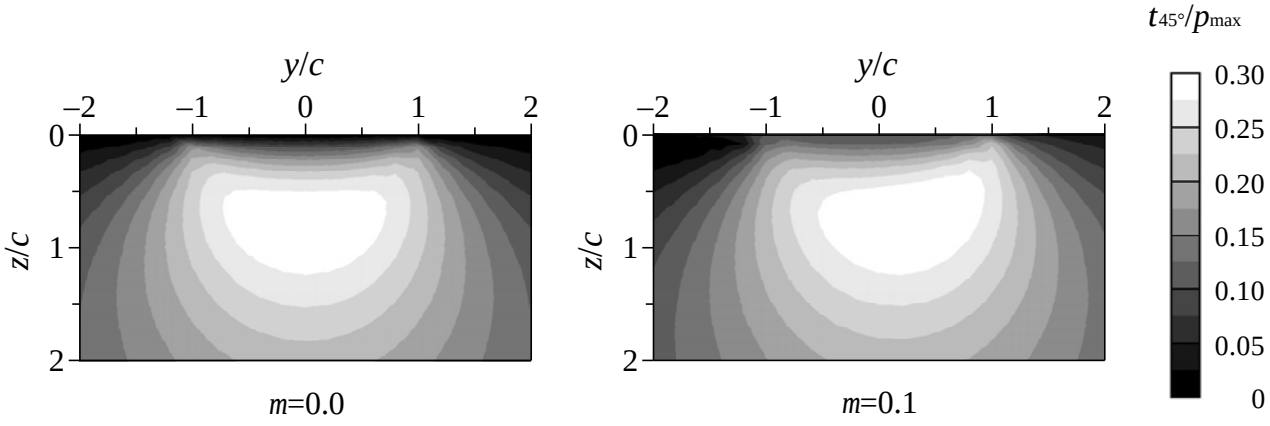
2つの円筒が接触しながら回転する場合，ヘルツの接触応力分布を原点固定として考えると，その円筒の円周上における任意の点は，y軸の負の方向に移動する．逆に，円筒の円周上における任意の点を固定すると，ヘルツの接触応力分布はy軸の正の方向に移動することになる．したがって，



(a) s_y/p_{max}

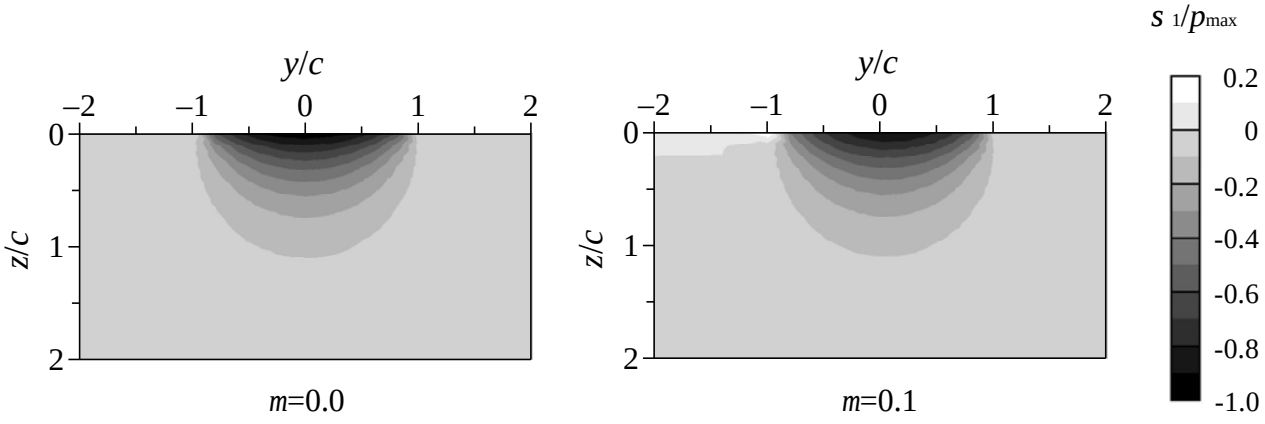


(b) t_{yz}/p_{max}

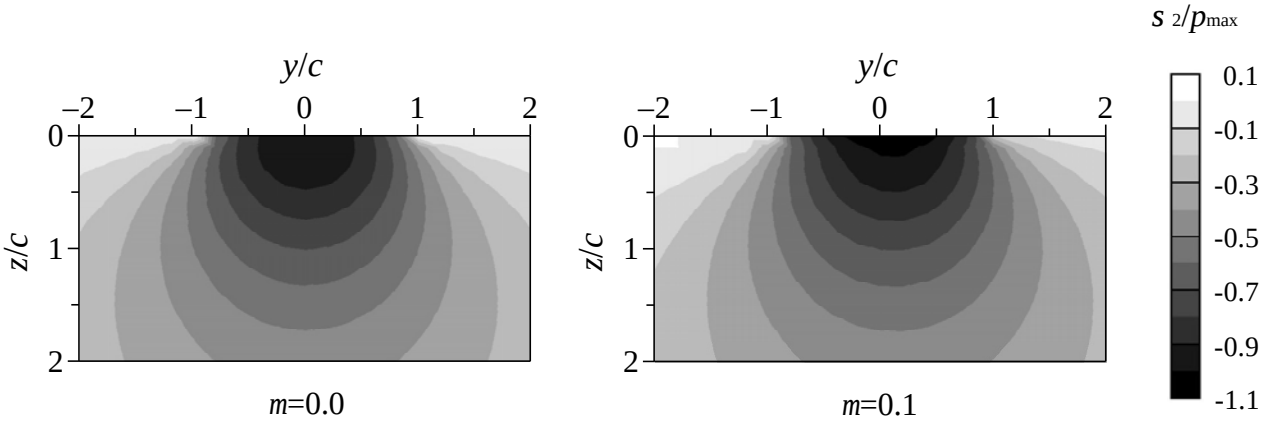


(c) $t_{45°}/p_{max}$

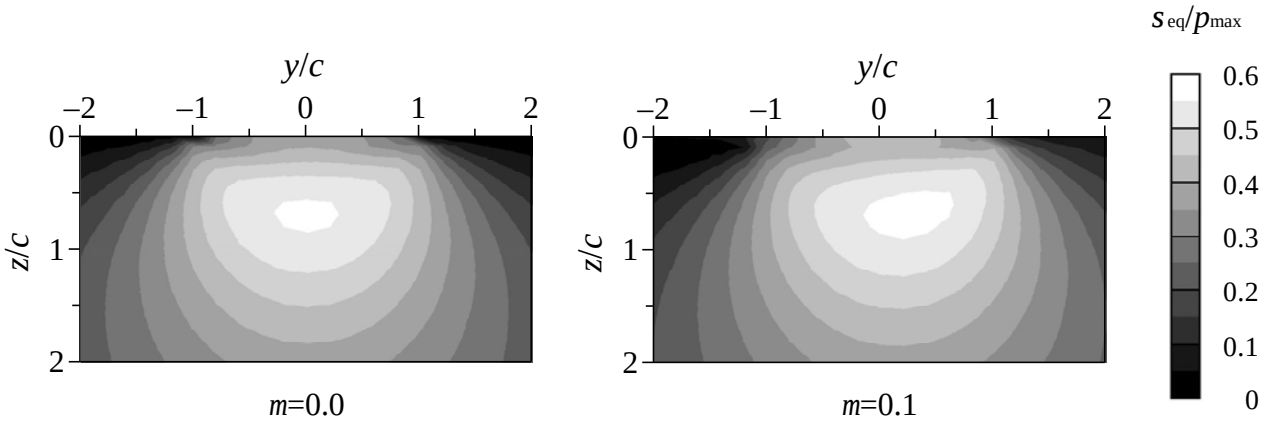
Fig. 6.5 Stress distributions under semi-infinite plate



(a) s_1/p_{max}

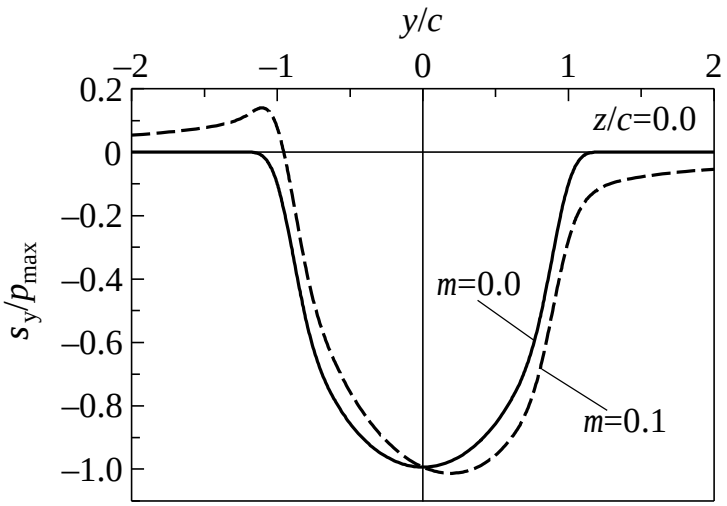


(b) s_2/p_{max}

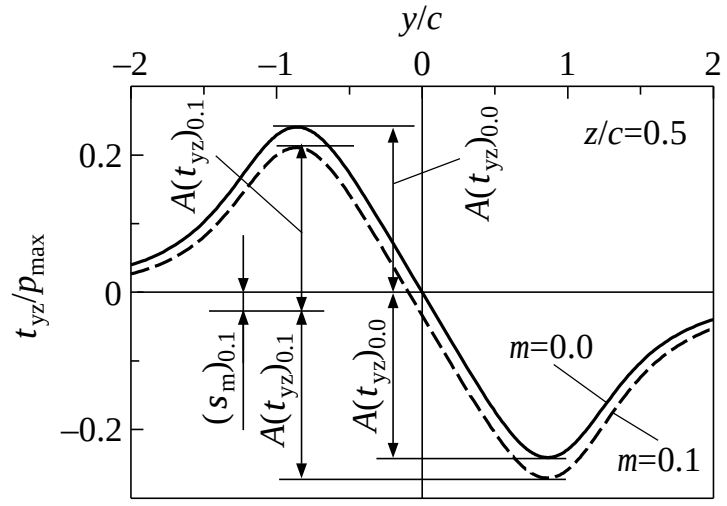


(c) s_{eq}/p_{max}

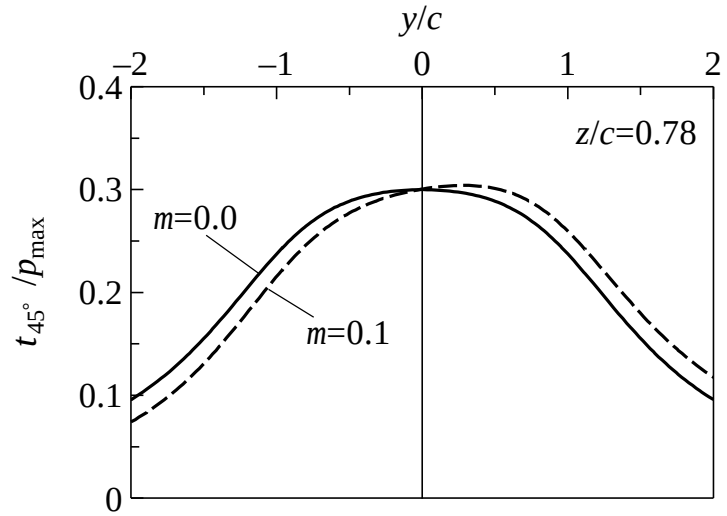
Fig. 6.6 Stress distributions under semi-infinite plate



(a) s_y/p_{max}



(b) t_{yz}/p_{max}



(c) $t_{45°}/p_{max}$

Fig. 6.7 Stress distributions under semi-infinite plate

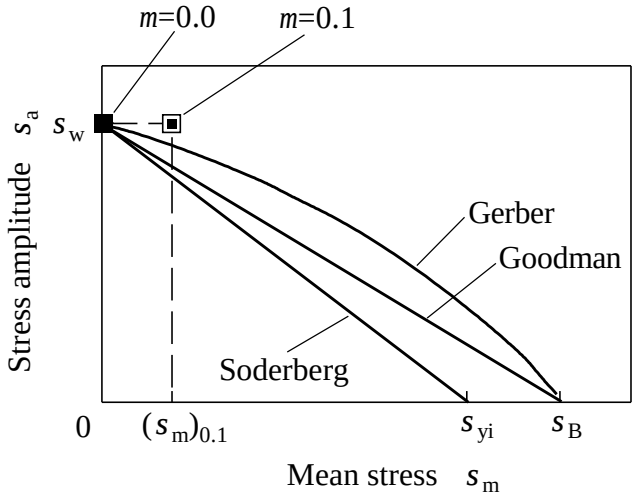


Fig. 6.8　Fatigue limit diagram

円筒の円周面下に生じる内部応力は，繰返し応力となることがわかる．

ある繰返し応力 s が作用するとき，その応力振幅 $A(s)$ は次式で定義される．

$$A(s)=\frac{\left|s_{\max}-s_{\min}\right|}{2} \tag{6.32}$$

ここで，$s_{\max}$ および $s_{\min}$ は，それぞれ s の最大値および最小値である．応力振幅を求めるにあたり，任意の深さ z における各応力成分の最大値および最小値を求め，式 (6.32) を用いて計算した．図 6.7(b) に示すように，m =0.0 ならびに m =0.1 の t_{yz} の応力振幅は，それぞれ $A(t_{yz})_{0.0}$ ならびに $A(t_{yz})_{0.1}$ で表される．このとき，m =0.0 の t_{yz} の応力振幅の中心は $t_{yz}/p_{\max}$ =0 となる．すなわち，m =0.0 の t_{yz} の平均応力は 0 である．これに対し，m =0.1 の t_{yz} の応力振幅の中心は $t_{yz}/p_{\max}$ =0 から $(s_m)_{0.1}$ だけずれた位置になり，m =0.1 の t_{yz} の平均応力は $(s_m)_{0.1}$ となる．

図 6.8 に疲労限度線図[12]を示す．縦軸に応力振幅 s_a，横軸に平均応力 s_m をとり，平均応力 s_m =0 である縦軸上に両振疲労限度 s_w をとる．このとき，横軸上の降伏点 s_{yi} と s_w を結ぶ直線は Soderberg 線，引張強さ s_B と s_w を結ぶ直線は修正 Goodman 線，さらに s_B と s_w を結ぶ放物線は Gerber線と呼ばれる疲労限度線である．疲労限度線図上において任意の材料の応力振幅 s_a と平均応力 s_m で表されるプロット点が疲労限度線より上に位置する，つまり，材料の最大応力 $s_{\max}=s_a+s_m$ が降伏点 s_{yi} や引張強さ s_B を越えると，その材料は塑性変形を起こし，破壊に至ることになる．したがって，図 6.8 より，両振疲労限度 s_w と同じ応力振幅が作用する場合，平均応力 s_m =0 の m =0.0 では破壊に至らなくても，平均応力 $(s_m)_{0.1}$ の m =0.1 では破壊に至ることになる．

図 6.9 は，図 6.5(a)，(b) および (c) でそれぞれ示した各応力成分 s_y，t_{yz}，t_{45° の応力振幅を求め，無次元深さ z/c に対して表したものである．s_y の応力振幅 $A(s_y/p_{\max})$ は表面 (z/c =0) で最大となり，z/c が大きくなるとともに，$A(s_y/p_{\max})$ は急激に減少している．また，表面における m =0.0 の

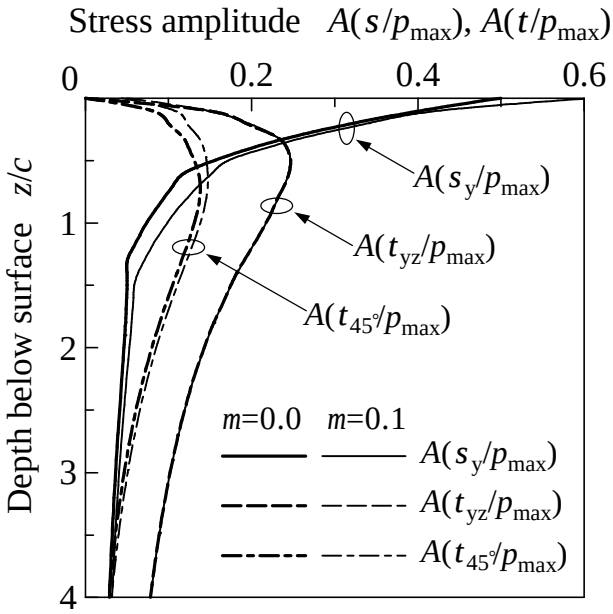
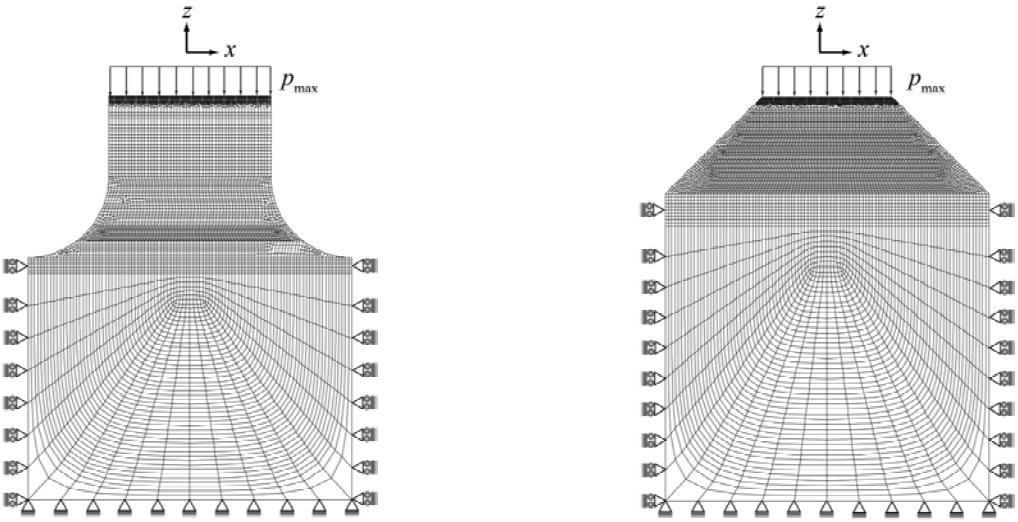


Fig. 6.9 Distributions of $A(s/p_{max})$ and $A(t/p_{max})$

$A(s_y/p_{max})$ に比べ, m =0.1 では引張応力が生じたため, m =0.1 の $A(s_y/p_{max})$ が少し大きい．図 6.7(b)で示したように, t_{yz} の応力振幅 $A(t_{yz}/p_{max})$ は, m =0.0と m =0.1の違いにより平均応力が異なるが，図 6.9 より $A(t_{yz}/p_{max})$ の大きさはほとんど同じであることがわかる．また，図 6.5(b) と図 6.5(c)より応力成分の大きさで比較すると, t_{yz}/p_{max} は $t_{45°}/p_{max}$ より小さいが, 図6.9に示す応力振幅で比較すると, $A(t_{yz}/p_{max})$ は $A(t_{45°}/p_{max})$ より大きいことがわかる．$A(t_{45°}/p_{max})$ では, m =0.0のときより m =0.1 のときの方が少し大きくなっている．

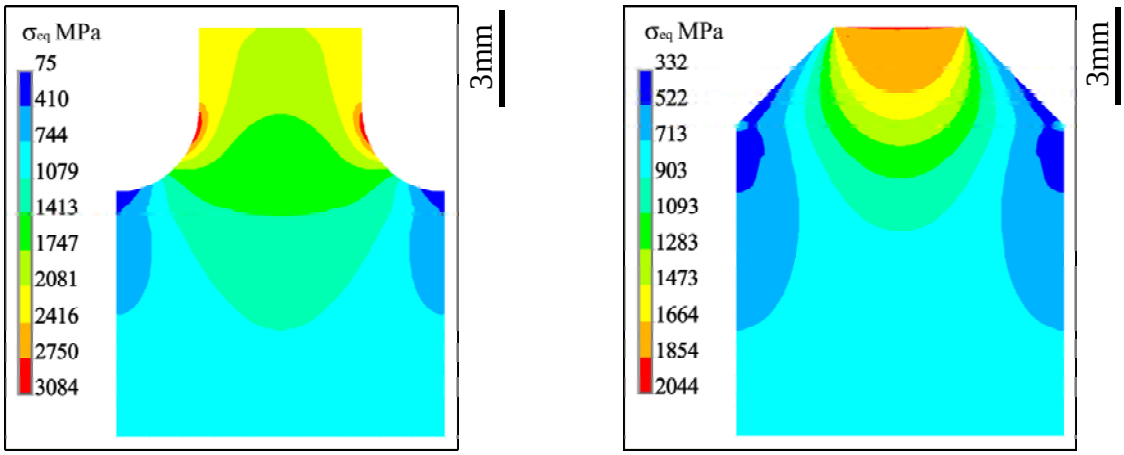
6.2.3 有限要素法による内部応力分布の計算結果

次に，汎用有限要素法プログラム（ANSYS Mechanical Release6.0）を用いて，ローラ軸断面の応力分布を求めた．図 6.10(a) と (b) はそれぞれ，シャープエッジ形状の鋼ローラ S1 と面取り形状の鋼ローラ S2 の軸断面における解析モデルである．ローラ軸方向，円周方向，半径方向をそれぞれ x 軸, y 軸, z 軸とし，図 2.1(b) で示した鋼ローラ S1 および鋼ローラ S2 の断面形状のモデルを作成した．この解析モデルは，等方性材料であり, x - z 平面を解析対象にしている．この解析モデルの物性値には，鋼のヤング率 206GPa ならびにポアソン比 0.3 を用いた．ローラ円周面には，ヘルツの最大接触応力 p_{max} =2000MPa が作用するように, 等分布荷重を加えた．なお, p_{max} =2000MPa のときのヘルツ接触幅 $2c$ =1.06mm を y 軸方向, すなわちローラ円周方向の解析モデルの幅とした．メッシュとして 8 節点アイソパラメトリックを用い，ローラ円周面近傍ではメッシュを細かく分割した．境界条件は，図 6.10(a) と (b) のようにローラボス部の側面を x 軸方向のみの固定，ローラ内径を x 軸方向および z 軸方向の固定として，ローラ円周面からボス部までの側面は自由端とした．

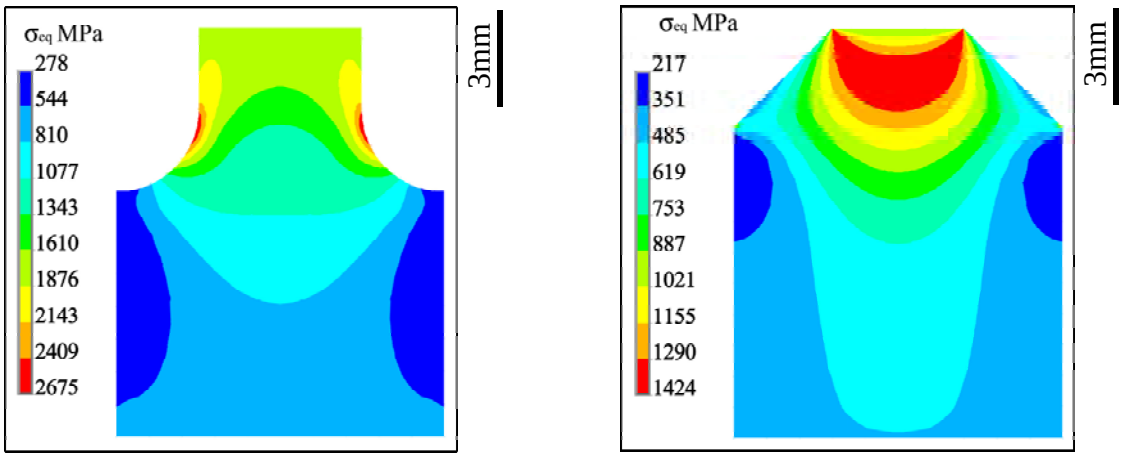


(a) Steel roller S1　　(b) Steel roller S2

Fig. 6.10　FEM analysis model



(a) Plane stress state



(b) Plane strain state

Fig. 6.11　Stress distributions below roller surface

図 6.11(a) と (b) にローラ軸断面の解析結果を示す．塑性加工の解析に用いられる Mises の相当応力でローラ軸断面の応力分布を求めた．ここで，平面応力問題[13]とは，厚さが無視できる薄い平板上の近似的な応力状態である．薄い平板を y - z 平面とすると，x 方向に作用する力は非常に小さくなり，無視することができるので，$s_x = t_{yx} = t_{zx} = 0$ となる．言い換えると，各応力成分 s_y，s_z，t_{yz} は x に無関係であると仮定され，y，z だけの関数になる．この応力状態を平面応力という．また，平面ひずみ問題[13]とは，厚さが十分に厚い構造物における構造物内部の平面の近似的な応力状態である．構造物内部の平面を y - z 平面とすると，どのような力が作用しても，x 方向に変形することは困難であるから，$e_x = g_{yx} = g_{zx} = 0$ となる．すなわち，x には無関係なひずみ成分 e_y，e_z，g_{yz} によって応力分布を決定することができる．この状態を平面ひずみという．比較的厚みの薄い構造物には平面応力を用い，比較的厚みの厚い構造物には平面ひずみを用いる．また，延性材料の解析には Mises の相当応力，脆性材料の解析には引張応力が用いられる．

図 6.11(a) は平面応力状態で求め，図 6.11(b) は平面ひずみ状態で求めたものである．図中の応力分布の中で，赤色で示す部分が特に応力が大きいことを表している．シャープエッジ形状のローラでは，平面応力状態においても平面ひずみ状態においてもローラ円周面から深さ3mm付近のローラ側面で応力が最大値をとっていることがわかる．一方，面取り形状のローラでは，平面応力状態においては，ローラ円周面付近で応力が集中し，平面ひずみ状態においては，ローラ円周面から深さ2mm付近の範囲で応力が大きく，応力の最大値はローラ円周面からの深さ1.5mm付近であった．本論文で用いた面取り形状の鋼ローラ S2 は，第5章で示したように，ローラ円周面からのき裂発生に起因するピッチング損傷であったことから，ローラ円周面付近で応力が集中する平面応力状態がローラ軸断面の応力解析に適していると考えられる．

6.3　硬さとせん断応力によるスポーリング強さの評価

6.3.1　硬さに対するせん断応力の比の算出

一般に鋼歯車ならびに鋼ローラの表面下におけるスポーリングき裂の発生原因として，両振りの直交せん断応力 t_{yz} ならびに片振りの最大せん断応力 $t_{45°}$ の影響が挙げられる[3]．本論文で用いた焼結ローラ P3，P6 および焼結歯車 PG は粉末焼結材製であるが，鋼材と同様に表面下き裂発生に起因するスポーリング損傷が発生したので，両振りの直交せん断応力 t_{yz} および片振りの最大せん断応力 $t_{45°}$ に着目した．また，スポーリング損傷が発生した鋼ローラ S1 についても t_{yz} および $t_{45°}$ に着目した．

図 2.15 ならびに図 2.18 で示したローラおよび歯車の座標系において，J.O.Smith の解析法[9]を用い，ローラ円周面下ならびに歯車歯面下のせん断応力 t を求め，各深さ z におけるせん断応力 t をビッカース硬さ HV で除した値の振幅を $A(t/HV)$ とする[3]．そして，本論文の疲れ試験で発生し

た焼結ローラ P3 と P6，焼結歯車 PG および鋼ローラ S1 のスポーリング損傷深さと振幅 $A(t/HV)$ の関係について考察する．ビッカース硬さ HV とは，対面角が 136° のダイヤモンド四角すい圧子を用い，測定対象面にくぼみを付けたときの測定荷重とくぼみの表面積から求めた硬さであり，次式で与えられる [14]．

$$HV = \frac{F}{S} = \frac{2F\sin\dfrac{\alpha}{2}}{d^2} = 1.854\frac{F}{d^2} \tag{6.44}$$

ここで，F：測定荷重（kgf），　S：くぼみの表面積（mm^2），　d：くぼみの対角線長さの平均（mm），α：ダイヤモンド圧子の対面角（136°）である．したがって，ビッカース硬さ HV を単位として表せば kgf/mm^2 となることから，引張応力 s やせん断応力 t などの応力を工学単位系である kgf/mm^2 で求め，応力をビッカース硬さ HV で除すことにより無次元化することが可能となる．

せん断応力 t をビッカース硬さ HV で無次元化することにより，ショットピーニング条件によって異なるローラや歯車の硬さを一定と考えることができ，硬さ以外の損傷発生因子の影響を明確化することが可能となる．この振幅 $A(t/HV)$ の計算にあたっては，平均応力の影響を無視し，ローラ円周面下ならびに歯車歯面下の初期硬さが材料の降伏強さあるいは疲れ強さに比例すると仮定した．またローラでは，転がり疲れ試験前のローラ円周面下の残留応力分布も振幅 $A(t/HV)$ の算出に考慮した．ここで，残留応力は垂直応力 s_x，s_y ならびに s_z に影響を及ぼすが，J.O.Smith の式 [9] に従うと，式 (6.26) と式 (6.30) で示したように，垂直応力を用いることなく求められる直交せん断応力 t_{yz} は残留応力に影響されない．したがって，振幅 $A(t_{yz}/HV)$ も残留応力に影響されないことになる．これに対し，最大せん断応力 $t_{45°}$ は式 (6.40) でしたように垂直応力を用いるため，残留応力に影響され，これに伴い振幅 $A(t_{45°}/HV)$ も残留応力に影響される．歯車では，歯面下の残留応力を測定していないため，歯車の振幅 $A(t/HV)$ に残留応力を考慮しなかった．さらに，振幅 $A(t/HV)$ の算出には摩擦係数も考慮した．本論文で摩擦係数 m を測定したのは，鋼ローラ S1 および S2 のみであり，図 5.12 と図 5.25 で示したように，これらのローラ対の摩擦係数 m が 0.035 前後であったことから，焼結ローラ P3 と P6，焼結歯車 PG の摩擦係数 m を 0.035 として振幅 $A(t/HV)$ を求めた．鋼ローラ S1 では，測定した摩擦係数 m を用いて振幅 $A(t/HV)$ を求めた．

6.3.2　スポーリング損傷深さの評価

図 6.12，図 6.13 および図 6.14 は，焼結ローラ P3 と P6，焼結歯車 PG の振幅 $A(t/HV)$ の分布と損傷断面写真を示したものである．図中の灰色部分は各焼結ローラおよび焼結歯車のスポーリングき裂伝ぱ深さの範囲を示している．これらの図から振幅 $A(t/HV)$ の分布形状は，どの焼結ローラおよび焼結歯車においても定性的には 2 つの極大値を有する分布形状となっており，すべての焼結ローラおよび焼結歯車において，振幅 $A(t_{yz}/HV)$ の値が振幅 $A(t_{45°}/HV)$ を上回っていることか

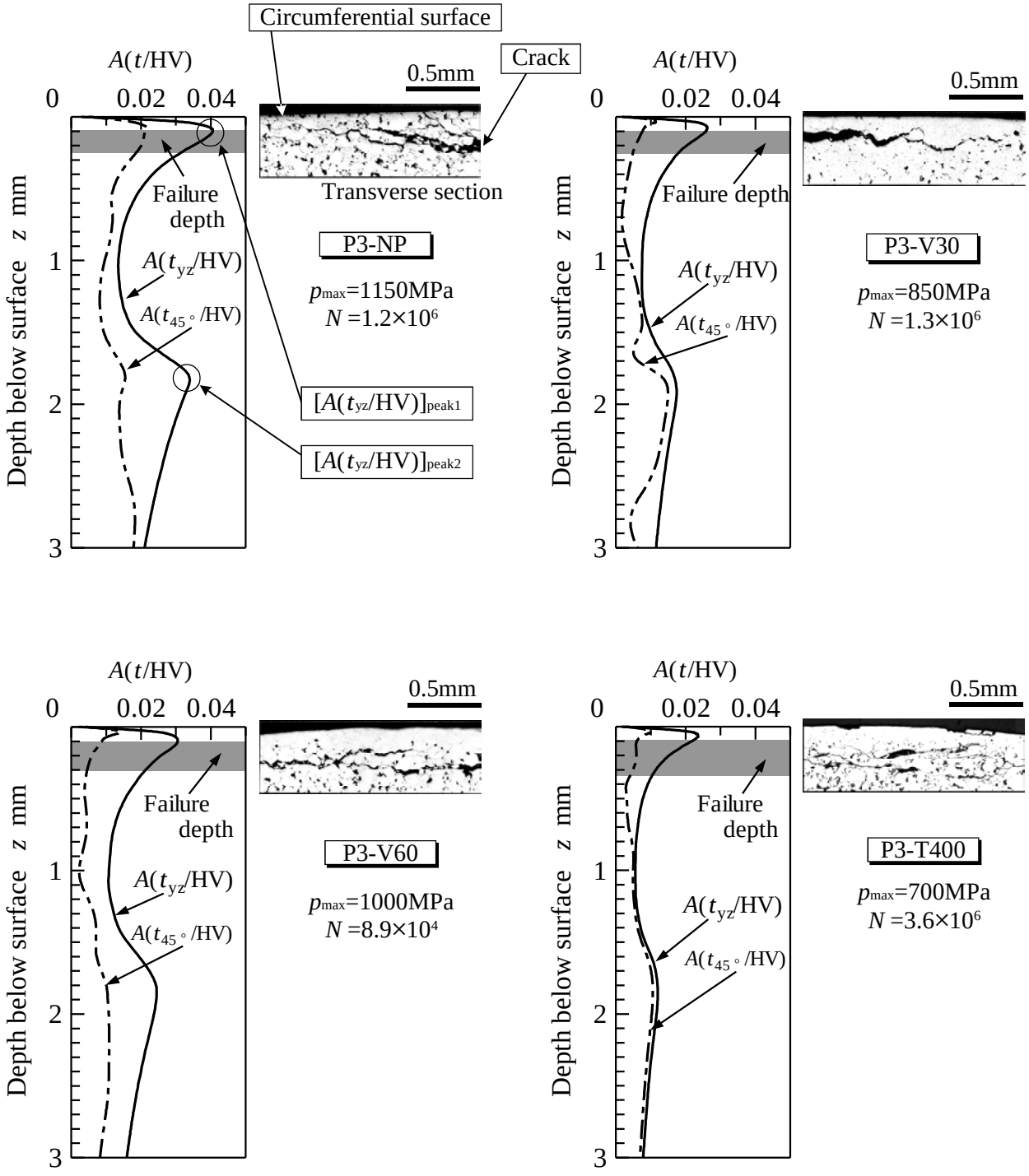


Fig. 6.12 Distributions of $A(t/\mathrm{HV})$

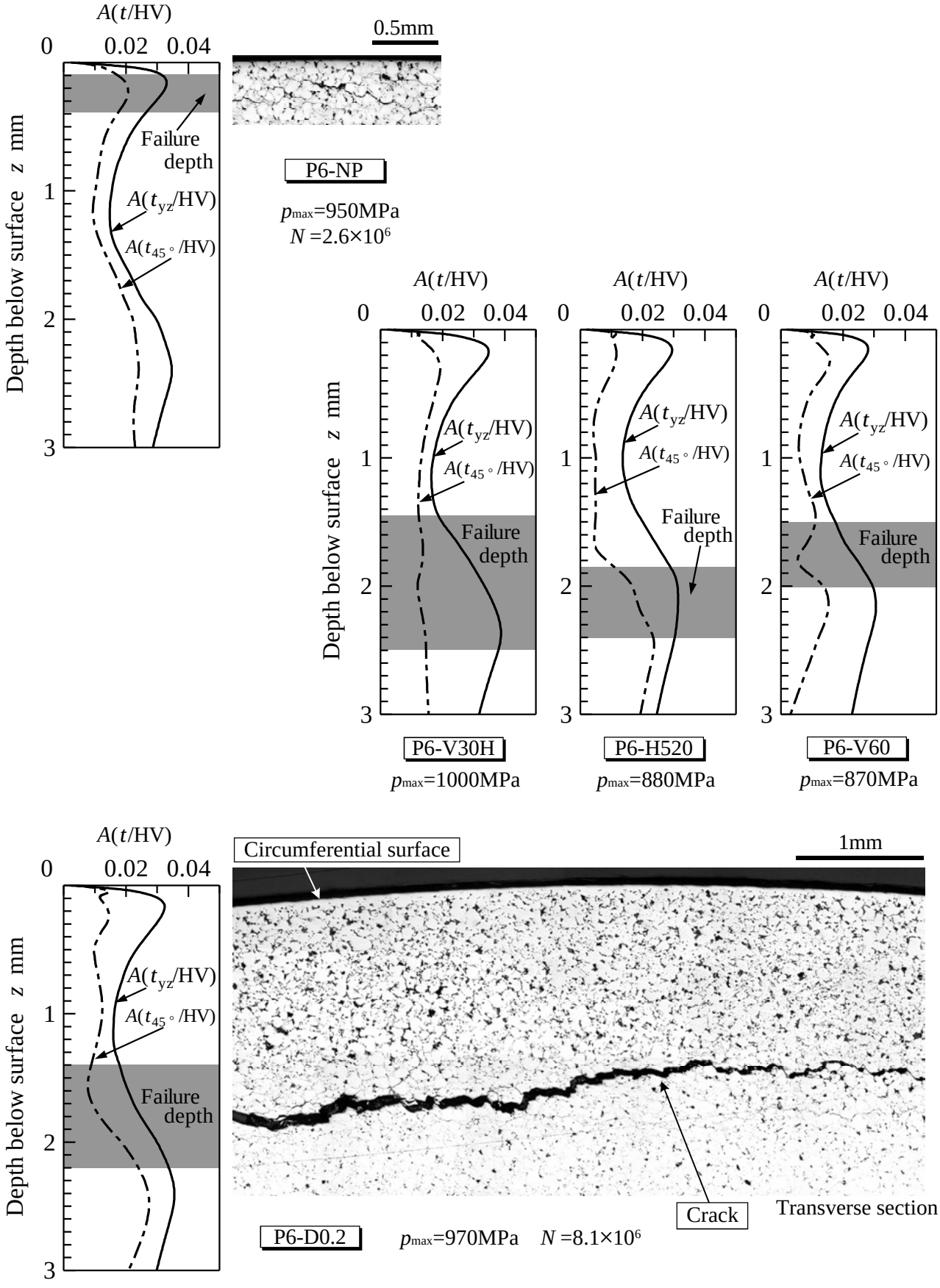


Fig. 6.13 Distributions of $A(t/\mathrm{HV})$

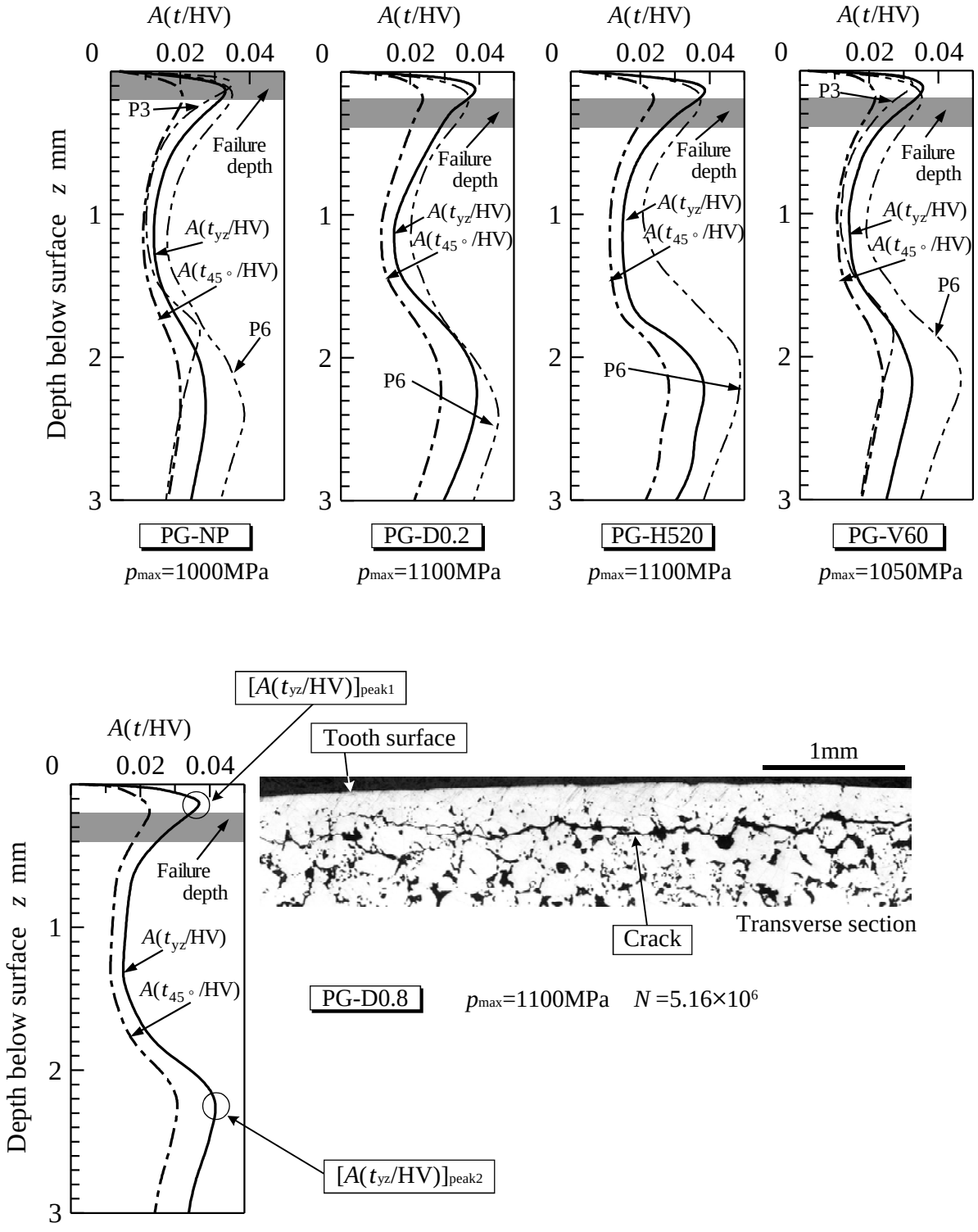


Fig. 6.14 Distributions of $A(t/\mathrm{HV})$

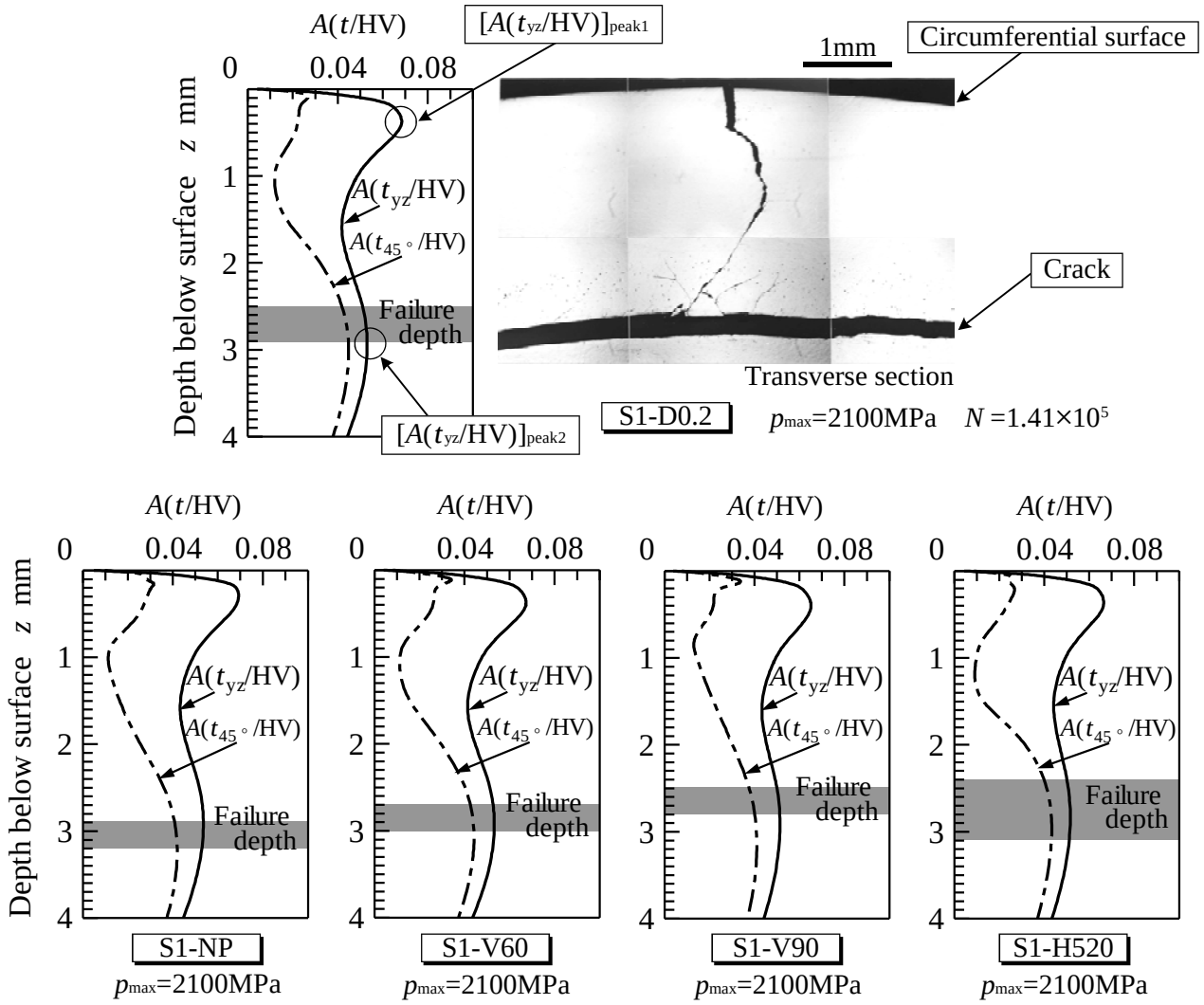
ら，振幅 $A(t_{yz}/HV)$ がスポーリング損傷の発生因子になると考えられる．ここで，図 6.12 の P3-NP に示すように，ローラ円周面付近の硬化層内における振幅 $A(t_{yz}/HV)$ の極大値を $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ とし，硬化層と生地との境界近傍における振幅 $A(t_{yz}/HV)$ の極大値を $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$ とする．

図 6.12 の焼結ローラ P3 では，$[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$ より $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ が大きくなっており，焼結ローラ P3 の損傷深さが振幅最大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ に対する深さとほぼ一致した．また，図 6.13 の焼結ローラ P6 では，$[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ より $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$ がわずかに大きな値を示しており，ほとんどの焼結ローラ P6 がローラ円周面からの深さ 2mm 付近で損傷が発生したことから，焼結ローラ P6 の損傷深さと振幅最大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$ に対する深さが対応する傾向がみられた．図 6.12 と図 6.13 で示した各焼結ローラでは，転がり疲れ試験の負荷が異なるため，振幅 $A(t_{yz}/HV)$ の値を単純に相互比較することはできないが，焼結ローラ P3 および P6 で発生した損傷深さと振幅 $A(t_{yz}/HV)$ が極大となる深さ z とがほぼ対応しており，ローラ円周面下でのスポーリング発生要因が振幅 $A(t_{yz}/HV)$ と関連性を有することは明らかである．

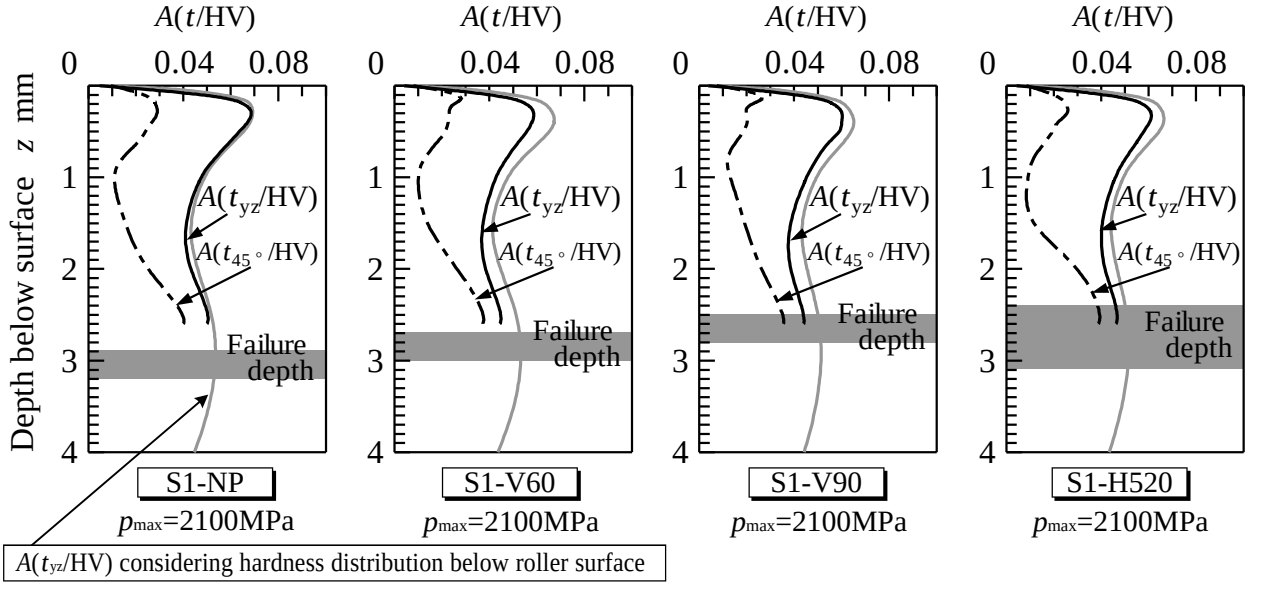
図 6.14 の焼結歯車 PG では，低負荷条件においては歯面近傍における $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ が最大値であり，高負荷条件においては硬化層と生地との境界近傍における $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$ が最大値であった．しかし焼結歯車 PG の運転疲れ試験において，歯の折損を除き，破壊寿命に至った損傷深さは歯面近傍であり，図 6.14 の PG-D0.8 に示すように振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ の深さとほぼ一致しているが，振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$ とは関連性が小さいことがわかる．すなわち，焼結歯車 PG の損傷深さが必ずしも振幅最大値と一致していないといえる．

ここで図 6.14 上図に示す細い一点鎖線および二点鎖線は，焼結歯車 PG と同じ条件でショットピーニングを施した焼結ローラ P3 および P6 について，同じ負荷条件で求めた振幅 $A(t_{yz}/HV)$ である．振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ と $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$ の大小関係から，焼結ローラ P3 ではローラ円周面近傍で損傷が発生し，焼結ローラ P6 では硬化層と生地との境界近傍である深さ 2mm 付近で損傷が発生した．焼結歯車 PG の振幅 $A(t_{yz}/HV)$ の分布形状は，焼結ローラ P3 のそれに近いことから，歯面近傍で損傷が発生しやすくなったといえる．また，歯車のかみあいに伴う曲げ応力は歯面に近いところほど大きい．そして，滑り率など，歯車とローラの試験条件の相違が損傷位置に影響を及ぼしていることも考えられる．したがって，焼結歯車 PG においては，振幅 $A(t_{yz}/HV)$ や曲げ応力，試験条件などの影響によって，ショットピーニングを施した歯車の歯面下近傍でスポーリングき裂が発生しやすくなったと考えられる．

図 6.15(a)は，鋼ローラ S1 の振幅 $A(t/HV)$ の分布と損傷断面写真を示したものである．鋼ローラ S1 では，振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ が $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$ より大きな値を示しているが，鋼ローラ S1 の損傷深さと振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$ における深さ z とがほぼ対応していることがわかる．損傷深さが 2 ～ 3mm 付近であったすべての鋼ローラ S1 で $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2} > 0.64\times[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ であった．すなわち，$[A(t_{yz}/HV)]_{peak2} < [A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ であっても



(a) Considering hardness distribution below roller surface



(b) Considering side face hardness distribution

Fig. 6.15 Distributions of $A(t/\mathrm{HV})$

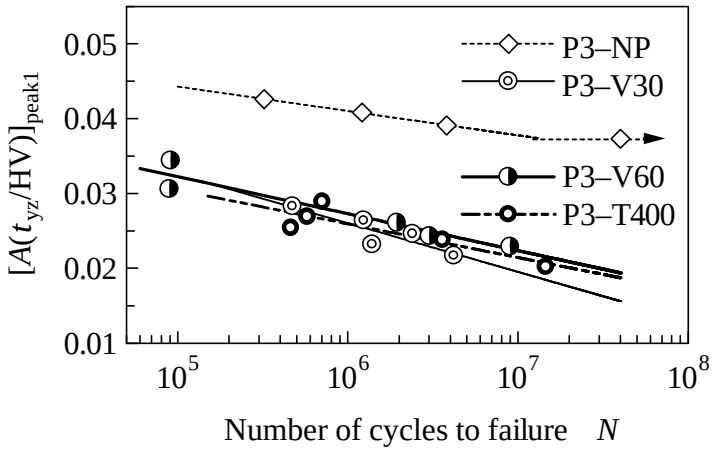


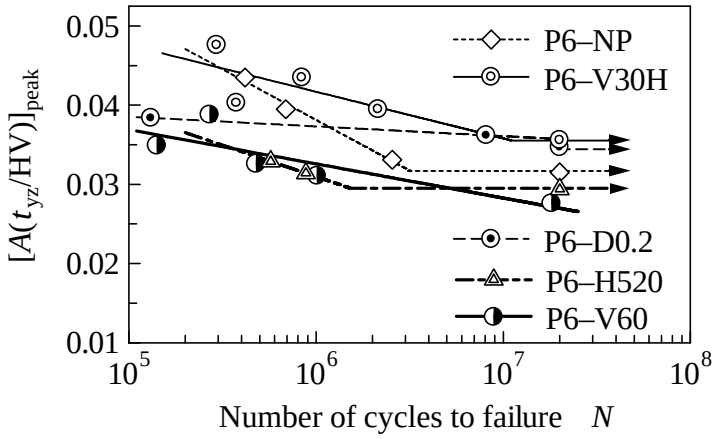
Fig. 6.16 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$-N curves

$[A(t_{yz}/HV)]_{peak2} > 0.60\times[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ であれば，スポーリングき裂は振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$ における深さ付近で発生する(6)という結果と一致していた．なお，負荷条件 p_{max} =1500MPa の S1-NP の場合，$[A(t_{yz}/HV)]_{peak2} = 0.60\times[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ となり，$[A(t_{yz}/HV)]_{peak2} > 0.60\times[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ を満足していなかったことから，ほかのローラと比べ，深さ2～3mm付近でのスポーリングき裂が発生しにくい状況下にあったと考えられる．以上のことから，鋼ローラS1においてもローラ円周面下でのスポーリングき裂発生要因が振幅 $A(t_{yz}/HV)$ と関連性を有することは明らかであり，振幅 $A(t_{yz}/HV)$ が極大となる位置および値を求めることによって，鋼ローラの損傷発生深さなどを推定することが可能である．

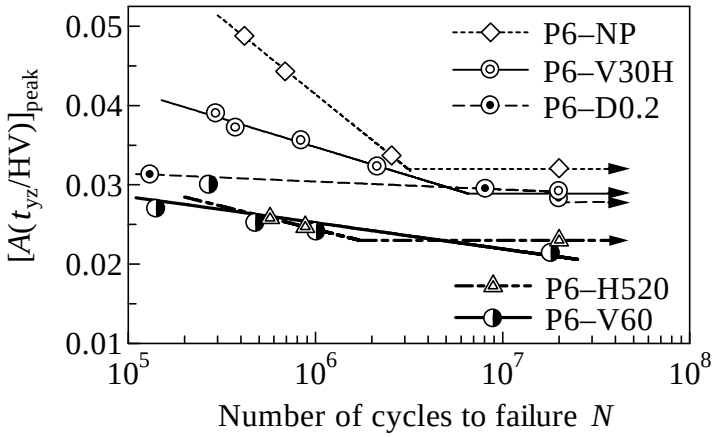
鋼ローラS1では，強いショットピーニングを施したローラほど面圧強さが向上しており，ローラ側面からスポーリングき裂が発生したと考えられることから，ショットピーニングによるローラ側面硬さの増大が，ローラの面圧強さ向上に影響を及ぼしたと判断できる．そこでローラ側面硬さを用いて振幅 $A(t/HV)$ を求め，振幅 $A(t/HV)$ の分布を表したものが図6.15(b)である．この図中に灰色で示した曲線は，図6.15(a)に示す鋼ローラS1の振幅 $A(t_{yz}/HV)$ の分布である．z =2.5mmまでのローラ側面硬さ分布を用いて求めたため，振幅 $A(t/HV)$ の分布も z =2.5mm までとなっている．z =2.0mmより深い位置で振幅 $A(t_{yz}/HV)$ の値の増加部分に対する深さと損傷深さとがほぼ一致することがわかる．

6.3.3 スポーリング強さの評価

図6.16は，図4.1(a)で示した焼結ローラP3の p_{max} - N 曲線において，縦軸のヘルツ最大接触応力 p_{max} を振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ に置き換えたものである．図6.16の縦軸 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak}$ にはスポーリング損傷発生深さ付近の振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ を用いた．すなわち，焼結ローラP3はローラ円周面付近で損傷が発生したので，$[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ の値をプロットした．損傷深さ付



(a) Considering hardness distribution below roller surface



(b) Considering side face hardness distribution

Fig. 6.17 $[A(t_{yz}/\mathrm{HV})]_{\mathrm{peak}}$-$N$ curves

近の振幅極大値$[A(t_{yz}/HV)]_{\mathrm{peak}}$は，スポーリング損傷が引き起こされた際のせん断応力の基準値，つまりスポーリング強さを表しており，この値が大きいほど，スポーリング損傷が発生しにくく，ローラのスポーリング強さが強いといえる．

図6.16の$[A(t_{yz}/HV)]_{\mathrm{peak}}$-$N$ 曲線は，図4.1(a)で示す焼結ローラP3の $p_{\max}$ - N 曲線と同じ傾向を示している．ここで，振幅$A(t_{yz}/HV)$には，表面粗さに基づく接線力，さらには滑り・転がり接触負荷の移動に伴うローラ円周面下せん断応力波形における平均応力の疲れに及ぼす影響が考慮されていない．そして，硬さでせん断応力を無次元化したことにより，ショットピーニングを施していないローラP3-NPの$[A(t_{yz}/HV)]_{\mathrm{peak}}$-$N$ 曲線とショットピーニングを施した焼結ローラの$[A(t_{yz}/HV)]_{\mathrm{peak}}$-$N$ 曲線の差が，硬さ以外の損傷発生因子であるローラの表面粗さや残留応力，気孔形状などの影響を表している．この図において，面圧強さが低下した焼結ローラP3は，気孔形状の変形による表面粗さの増大が大いに影響したと考えられる．

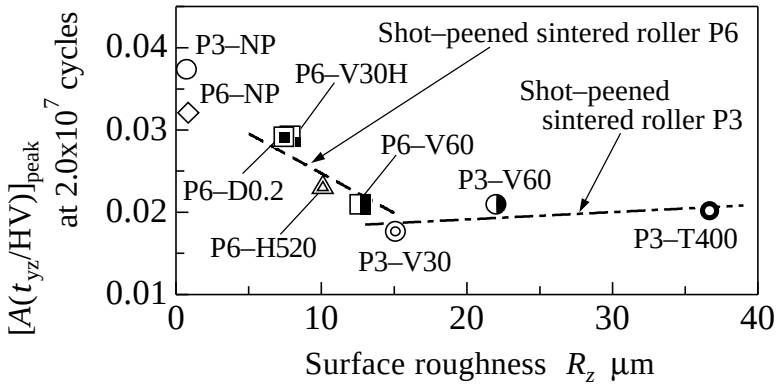


Fig. 6.18　Relationship between peak amplitude and surface roughness

図6.17(a)は，図4.1(b)に示した焼結ローラP6の p_{max} - N 曲線のヘルツ最大接触応力 p_{max} を振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak}$ に置き換えたものである．図6.17(a)の縦軸 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak}$ にはスポーリング損傷発生深さ付近の振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ あるいは $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$ を用いた．すなわち，ローラ円周面付近で損傷が発生したP6-NPならびにP6-V30Hの一部のローラでは，$[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ の値をプロットし，深さ2mm付近で損傷が発生した焼結ローラP6では $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$ の値をプロットした．しかし，一般にショットピーニングが被加工材に影響を及ぼす深さは1mm以内であり，深さ2mm付近における振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$ にはショットピーニングの影響がほとんどないことから，図6.17(a)の $[A(t_{yz}/HV)]_{peak}$- N 曲線と焼結ローラP6の p_{max} - N 曲線には違いがみられない．そこで，ローラ側面硬さにはショットピーニングによる違いがみられることから，ローラ側面の硬さ分布を用いて求めた $[A(t_{yz}/HV)]_{peak}$ を縦軸として表したものが，図6.17(b)である．図6.17(b)より，面圧強さが向上したP6-V30HおよびP6-D0.2がP6-NPより下に位置していることから，P6-V30HおよびP6-D0.2はローラ側面付近の硬さの増大によって，面圧強さが向上したと考えられる．また，表面粗さの大きいP6-H520ならびにP6-V60が最も下に位置していることから，ショットピーニングによる表面粗さの増大や気孔形状の影響により，面圧強さが低下したと考えられる．

図6.18は，破壊寿命 N =2.0×10^7 に対するヘルツ応力での焼結ローラP3およびP6の振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak}$ と表面粗さ R_z の関係を表したものである．焼結ローラP6では，表面粗さ R_z が小さくなるほど，N =2.0×10^7 の疲れ寿命に対する面圧強さでのヘルツ応力下の振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak}$ が増加する比例関係になっている．先述したように振幅極大値 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak}$ には硬さ以外の影響が現れていることから，特に表面粗さ R_z の影響が現れていると判断できる．ショットピーニングを施した焼結ローラP3において表面粗さ R_z の影響が現れていないのは，表面粗さ R_z が大きすぎたため，ショットピーニングを施した焼結ローラP3の面圧強さに差が現れなかったと考えられる．

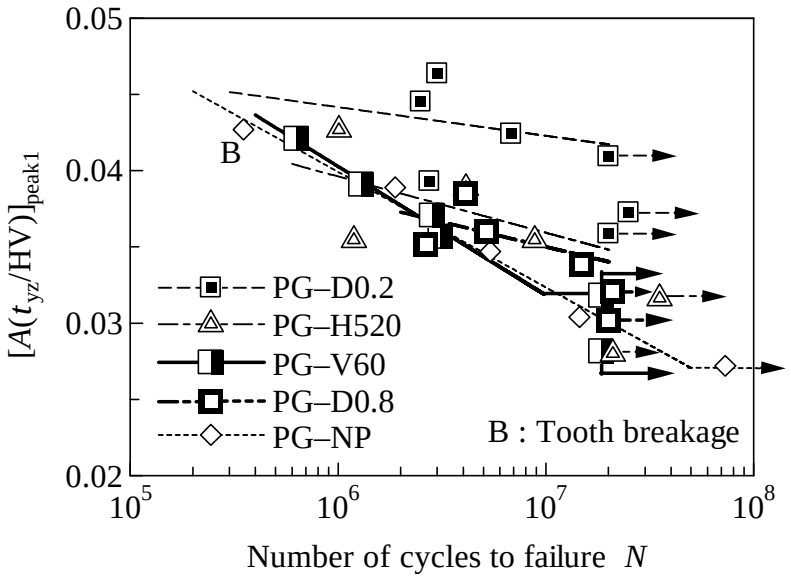


Fig. 6.19 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$-N curves

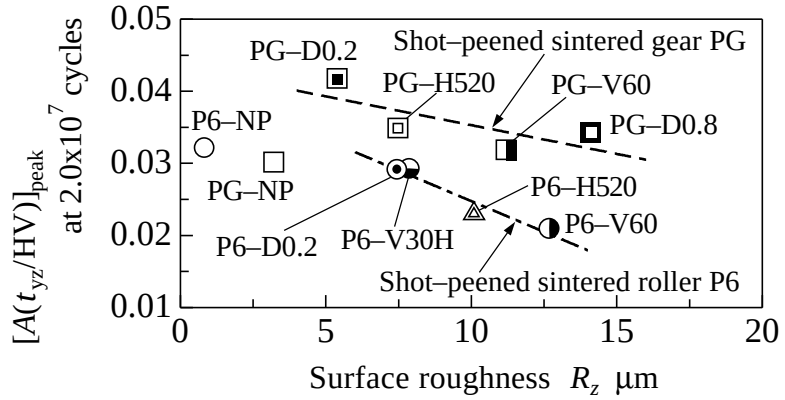


Fig. 6.20 Relationship between peak amplitude and surface roughness

図6.19**は，図**4.17**で示した焼結歯車**PG**の** p_{max} - N **曲線で縦軸のヘルツの最大接触応力** p_{max} **を振幅極大値** $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ **に置き換えたものである．焼結歯車**PG**の運転疲れ試験では，損傷したほとんどの焼結歯車**PG**が歯面下近傍における損傷であったことから，浸炭硬化層内の振幅極大値** $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ **を用いた．ちなみに，歯が折損した歯車や繰返し数** $N_2=2.0\times10^7$ **まで致命的な損傷が発生しなかった歯車についても** $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ **の値をプロットした．一般にショットピーニングが被加工材に影響を及ぼす深さは**1mm**以内であるから，特に歯面下近傍の振幅極大値** $[A(t_{yz}/HV)]_{peak1}$ **は，ショットピーニングの影響が現れているといえる．**

図6.19**と図**4.17**を比較すると，**PG-D0.2**以外のプロット点のばらつきが小さくなっているが，**PG-D0.2**以外のプロット点と**PG-D0.2**のプロット点の差は変わらないことがわかる．このプロット点の差が硬さ以外の影響を表すものである．すなわち，ショットピーニングによる**PG-D0.2**の圧縮残留**

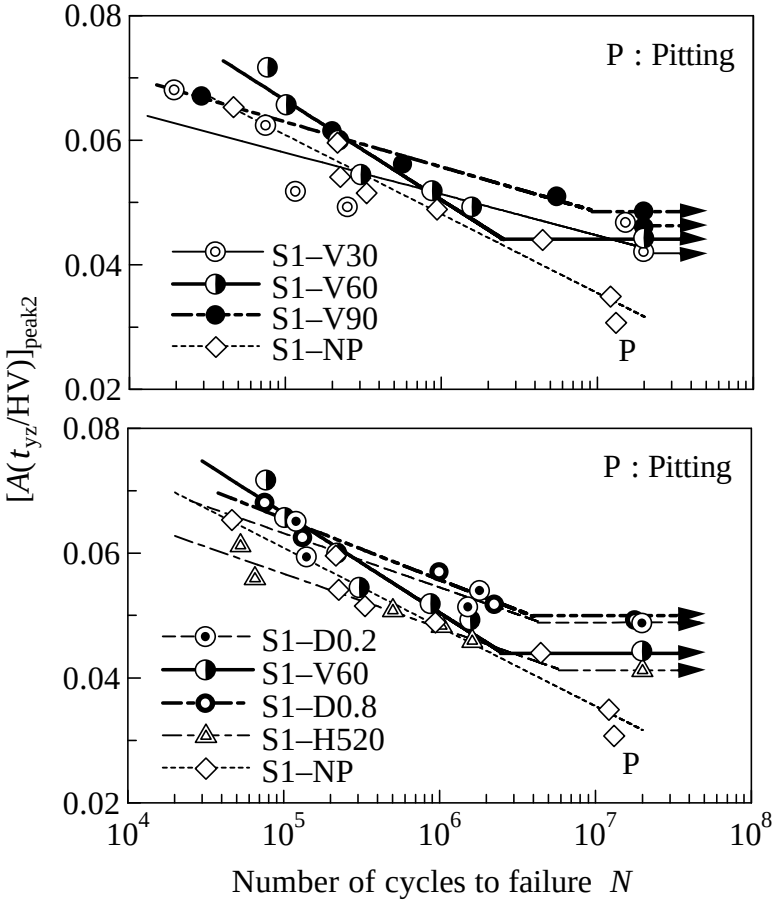


Fig. 6.21 $[A(t_{yz}/\mathrm{HV})]_{peak2}$-$N$ curves considering hardness distribution below roller surface

応力の増大とともに，ほかのショットピーニングを施した焼結歯車PGに比べ，気孔形状の変形が少なく，表面粗さの増大が小さかったことから，PG-D0.2の疲れ寿命や面圧強さが向上したと考えられる．以上のことから，プラズマ浸炭硬化焼結歯車の面圧強さを向上させるためには，表面粗さや気孔にあまり影響を及ぼさないような弱いショットピーニングが適しているといえる．

図6.20は，破壊寿命 N =2.0×10^{7}に対するヘルツ応力での焼結ローラP6および焼結歯車PGの振幅極大値$[A(t_{yz}/HV)]_{peak}$と表面粗さ R_z の関係を表したものである．ショットピーニングを施した焼結歯車PGにおいても，表面粗さ R_z が大きいほど面圧強さが低下する傾向が現れているといえる．しかし，焼結ローラP6の場合ほどその傾向が顕著ではないことから，焼結歯車PGの面圧強さに及ぼす表面粗さの影響は，焼結ローラP6より小さいといえる．ここで，焼結ローラP6は浸炭硬化層と生地との境界近傍で損傷が発生し，焼結歯車PGは浸炭硬化層内で損傷が発生した．したがって，焼結ローラP6と焼結歯車PGの振幅値の差は，焼結ローラP6と焼結歯車PGの損傷位置や相対曲率半径，試験条件の違いなどが考えられる．

図6.21は，鋼ローラS1の振幅極大値$[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$と疲れ寿命 N の関係を示したものである．縦軸の$[A(t_{yz}/HV)]_{peak}$として，スポーリングき裂の発生深さ付近の振幅極大値$[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$

を用いた．また，繰返し数 N =2.0×10^7 まで致命的な損傷が発生しなかったローラやピッチング損傷が発生した p_{max} =1500MPaのS1-NPについても，振幅極大値[$A(t_{yz}/HV)$]$_{peak2}$の値をプロットした．一般的にショットピーニングが被加工材に影響を及ぼす深さは1mm以内であることに対し，振幅極大値 [$A(t_{yz}/HV)$]$_{peak2}$ における深さは 2 ～ 3mm である．よって，図 2.10(a) に示したように深さ 2 ～ 3 m m における鋼ローラ S 1 の硬さの差がほとんどなかったことから，図 6 . 2 1 に示す [$A(t_{yz}/HV)$]$_{peak2}$- N 曲線は図 5.1 の p_{max} - N 曲線と同じ傾向であった．すなわち，振幅極大値 [$A(t_{yz}/HV)$]$_{peak2}$ に対するショットピーニングの影響はあまりみられなかった．そこで，図6.15(b) で示したように，鋼ローラS1では，ショットピーニングによるローラ側面硬さの増大が，ローラの面圧強さ向上に影響を及ぼしたと考えられる．したがって，ローラ側面硬さを考慮した z =2.5mmに対する振幅 $A(t_{yz}/HV)$ を振幅極大値[$A(t_{yz}/HV)$]$_{peak2}$とし，改めて[$A(t_{yz}/HV)$]$_{peak2}$- N 曲線を検討することにより，ショットピーニングによる影響が現れると考えた．

図6.22に鋼ローラS1の側面硬さ分布を用いて求めた振幅極大値[$A(t_{yz}/HV)$]$_{peak2}$を疲れ寿命 N に対してプロットしたものを示す．図5.1に示す鋼ローラ S1 の p_{max} - N 曲線と比較して，図6.22ではS1-NP とショットピーニングを施した鋼ローラ S1 の差が小さくなっていることがわかる．特に強いショットピーニングを施したS1-V90 およびS1-D0.8 と S1-NP の差が小さくなっているので，ローラ側面付近の硬さの増大がローラの面圧強さ向上に影響したといえる．図6.22だけでみると，S1-V30やS1-D0.2などの弱いショットピーニングを施したローラの疲れ寿命が長くなっていることから，大まかではあるが表面粗さの影響が現れていると判断できる．すなわち，表面粗さに起因する接線力による平均応力がローラの疲れに影響を及ぼしたと考えられる．本論文で表面粗さが最も小さいS1-NPが図6.22においても低い位置にある理由として，ローラ側面付近のピーニング効果がなかったことが挙げられる．以上のことから，ショットピーニングによるローラ側面付近の硬さや圧縮残留応力増大などのピーニング効果がスポーリングき裂の発生を抑制させ，鋼ローラS1の面圧強さ向上につながったと結論づけられる．

図 6.23 は，破壊寿命 N =1.0×10^7 に対する面圧強さ p_{max} で計算した鋼ローラ S1 の振幅極大値 [$A(t_{yz}/HV)$]$_{peak}$ と表面粗さ R_z の関係を表したものである．図より，表面粗さ R_z が小さいほど，振幅極大値[$A(t_{yz}/HV)$]$_{peak}$が大きくなる傾向が少しみられることから，表面粗さ R_z の影響が少し現れていることがわかる．しかし鋼ローラS1では，強いショットピーニングを施すほど面圧強さが向上する結果となった．したがって，鋼ローラS1の面圧強さに及ぼす影響は，ショットピーニングによる表面粗さ増大よりローラ側面硬さ増大の方が大きかったといえる．

図6.24は，破壊寿命 N =2.0×10^7 に対する面圧強さ p_{max} で計算した振幅極大値[$A(t_{yz}/HV)$]$_{peak}$での振幅 $A(t_{yz})$ とその深さにおけるビッカース硬さ HV の関係を表したものである．藤田・吉田らは，浸炭硬化，高周波焼入れ，窒化などの表面硬化された鋼ローラおよび鋼歯車の結果より，振幅 $A(t_{yz})$ とビッカース硬さ HV の間には，

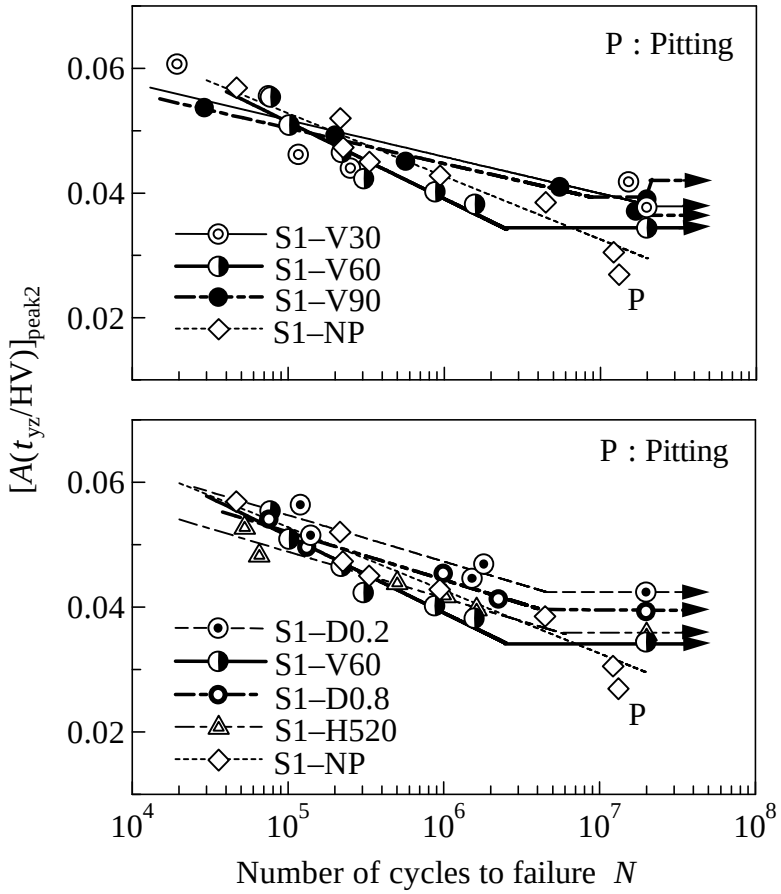


Fig. 6.22 $[A(t_{yz}/HV)]_{peak2}$-N curves considering side face hardness distribution

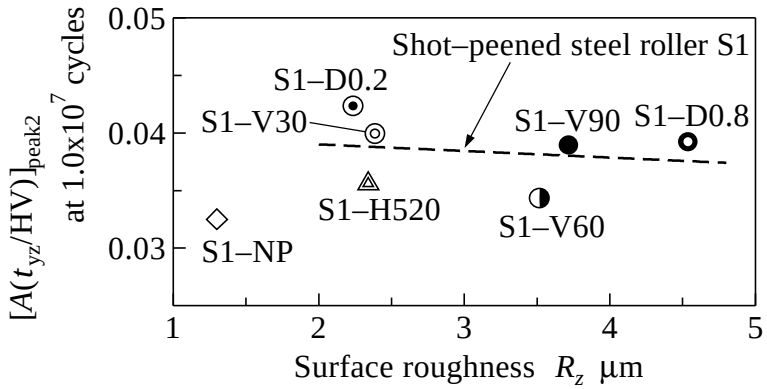


Fig. 6.23 Relationship between peak amplitude and surface roughness

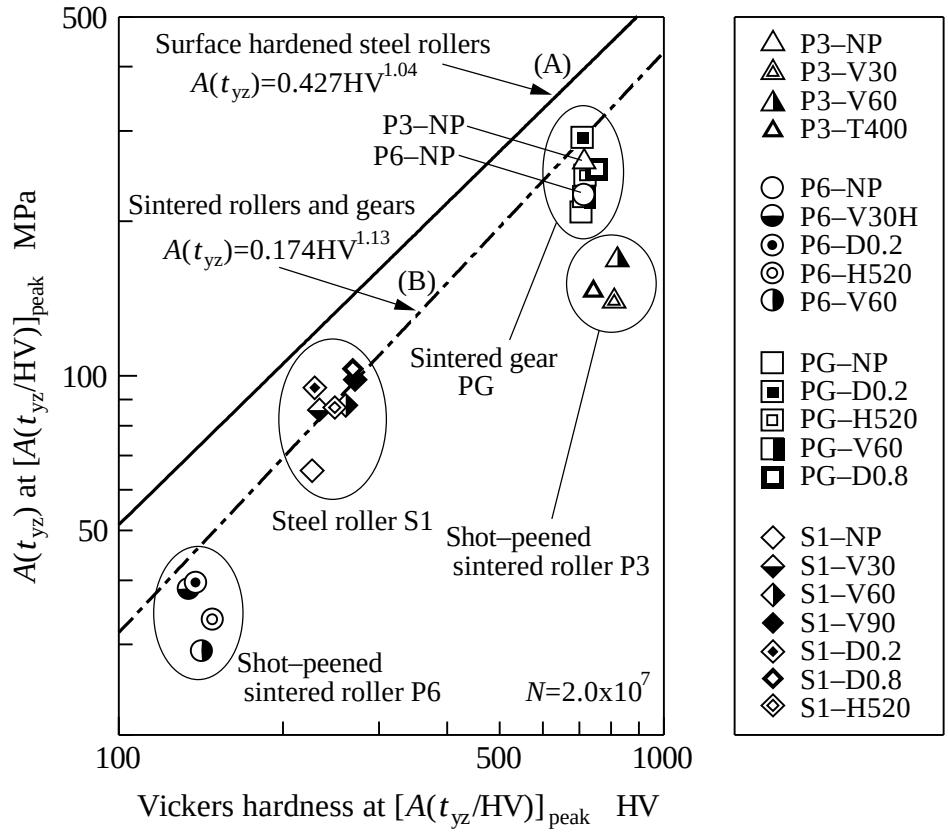


Fig. 6.24 Relationship between amplitude $A(t_{yz})$ and hardness

$$A(t_{yz}) = 0.427HV^{1.04} \tag{6.45}$$

という関係があることを示した[15]．さらに，吉田・大上らは，イオン窒化ならびに高周波焼入れされた焼結ローラおよび焼結歯車の場合には，

$$A(t_{yz}) = 0.174HV^{1.13} \tag{6.46}$$

という関係があることを示した[16]．図 6.24 では，同じ硬さに対する材料の強さを評価することができ，図中の式(6.45)の直線(A)と式(6.46)の直線(B)の差は，気孔の有無による強さの違いを表している．

図中に示すプロット点は，本論文で得られた焼結ローラ P3 および P6，焼結歯車 PG，鋼ローラ S1 の結果である．焼結ローラ P3 および P6，焼結歯車 PG は，破壊寿命 N =2.0×10^7 に対して求めたので，鋼ローラ S1 も破壊寿命 N =2.0×10^7 に対して求めた．まず，焼結ローラ P3 および P6，焼結歯車 PG に着目すると，面圧強さが向上した P6-V30H，P6-D0.2，PG-D0.2 のプロット点は，直線(B)の近くに位置していることがわかる．これに対し，面圧強さが低下した焼結ローラや焼結歯車のプロット点は，直線(B)から離れており，特に最も面圧強さが低下した焼結ローラ P3 は，直線(B)から最

も離れていることが確認できる．したがって，本論文で得られたプロット点と直線 (B) の差は，ショットピーニングにより増大した表面粗さの悪影響を表しているといえる．次に，鋼ローラ S1 に着目すると，鋼ローラ S1 のプロット点は，鋼材の関係を表す直線 (A) より下方に位置し，焼結材の関係を表す直線 (B) 上にある．式 (6.45) や式 (6.46) の関係式は，ローラ内部の硬さ分布を用いて求められたのに対し，鋼ローラ S1 のプロット点は，ローラ側面の硬さを用いて求められたものであるから，直線 (A) と鋼ローラ S1 のプロット点が離れていると考えられる．鋼ローラ S1 のプロット点の中で，面圧強さが向上したローラのプロット点ほど，直線 (A) に近づく傾向がみられるので，鋼ローラ S1 の面圧強さの傾向が現れているといえる．

本論文のショットピーニングは，ローラ円周面だけでなく，ローラ側面にも施されたために，ローラ側面付近の硬さや圧縮残留応力が増大し，強いショットピーニングを施したシャープエッジ形状の鋼ローラほど，面圧強さが向上する結果となった．一般に強いショットピーニングは表面粗さの増大による悪影響が懸念されるが，歯側面からのスポーリングき裂発生の抑制，すなわち歯車のスポーリング強さ向上に有効であったといえる．

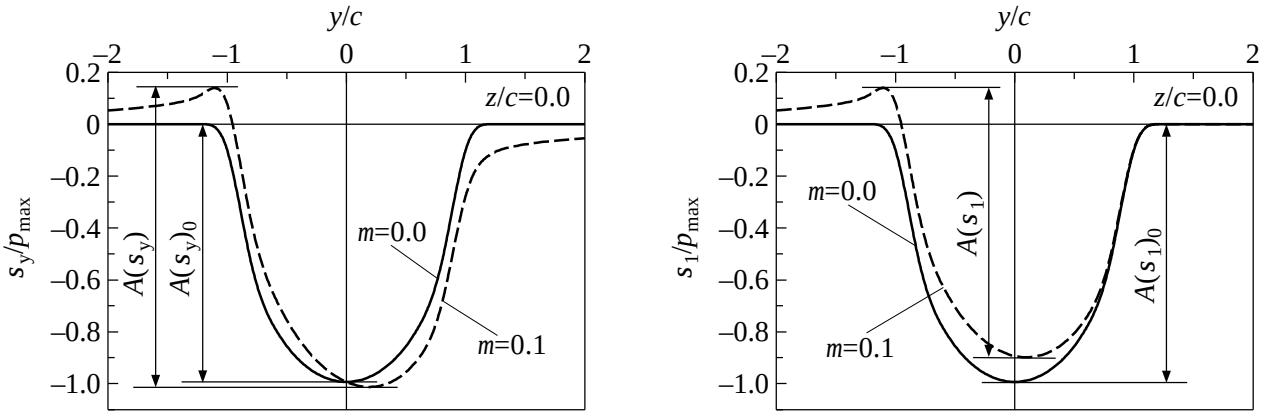
6.4　硬さと垂直応力によるピッチング強さの評価

6.4.1　硬さに対する垂直応力の比の算出

ピッチング損傷は，表面き裂発生に起因する損傷形態であることから，巨視的に考えて，ローラ円周面または歯車歯面でその値および振幅が最大となるローラ円周方向または歯形方向の垂直応力 s_y ならびに最大主応力 s_1 に着目する．これらを求めるにあたり，鋼ローラ S2 および鋼歯車 SG の接触表面における座標系については，図 2.15 ならびに図 2.18 と同様に定義した．それらの座標系において巨視的なヘルツの弾性論に基づく J.O.Smith の解析法 [9] を用い，ローラ円周面上の垂直応力 s_y と最大主応力 s_1 を求めた．なお，転がり疲れ試験において鋼ローラ S2 が致命的な損傷に至る直前に得られた摩擦係数を用いることで，試験ローラ対の接線力を考慮した．鋼歯車 SG では摩擦係数を測定していないため，鋼ローラ S2 の結果より，すべての鋼歯車 SG の歯面摩擦係数 m を 0.035 とした．

表面（z =0.0）におけるローラ円周方向または歯形方向の垂直応力 s_y は，原点で圧縮応力が最大となる分布形状となる．図 6.25(a) に示すように接線力を有する場合，垂直応力 s_y は正と負の両方の領域で分布する両振りとなり，接線力がある場合とない場合の垂直応力 s_y の振幅をそれぞれ $A(s_y)$ ならびに $A(s_y)_0$ とすると，$A(s_y)$ は $A(s_y)_0$ より大きくなる．さらに，振幅 $A(s_y)$ はローラ表面および歯車歯面で最大となるので，ローラ円周面および歯車歯面における振幅 $A(s_y)$ を振幅最大値 $[A(s_y)]_{max}$ に置き換えることができる．

一方，表面における最大主応力 s_1 も垂直応力 s_y と同様の分布形状であり，図 6.25(b) に示すよう



(a) s_y/p_{max} (b) s_1/p_{max}

Fig. 6.25 Stress distributions under semi-infinite plate

に接線力がある場合とない場合の最大主応力 s_1 の振幅をそれぞれ $A(s_1)$ ならびに $A(s_1)_0$ とすると，$A(s_1)$ は $A(s_1)_0$ より大きくなる．さらに，垂直応力 s_y と同様に最大主応力 s_1 もローラ円周面または歯車歯面において振幅最大値 $[A(s_1)]_{max}$ となるが，振幅最大値 $[A(s_1)]_{max}$ は垂直応力 s_y の振幅最大値 $[A(s_y)]_{max}$ より小さい．また，表面上の最大主応力 s_1 の方向は，ヘルツの接触応力下を通過することにより回転する(9)．したがって，ピッチング損傷は，方向が変化する最大主応力 s_1 の振幅最大値 $[A(s_1)]_{max}$ よりも常にローラ円周方向または歯形方向に作用する垂直応力 s_y の振幅最大値 $[A(s_y)]_{max}$ に依存すると考えられる．

そこで以後の考察では，鋼ローラ S2 および鋼歯車 SG の初期硬さで除した振幅最大値 $[A(s_y/\sqrt{3}HV)]_{max}$ を用いることにする(17)．振幅最大値 $[A(s_y)]_{max}$ を求めるにあたり，平均応力の影響を無視し，材料の降伏強さあるいは疲れ強さが初期硬さに比例すると仮定した．なお，前節のせん断応力による振幅 $A(t_{yz}/HV)$ と対応させるため，せん断ひずみエネルギ説が成り立つと考え，$s=\sqrt{3}t$ として，振幅 $A(s_y/\sqrt{3}HV)$ を用いた．これらの振幅が大きいほど，ローラおよび歯車の疲れ寿命は短くなると考えられる．また，垂直応力 s_y を求める際に，図2.19(b)ならびに表2.8に示す鋼ローラ S2 および鋼歯車 SG の残留応力を考慮した．

6.4.2 ピッチング強さの評価

図 6.26 は，図 5.15 の p_{max} - N 曲線を鋼ローラ S2 の表面に生じる振幅最大値 $[A(s_y/\sqrt{3}HV)]_{max}$ と破壊寿命 N との関係に置き換えたものである．図 6.26 では硬さで無次元化した振幅最大値 $[A(s_y/\sqrt{3}HV)]_{max}$ を用いているので，プロット点の近似曲線の差は，硬さ以外の表面粗さによる接線力，残留応力，平均応力などの影響が現れていると考えられる．図6.26より，ショットピーニングを施していない S2-NP のプロット点が最も上に位置し，強いショットピーニングを施した鋼

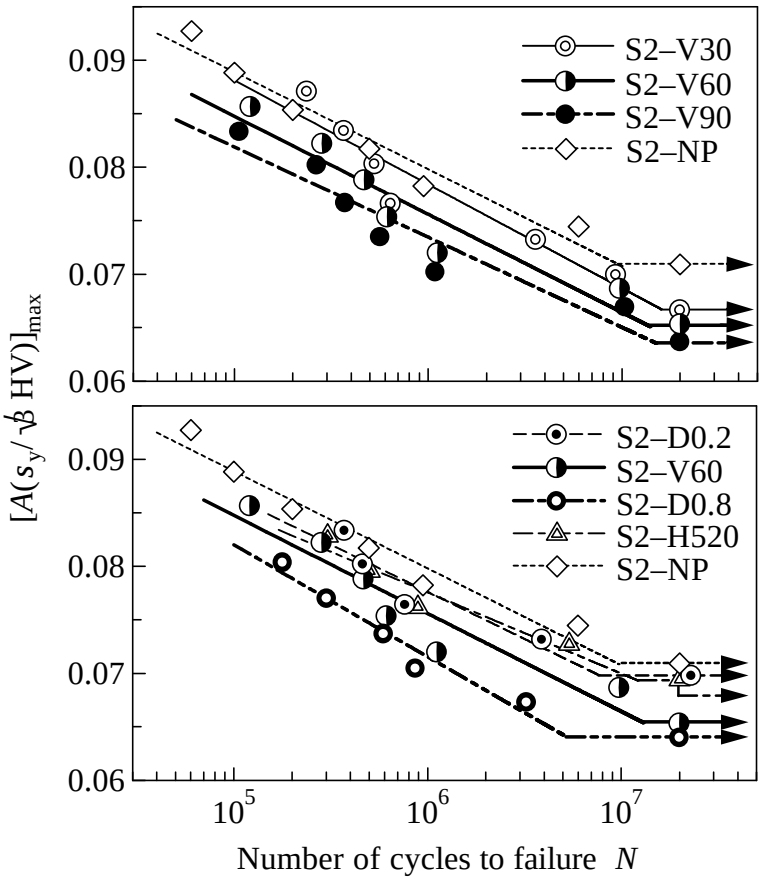


Fig. 6.26 $[A(s_y/\sqrt{3}\,\mathrm{HV})]_{max}$-$N$ curves

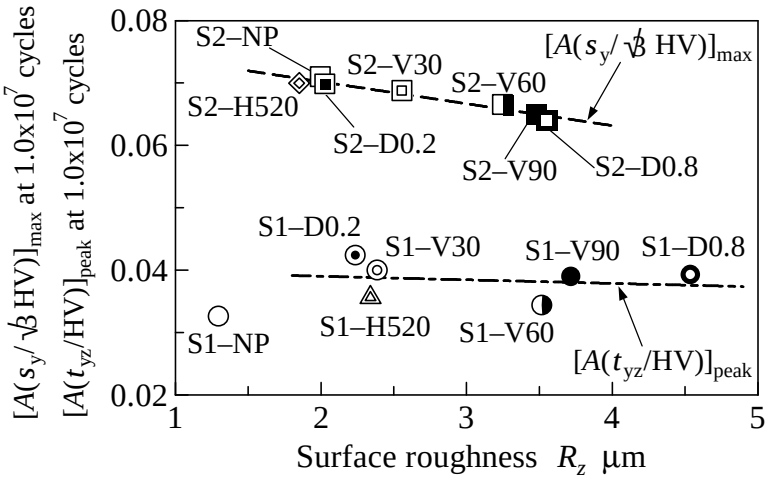


Fig. 6.27 Relationship between maximum or peak amplitude and surface roughness

ローラ S2 のプロット点ほど下に位置していることが確認できる．このことから，鋼ローラ S2 の近似曲線の差には，特に表面粗さの影響が現れており，硬さが同じであれば，表面粗さが大きくなるほど，ローラのピッチング寿命やピッチング強さは低下することを示している．また，図 5.15 ではショットピーニングを施したほとんどの鋼ローラ S2 のプロット点が S2-NP のプロット点より上に位置していることから，本論文で用いた鋼ローラ S2 は，ショットピーニングによる硬さの増大によって，ローラのピッチング寿命が向上したことがわかる．

図 6.27 は，破壊寿命 N =1.0×10^7 に対する面圧強さ $p_{\max}$ で計算した鋼ローラ S2 の振幅最大値 $[A(s_y/\sqrt{3}HV)]_{\max}$ と表面粗さ R_z の関係を示したものである．鋼ローラ S1 のプロット点も合わせて示す．図 5.16 と比較して，図 6.27 ではすべての鋼ローラ S2 のプロット点が一直線上に並び，表面粗さ R_z が小さくなるほど，振幅最大値 $[A(s_y/\sqrt{3}HV)]_{\max}$ が増加する比例関係になっている．すなわち，硬さで無次元化することによって鋼ローラ S2 のピッチング強さに及ぼす表面粗さ R_z の影響が顕著に現れており，スポーリング強さよりピッチング強さに及ぼす表面粗さ R_z の影響が大きいと判断できる．

以上の結果，振幅最大値 $[A(s_y/\sqrt{3}HV)]_{\max}$ を用いることにより，ショットピーニングを施した浸炭硬化鋼ローラのピッチング強さには表面粗さが影響していることを示した．本論文では，浸炭硬化鋼ローラにショットピーニングを施すことによって，ローラのピッチング寿命を向上させることができたが，特に浸炭硬化鋼ローラのピッチング強さを向上させるためには，ローラの表面粗さをあまり増大させないようなショットピーニングが適していると考えられる．

図 6.28 に振幅最大値 $[A(s_y/\sqrt{3}HV)]_{\max}$ と鋼歯車 SG の破壊寿命 N の関係を示す．この図は，図 5.28 の $p_{\max}$ - N 曲線において縦軸のヘルツ応力 $p_{\max}$ を鋼歯車 SG の振幅最大値 $[A(s_y/\sqrt{3}HV)]_{\max}$ に置き換えたものである．図 5.28 と比較して図 6.28 では，ショットピーニングを施したほとんどの鋼歯車 SG のプロット点が，ショットピーニングを施していない SG-NP のプロット点より下に位置し，ショットピーニングを施した鋼歯車 SG と SG-NP のプロット点の差が広がっていることがわかる．このことから，SG-V60 はショットピーニングによる硬さの増大により，面圧強さが向上したといえる．また，図 6.28 では硬さ以外の表面粗さなどの影響が現れていると考えられるので，強いショットピーニングを施した SG-V90 と SG-D0.8 は，ショットピーニングにより表面粗さが増大し，表面粗さの凸部における負荷の集中の割合が大となり，面圧強さが向上しなかったと考えられる．

一方，弱いショットピーニングを施した SG-V30 と SG-D0.2 のプロット点は，硬さで無次元化した図 6.28 において，SG-V60 のプロット点の近くに位置している．すなわち，ショットピーニングによる表面粗さの増大が小さかったが，硬さの増加も小さかったため，面圧強さは向上しなかったといえる．

図 6.29 は，破壊寿命 N =1.0×10^7 に対する面圧強さ $p_{\max}$ で計算した鋼歯車 SG の振幅最大値 $[A(s_y/\sqrt{3}HV)]_{\max}$ と初期の表面粗さ R_z の関係を示したものである．この図より，SG-V60 を除く

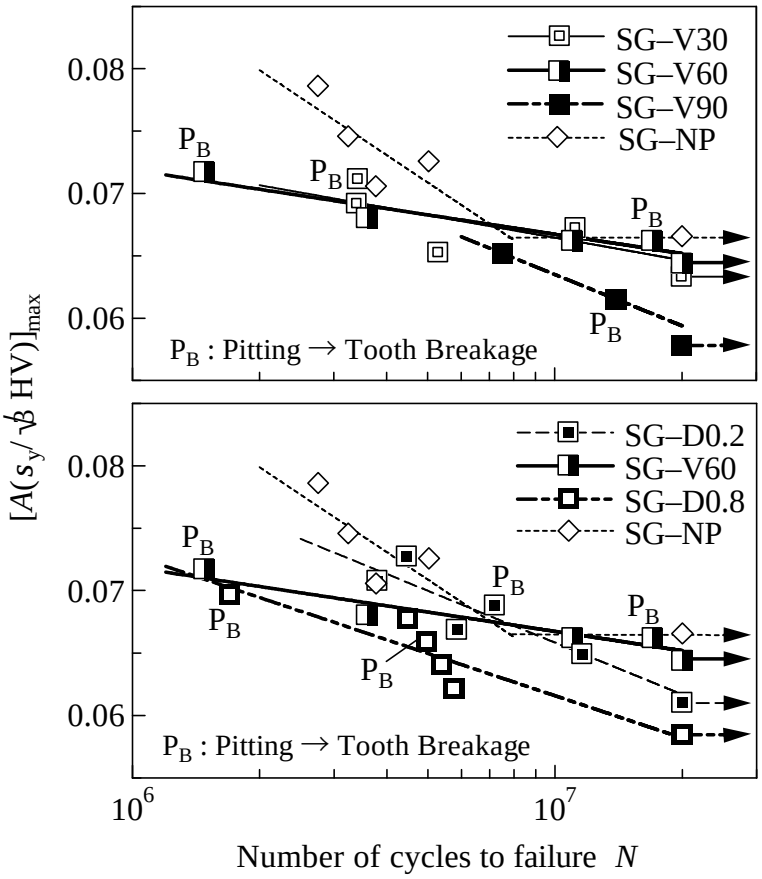


Fig. 6.28 $[A(s_y/\sqrt{3}\,HV)]_{max}$-$N$ curves

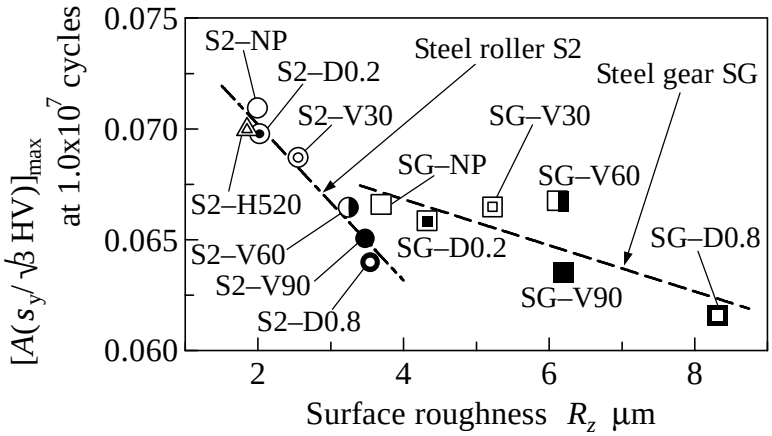


Fig. 6.29 Relationship between maximum amplitude and surface roughness

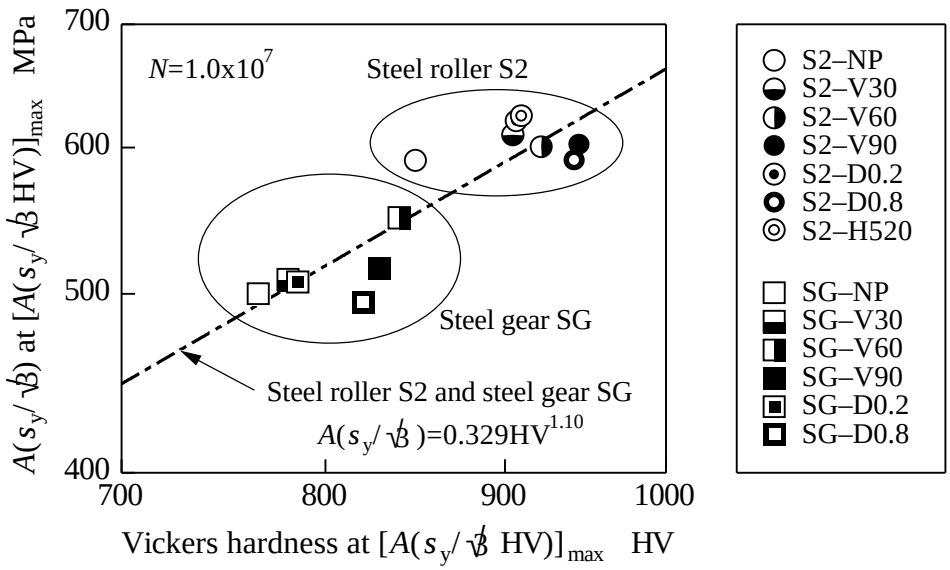


Fig. 6.30　Relationship between amplitude $A(s_y/\sqrt{3})$ and hardness

鋼歯車SGのプロット点に着目すると，表面粗さ R_z が小さくなるほど，N =1.0×10^7 に対する面圧強さ p_{max} で計算した振幅最大値$[A(s_y/\sqrt{3}HV)]_{max}$が増加している．鋼ローラS2の場合と比べると，鋼歯車SGの疲れ寿命に及ぼす表面粗さ R_z の影響は顕著に現れていないが，表面粗さの増大により歯車の疲れ寿命が低下した傾向がみられる．またSG-V60のプロット点がほかの鋼歯車SGより上に位置していることから，硬さ以外の影響として圧縮残留応力が増大し，垂直応力 s_y の引張応力成分が緩和されたと考えられる．

図6.30は，破壊寿命 N =1.0×10^7 に対する面圧強さ p_{max} で計算した振幅最大値$[A(s_y/\sqrt{3}HV)]_{max}$での振幅 $A(s_y/\sqrt{3})$ とその深さにおけるビッカース硬さ HV の関係を表したものである．図より，硬さが大きくなると振幅 $A(s_y/\sqrt{3})$ が増大，つまり面圧強さが増大しており，硬さと面圧強さが比例関係にあるといえる．また，近似直線より下方に位置するプロット点は，ショットピーニングにより表面粗さが増大したローラおよび歯車であり，同じ硬さでも表面粗さの悪影響により面圧強さが低下したことを示している．

以上のことから，浸炭硬化鋼歯車の面圧強さを向上させるためには，表面粗さをあまり増大させないようなショットピーニング条件が適しているが，それほど表面粗さにとらわれることなく，歯面近傍の硬さが増大するようなショットピーニング条件が有効であると考えられる．

6.5　結　言

本章では，スポーリング損傷が発生した焼結ローラ，焼結歯車ならびに鋼ローラの内部応力を求め，硬さに対するせん断応力の比の振幅を用いることにより，スポーリング損傷深さについて評価した．さらに，硬さに対するせん断応力の比の振幅と疲れ寿命の関係から，ローラや歯車のスポー

リング強さに及ぼすショットピーニングの影響について明らかにした．また，ローラや歯車のピッチング強さに及ぼすショットピーニングの影響については，硬さに対する垂直応力の比の振幅と疲れ寿命の関係を用いて明らかにした．本章で得られた結論は以下に示すとおりである．

(1) スポーリング損傷が発生した焼結ローラや焼結歯車，鋼ローラの損傷深さは，硬さに対する両振りの直交せん断応力t_{yz}の比の振幅$A(t_{yz}/HV)$の値が極大となる深さとほぼ一致することを示した．さらに鋼ローラでは，振幅$A(t_{yz}/HV)$が極大となる位置および値を求めることにより，損傷発生深さなどを推定することが可能であることを示した．

(2) 焼結ローラならびに焼結歯車の面圧強さには表面粗さが大きく影響することを明らかにし，それらの面圧強さ向上には，表面粗さにあまり影響を及ぼさないような弱いショットピーニングが適していることを示した．

(3) 硬さに対する垂直応力の振幅最大値と疲れ寿命の関係より，鋼ローラおよび鋼歯車のピッチング強さには，硬さと表面粗さが大きく影響し，特に表面粗さはスポーリング強さの場合よりピッチング強さの場合の方が大きく影響することを示した．

(4) 鋼ローラおよび鋼歯車のピッチング強さに及ぼす表面粗さの影響を比較すると，鋼ローラの場合より鋼歯車の場合の方が小さかった．したがって，浸炭硬化鋼歯車の面圧強さ向上には，表面粗さを増大させないような弱いショットピーニングが適しているが，それほど表面粗さにとらわれることなく，歯面近傍の硬さが増大するようなショットピーニングが有効であることがわかった．

参考文献

(1) 青木 勇・当舎勝次，潤滑性能向上に及ぼすピーニング効果 引き抜き加工への適用，ショットピーニング技術，13-1，(2001)，8-13.

(2) 吉田 彰・藤田公明・藤田陽一・太田一忠，浸炭硬化歯車の疲れ強さに及ぼす基準圧力角の影響，日本機械学会論文集（C 編），51-472，(1985)，3228-3297.

(3) 藤田公明・吉田 彰・山本敏夫・山田富稔，浸炭鋼・SNC21 の面圧強さと最適硬化層深さ，日本機械学会論文集（C 編），42-358，(1976)，1916-1924.

(4) 吉田 彰・藤田公明・宮西希一・鳥居 修・小西大二郎・東 健司，窒化歯車の疲れ強さに及ぼす硬化層深さの影響，日本機械学会論文集（C 編），53-485，(1987)，164-170.

(5) 藤田公明・吉田 彰，鋼ローラの面圧強さに関する研究（浸炭硬化および窒化ローラの場合），日本機械学会論文集（C 編），43-372，(1977)，3150-3159.

(6) 藤田公明・吉田 彰・中瀬和夫，高周波焼入れ S45C 鋼の面圧強度と最適硬化層深さ，日本機械学会論文集（C 編），44-387，(1978)，3932-3940.

(7) 藤田公明・吉田 彰，鋼ローラの面圧強さに関する研究（硬さと強さとの関連），日本機械学会論文集（C 編），45-396，(1979)，936-944.

(8) 日本機械学会編，技術資料歯車強さ設計資料，(1979)，109-114，日本機械学会.

(9) J.O.Smith and C.K.Liu, Stresses Due to Tangential and Normal Loads on an Elastic Solid With Application to Some Contact Stress Problems, Transactions of the ASME. Journal of Applied Mechanics, 20-2, (1953), 157-166.

(10) 竹園茂男，基礎材料力学，(1984)，118-120，朝倉書店.

(11) 大矢根守哉，塑性加工学，(1996)，145-146，養賢堂.

(12) 日本材料学会編，材料強度学，(1994)，104-105，日本材料学会.

(13) 阿部武治・清水茂俊・山田勝稔，弾性力学，(1991)，42-44，朝倉書店.

(14) 日本規格協会，JIS ハンドブック 2000 鉄鋼Ⅰ，(2000)，158，日本規格協会.

(15) 藤田公明・吉田 彰・小幡文雄，表面硬化歯車の歯面強さ設計法設定に関する研究，文部省科学研究費補助金成果報告書，546081，(1983).

(16) 吉田 彰・大上祐司・荒瀧拓之・關 正憲・烏野 勇，イオン窒化粉末焼結ローラの面圧強さに関する研究（粉末粒子径の影響ならびに面圧強さと硬さの関係），日本機械学会論文集（C 編），67-658，(2001)，1993-1999.

(17) 藤田公明・吉田 彰・長尾幸男，鋼ローラ表面のころがり疲労破壊に関する一考察，日本機械学会論文集（C 編），43-365，(1977)，303-313.

第7章　総　括

焼結材または鋼材で製作された機械部品は，自動車や自動二輪車を始めとする輸送機械，事務機械やOA機器，土木建設機械を始めとする産業機械，そして家電製品や電気工具，AV機器を始めとする電気機械など，様々な場所で用いられている．環境対策への取り組みが活発化される現在，特に自動車産業界においては，車両軽量化，コンパクト化，低燃費化，生産の低コスト化などが求められつつも，自動車エンジンの高出力化も求められている．そしてエンジンの高出力化に伴い，機械部品の高強度化も求められている．機械部品を高強度化させる1つの手段として，ショットピーニングが実用化されており，ショットピーニングに関する研究は数多く報告されているが，その効果については賛否両論あり，議論すべき問題となっている．

そこで本論文では，プラズマ浸炭硬化させた焼結ローラおよび焼結歯車，浸炭硬化させた鋼ローラおよび鋼歯車に異なる条件でショットピーニングを施し，ローラおよび歯車の表面性状に及ぼすショットピーニングの影響について検討した．さらに，ローラの転がり疲れ試験ならびに歯車の運転疲れ試験を行い，焼結ローラおよび焼結歯車，鋼ローラおよび鋼歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響について検討を行った．本論文で得られた主な結論は以下のとおりである．

第1章では，ショットピーニングの始まりや発展について述べるとともに，新しいピーニング方法について紹介した．また，ショットピーニングや焼結材の現状，歯車とショットピーニングに関する研究を紹介し，本論文の位置づけ，目的，概要について示した．

第2章では，本論文で用いた焼結ローラおよび焼結歯車，鋼ローラおよび鋼歯車の表面性状に及ぼすショットピーニングの影響について検討した．ショット投射速度，ショット粒径，ショット硬さ，ショット投射時間の異なる条件でショットピーニングを施し，ローラ円周面近傍ならびに歯車歯面近傍の硬さや圧縮残留応力が増大するとともに，表面粗さも増大した．特に，ショット投射速度やショット粒径が大きいほど，すなわち強いショットピーニングを施すほど，硬さ，圧縮残留応力ならびに表面粗さが増大した．焼結ローラの表面粗さに及ぼすショットピーニングの影響は，鋼ローラの場合より大きく，焼結歯車においても鋼歯車の場合より大きかった．また，ローラおよび歯車の粗さ曲線に及ぼす影響はショット投射速度よりショット粒径の方が大きかった．さらに，ショットピーニングを施した焼結ローラおよび焼結歯車では，ローラ円周面近傍および歯面近傍の気孔がつぶれ，強いショットピーニングを施すほど，表面から深い範囲で気孔がつぶれていた．本研究では，焼結歯車より焼結ローラ，さらに直径60mm焼結ローラより直径30mm焼結ローラの方が表面から深い範囲で気孔がつぶれていたことから，特に焼結材製機械部品の大きさや形状により，ショットピーニングの強さを検討する必要があることを示した．

第3章では，歯車のかみあいにおける滑り・転がり接触をモデル化したローラの転がり疲れ試験

ならびに歯車の運転疲れ試験について述べた. ローラの製作コストは歯車の場合に比べ安価であるが, ローラの転がり疲れ試験は面圧強さのみが対象になる. 一方, 歯車の運転疲れ試験は, 面圧強さだけでなく歯の曲げ強さも対象になることから, ローラの転がり疲れ試験だけで歯車の強さを把握するのは困難である. したがって, 焼結材ならびに鋼材のそれぞれについて, ローラの転がり疲れ試験および歯車の運転疲れ試験を行った. 本論文で用いたローラおよび歯車の中で, 表面粗さが特に大きかった直径30mm焼結ローラでは, 理論最小油膜厚さと D 値から潤滑状態が過酷になることがわかった. 特に強いショットピーニングを施した焼結ローラほど, 金属接触しやすくなることを示した.

第4章では, プラズマ浸炭硬化焼結ローラの転がり疲れ試験ならびにプラズマ浸炭硬化焼結歯車の運転疲れ試験を行い, 焼結ローラおよび焼結歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響について検討した. 焼結ローラの損傷形態は, 特に表面粗さが大きかった一部の焼結ローラで表面き裂発生に起因するピッチング損傷であったが, ほとんどの焼結ローラは, ローラ円周面下でのき裂発生に起因するスポーリング損傷であった. 一方, ショットピーニングを施していない焼結歯車がピッチング損傷で, ショットピーニングを施した焼結歯車はスポーリング損傷であったことから, 表面き裂の発生をピーニング効果により抑えたといえる. 直径 30mm 焼結ローラの面圧強さは, ショットピーニングによる表面粗さの増大によりすべて低下し, 直径60mm焼結ローラの面圧強さは, 弱いショットピーニングを施した焼結ローラだけが向上した. また, ショットピーニングを施した焼結歯車の面圧強さは向上したが, 特にショット粒径が最も小さい条件で施した焼結歯車の面圧強さが向上した. そのうえ, ショットピーニングによる歯の曲げ強さの向上がみられた. そして, 焼結歯車の面圧強さに及ぼす表面粗さの悪影響は, 焼結ローラの場合より小さいことを明らかにした. プラズマ浸炭硬化焼結歯車の面圧強さ向上には, アークハイト値0.2mmA 以下の弱いショットピーニングが適していることを示した.

第5章では, 浸炭硬化鋼ローラの転がり疲れ試験ならびに浸炭硬化鋼歯車の運転疲れ試験を行い, 鋼ローラのスポーリング強さとピッチング強さ, そして鋼歯車の面圧強さに及ぼすショットピーニングの影響について検討を行った. 鋼ローラの損傷形態は, ピッチング損傷またはスポーリング損傷であり, 鋼歯車の損傷形態はピッチング損傷であった. スポーリング強さは, ショット投射速度やショット粒径が大きい条件でショットピーニングを施した鋼ローラで最も向上し, ピッチング強さは, ショット投射速度やショット粒径が小さい条件でショットピーニングを施した鋼ローラで最も向上した. スポーリング強さが向上した鋼ローラでは, ショットピーニングによりローラ側面付近の硬さが増加したことから, 強いショットピーニングが歯側面からのスポーリングき裂発生の抑制に有効であると考えられる. 一方, 鋼歯車の面圧強さは, 本研究で中間の強さのショットピーニングを施した鋼歯車で最も向上し, 鋼歯車の面圧強さに及ぼす表面粗さの悪影響は, 鋼ローラの場合より小さいことを示した. 焼結歯車の面圧強さは鋼歯車のそれより小さいが, ショットピーニン

グによる面圧強さの向上量は，鋼歯車より焼結歯車の方が大きくなることがわかった．浸炭硬化鋼ローラのスポーリング強さ向上には，アークハイト値0.6mmA以上の強いショットピーニングが適し，そのピッチング強さ向上には，アークハイト値0.4mmA以下の弱いショットピーニングが適することを示した．そして，鋼歯車の面圧強さ向上には，アークハイト値0.52mmAのショットピーニングが適することを示した．

第6章では，本論文で用いたローラおよび歯車の内部応力を求め，硬さに対する応力振幅の比を用いることで，スポーリング損傷の深さならびに面圧強さを評価した．ローラおよび歯車のスポーリング損傷発生深さは，硬さに対する直交せん断応力の比の振幅値が極大となる深さとほぼ一致することを示した．さらにその振幅極大値と疲れ寿命の関係より，焼結ローラおよび焼結歯車の面圧強さが表面粗さに大きく影響することを示した．硬さに対する垂直応力の振幅最大値と疲れ寿命の関係より，鋼ローラのピッチング強さならびに鋼歯車の面圧強さには硬さと表面粗さが大きく影響し，特にピッチング強さに及ぼす表面粗さの影響はスポーリング強さの場合より大きいことを示した．鋼歯車の面圧強さに及ぼす表面粗さの影響は，鋼ローラのピッチング強さの場合より小さいことから，鋼歯車の面圧強さ向上には，それほど表面粗さにとらわれることなく，歯面近傍の硬さを増大させるようなショットピーニングが有効であることを明らかにした．

以上のことから，焼結歯車の面圧強さを向上させるためには，表面粗さを増大させないような弱いショットピーニングが有効であり，ショットピーニングによる焼結歯車の面圧強さ向上量が鋼歯車の場合より大きいことから，今後の焼結歯車の高強度化に期待できる．一方，ショットピーニングにより鋼歯車の面圧強さを向上させるためには，鋼歯車の損傷形態によってショットピーニングの強さを選択する必要がある．まず，スポーリング損傷の場合，歯側面からのスポーリングき裂発生を抑制させるため，歯側面付近の硬さや圧縮残留応力を増大させるような強いショットピーニングが歯幅の小さい歯車の面圧強さ向上に有効である．ピッチング損傷の場合では，ショットピーニングによる表面粗さ増大が悪影響となることから，表面粗さを増大させないような弱いショットピーニングが有効である．しかし，鋼歯車の面圧強さに及ぼす表面粗さの影響は鋼ローラの場合に比べ小さいため，鋼歯車の面圧強さ向上には，それほど表面粗さにとらわれることなく，歯面近傍の硬さを増大させるようなショットピーニングが有効である．本論文は，焼結歯車および鋼歯車にショットピーニングを施す場合の面圧強さ設計の基礎的資料になると考えられる．

謝　　辞

謝　辞

本論文の執筆にあたり，懇切丁寧に御指導を賜りました大阪大学大学院 工学研究科 精密科学専攻 教授 芳井 熊安 先生に甚大なる謝意を表します．

また，大阪大学大学院 工学研究科 精密科学専攻 教授 安武 潔 先生，同工学研究科 精密科学専攻 助教授 中野 元博 先生には貴重な時間を費やして頂き，本論文の査読ならびに適切な御指導を賜りました．低頭して感謝申し上げます．

本論文の審査にあたり，有益な御意見を賜りました大阪大学大学院 工学研究科 精密科学専攻 教授 森田 瑞穂 先生，同工学研究科 精密科学専攻 教授 片岡 俊彦 先生，同工学研究科 精密科学専攻 教授 山内 和人 先生，同工学研究科 精密科学専攻 教授 広瀬 喜久治 先生，同工学研究科 物質・生命工学専攻 教授 青野 正和 先生，同工学研究科 超精密科学研究センター 教授 遠藤 勝義 先生に厚く謝意を申し述べます．

そして，大阪大学大学院 工学研究科 超精密科学研究センター 客員教授 森 勇藏 先生には，本論文に対して貴重な御教示を賜りました．深く感謝致します．

本研究は岡山大学 工学部 機械工学科 機械設計学研究室において実施されました．本研究の遂行にあたり，機械加工学分野を修了した著者に，本研究の分野である設計工学・トライボロジー分野において研究の機会を与えて下さり，終始絶大な御指導ならびに御支援を賜りました岡山大学 工学部 教授 吉田 彰 先生に深甚な万謝を捧げる次第であります．

岡山大学 工学部 助教授 藤井 正浩 先生，香川大学 工学部 助教授 大上 祐司 先生，津山工業高等専門学校 教授 小西 大二郎 先生，阿南工業高等専門学校 助教授 原野 智哉 先生には，本研究に関する御指導および有益な御助言を頂きました．衷心より感謝の意を表します．さらに，岡山大学 工学部 技官 萩原 和彦 氏ならびに同工学部 工作センターの技官の皆様には，試験片の製作ならびに試験機の調整等に御尽力を頂きました．心より御礼申し上げます．

本研究で用いた粉末焼結材を御提供頂きました住友金属工業株式会社 大阪製鋼所，焼結ローラおよび焼結歯車に対するプラズマ浸炭処理を賜りました三菱重工業株式会社 三原製作所，本研究を行う上で最も重要なショットピーニングの実施に際し，多大な御支援を頂きました新東工業株式会社，特にお世話になりました新東プラスティックカンパニー 所長 長島 悦一 氏に深く感謝致します．

また，本研究で使用した二円筒滑り転がり疲れ試験機の製作に御支援を賜りました品川白煉瓦株式会社 長森 啓二 氏，本研究で行ったすべての転がり疲れ試験ならびに運転疲れ試験で潤滑油として用いた鉄道ソニック EP3090 ギヤ油を提供して頂きました株式会社ジャパンエナジーに厚く謝意を申し述べます．

住鉱潤滑剤株式会社 松尾 浩平 氏，株式会社三造試験センター 三浦 健蔵 氏，三島技術士事務

所 三島 進 氏には，本研究を通じて，有益な御助言および御協力を賜りました．心より御礼申し上げます．

そして，本研究に関して，日本機械学会，米国機械学会，日本トライボロジー学会，ショットピーニング技術協会，日本設計工学会，日本マリンエンジニアリング学会，日本材料学会の講演会ならびに研究会等で貴重な御教示および御意見を賜りました方々に感謝の意を表します．

東京海洋大学 海洋工学部 講師 地引 達弘 先生には，本研究に関する講演のための海外渡航にあたり，日本マリンエンジニアリング学会のYME使節員海外派遣事業を紹介して頂きました．深く感謝致します．

日ごろ，本研究の遂行にあたり，惜しみない御協力ならびに御援助を頂きました岡山大学 工学部 機械工学科の教職員の皆様，また，本論文に関する研究に対して熱心に取り組んで頂きました荒瀧 拓之 氏，藤永 宏 氏，本郷 俊明 氏，後藤田 佳和 氏，川村 巧 氏，佐藤 雅靖 氏，林 大介 氏，下山 一郎 氏，高島 浩 氏，三嶋 孝洋 氏，殿河内 哲也 氏，そして岡山大学 工学部 機械工学科 機械設計学研究室に在籍された大学院生ならびに学部学生の方々に心より御礼申し上げます．

岡山大学 工学部 教授 塚本 眞也 先生，同工学部 助教授 大橋 一仁 先生には，大学および大学院時代の著者に，研究の根本であるTrial and Error，プレゼンテーションならびに技術文章学等を御教授頂きました．甚大なる謝意を表します．さらに，同工学部 技官 塩田 三喜也 氏には，大学および大学院時代の著者の研究に関し，治具の製作等にご尽力を頂きました．心より御礼申し上げます．

最後に，本研究を行うにあたり，常に暖かく激励して頂きました大学および大学院時代の恩師 岡山大学 名誉教授 中島 利勝 先生に深甚な感謝の意を表します．

2004年（平成16年）12月

關　正憲