

タービン部材のフレットイング疲労・
摩耗および構造減衰に関する研究

浅井 邦夫

目次

第1章 緒論	1
1.1 タービン翼連結構造に関する技術背景	1
1.2 従来研究の背景と本研究の目的・アプローチ	4
1.2.1 フレッシング疲労評価	4
1.2.2 フレッシング摩耗評価	9
1.2.3 接触面の摩擦モデルと構造減衰評価	10
1.3 本論文の構成	12
第2章 高面圧・小すべり条件のフレッシング疲労強度と破壊力学評価	21
2.1 緒言	21
2.2 試験方法	21
2.3 試験結果	23
2.3.1 フレッシング疲労強度	23
2.3.2 停留き裂長さの観察結果	26
2.3.3 き裂進展経路の段差計測結果	27
2.4 考察	29
2.4.1 応力拡大係数の算出方法	29
2.4.2 き裂長さと応力拡大係数の評価	30
2.4.3 フレッシング疲労強度の定性的評価	35
2.4.4 種々の平均応力における微小き裂の ΔK_{th}	36
2.4.5 フレッシング疲労強度の定量的評価	38
2.5 結言	43
第3章 低面圧・大すべり条件（摩擦伝達型）のフレッシング疲労評価	49
3.1 緒言	49
3.2 試験方法	50
3.3 試験結果、および考察	52
3.3.1 接線力係数とすべり量の繰返し数依存	52
3.3.2 フレッシング疲労強度	55
3.3.3 き裂発生位置の観察結果	58
3.4 面圧とフレッシング疲労強度に関する考察	62
3.4.1 非接触長さと応力分布の関係	62
3.4.2 計測応力分布から推定した接触端位置	65
3.4.3 参照応力によるフレッシング疲労強度の定量的評価	67

3.5 結言	69
第4章 フレッシング摩耗評価	73
4.1 緒言	73
4.2 摩耗試験方法	73
4.2.1 フレッシング摩耗試験	73
4.2.2 一方向すべり摩耗試験	74
4.3 フレッシング摩耗の定量的評価	75
4.3.1 繰返し数と計測物理量の関係	75
4.3.2 フレッシング摩耗の定量的評価	79
4.4 温度計測による接触面の消費エネルギーの推定	80
4.4.1 熱伝導解析条件と解析結果	80
4.4.2 発熱量と消費エネルギーに関する検討	82
4.5 一方向すべり摩耗試験結果と考察	85
4.6 結言	87
第5章 接触面の摩擦モデルと加振試験による固有振動数、構造減衰に 関する考察	89
5.1 緒言	89
5.2 ダブテールモデルの加振試験	90
5.2.1 加振試験方法	90
5.2.2 加振試験結果	92
5.3 接触面の摩擦モデルと加振試験結果の考察	97
5.3.1 面圧と接線剛性の関係	97
5.3.2 ダブテール加振試験の解析条件	100
5.3.3 解析結果と考察	101
5.3.4 加振試験結果から逆解析により求めた摩擦モデル物性値に 関する考察	103
5.4 結言	107
第6章 結 論	113
6.1 本研究の結論	113
6.2 今後の研究課題と展望	116
各章に対する発表論文	119
謝辞	121

第1章 緒論

1.1 タービン翼連結構造に関する技術背景

図 1-1 に示すように、従来構造のタービン翼では、翼に設けた穴にタイワイヤと呼ばれる連結部材を通す構造や、翼先端のテノンと別部材のシュラウドにより締結する構造が採用されていた。これらは、翼全数を連結するのではなく、部分的に複数本の翼を連結していることから群翼構造 (grouped blades) と呼ばれる。一方、最新構造では、翼とカバーが一体に形成され、遠心力によるねじり戻り (centrifugal twist-back moment) により隣接する翼カバーと接触連結する全周連結翼¹⁾ (continuously coupled blades) が採用されている。

全周連結翼は、タイワイヤやテノン・シュラウドのような高応力集中部を排除することにより信頼性を高めた構造である。さらに、全周の翼連結に切れ目がないために、振動モードを簡素化できる利点がある²⁾。群翼と全周連結翼のキャンベル線図の比較を図 1-2 に示す。タービン翼の振動離調設計では、定格回転数の整数倍の周波数 (励振周波数) に対して、翼の固有振動数を十分に離調する必要がある。図 1-2 は定格回転数が 60 rps (rotational per second) の場合のキャンベル線図を示しており、本図より全周連結翼では群翼構造と比較して離調すべき振動モードの数が少ないために、共振離調設計が容易になることが分かる。また、カバー接触面で適度なすべりを発生させることにより、タービン翼の構造減衰を高める効果がある¹⁾。タービン翼の高減衰化により、振動応答応力を低減して、振動に起因する疲労や摩耗損傷のリスクを低減できる。

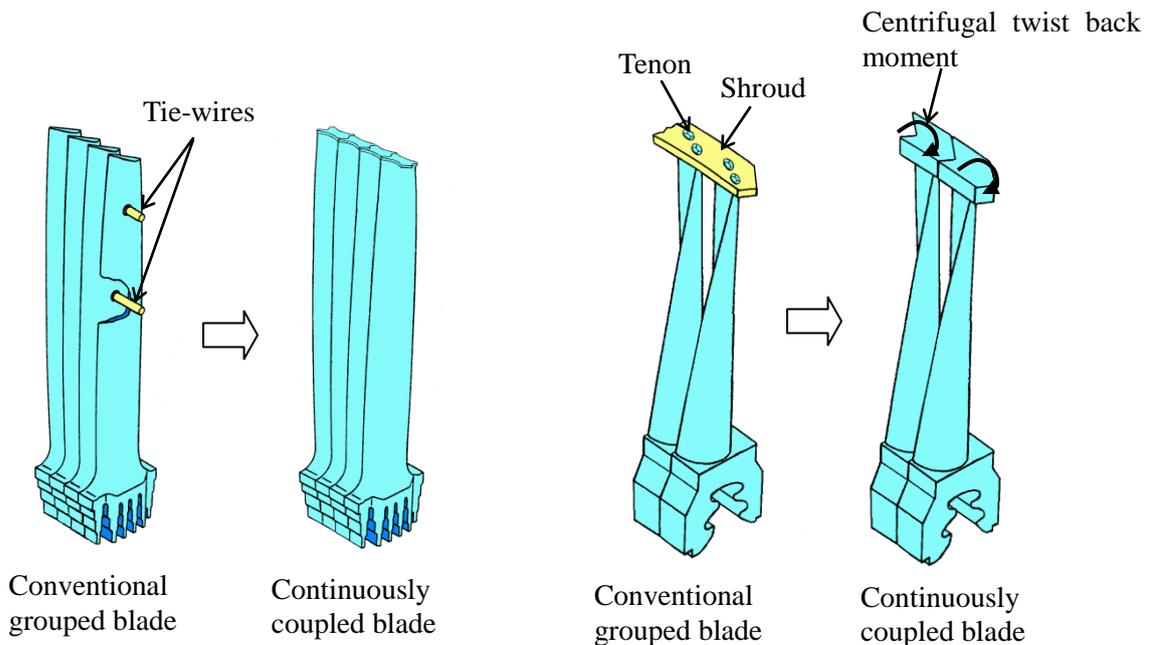


Fig. 1-1 Comparison of turbine blade coupling structure.

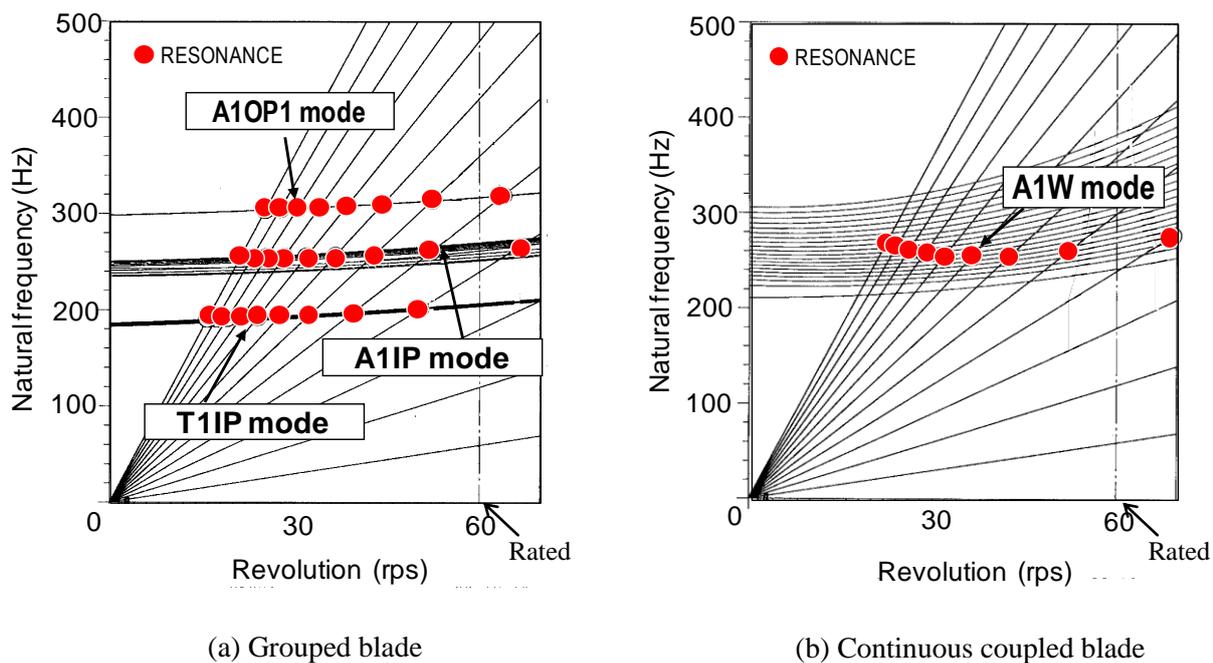


Fig. 1-2 Comparison of Campbell diagram between grouped blade and continuously coupled blade.

タービン翼連結部では、接触面のフレット疲労の防止が重要な課題である。ツイワイヤやテノン・シュラウドでは、接触面形状が円弧のために高い局所面圧が発生する場合がある。これらは、1.2.1 節で後述するフレット疲労の分類によると、比較的高面圧ですべり量が小さい条件に該当する。面圧とフレット疲労強度に関して種々の報告^{3)~5)}があるが、局所的に降伏する高面圧下での強度については、十分に明らかにされていない。

一方、最新の全周連結翼のカバー構造は、比較的低面圧ですべり量大きい条件に分類される。本構造は、図 1-3 に示すように遠心力に起因したねじり戻りによりカバーが所定の法線力 F_n で接触した状態で、翼振動による振動力が摩擦力 F_t として伝達される構造である。カバーの強度設計にあたって、面圧とフレット疲労強度の関係を明らかにする必要があるが、このような摩擦力により接線力が伝達される構造に関する報告^{6)~8)}はほとんどない。

全周連結翼のカバー構造では、接触面の相対すべりにより減衰を高める効果があるが、すべり量が大きすぎるとフレット摩耗が増加する問題や、固有振動数が低下して離調裕度が十分に確保できない可能性が生じる。そのため、カバー設計では、フレット疲労だけでなく、構造減衰やフレット摩耗、固有振動数に関する検討が必要になる。これらの評価には、以下に述べるように接触面の接線力と相対変位に関する関係（摩擦モデル）を明らかにすることが重要である。

接触面の相対変位と接線力に関する模式図を図 1-4 に示す。図 1-4 で接線力が 0 になるときの相対変位範囲をすべり量と定義する。接線力と相対変位のヒステリシスが描く面積が 1 サイクルあたりの消費エネルギーに相当し、この値が構造減衰や摩耗量と良い相関があることが報告されている^{9), 10)}。相対変位に対する接線力の傾きを接線剛性 K_{tc} と定義し、この値がタービン翼の固有振動数に影響を及ぼすことが知られている。特にすべり量が大きくなり仮想接線剛性 $K_{tc, im}$ (すべり量を含めた相対変位に対する接線力の傾きと定義) が低下すると、固有振動数が大きく低下することが考えられる。以上のことから、全周連結翼のカバー設計にあたり、接線力と相対変位のモデル化(摩擦モデル)と、摩擦モデルに基づいたフレットング摩耗や構造減衰、固有振動数の定量評価が重要な課題である。

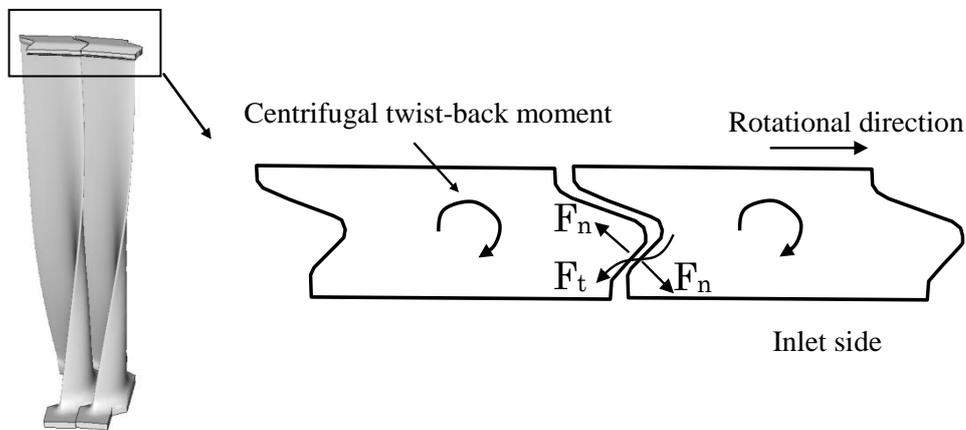


Fig. 1-3 Cover structure of continuously coupled blades.

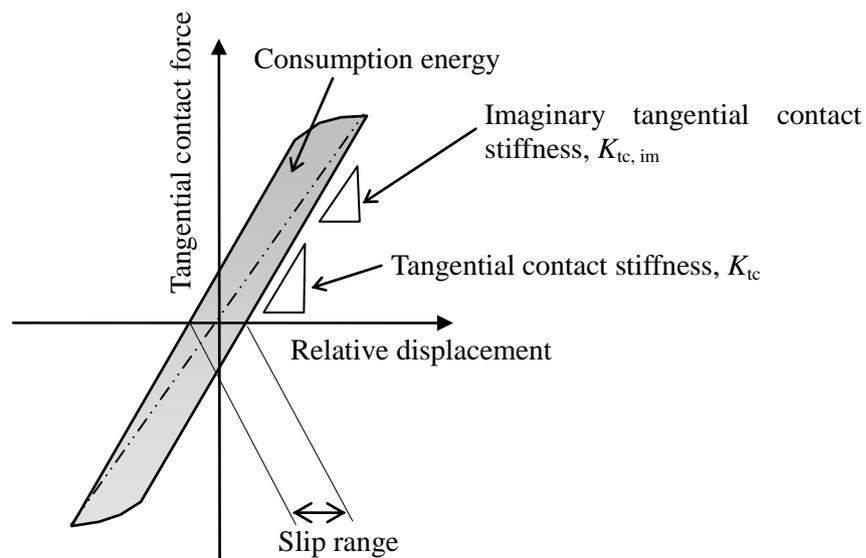


Fig. 1-4 Schematic illustration of relation between tangential contact force and relative displacement.

上述したようにタービン翼連結部について解決すべき技術課題を以下に整理する。これらの課題に対する研究背景や本研究の位置づけに関して 1.2 節で述べる。

- 1) 高面圧・小すべり条件におけるフレット疲労評価
- 2) 低面圧・大すべり条件におけるフレット疲労評価
- 3) フレット摩耗評価
- 4) 接触面の摩擦モデル（接線力係数，すべり量，接線剛性）の構築
- 5) 摩擦モデルと構造減衰，固有振動数に関する定量評価

1.2 従来研究の背景と本研究の目的・アプローチ

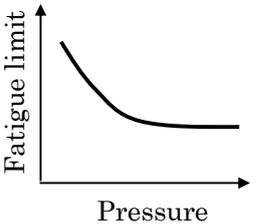
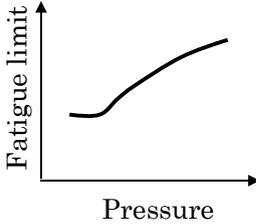
1.2.1 フレット疲労評価

(a) フレット疲労の分類

フレット疲労限度は，試験体の形状や負荷形態（荷重分担型や摩擦伝達型など）に依存し，平滑材の疲労限度よりも低下することが知られている³⁾。フレットによる疲労限度が，平滑材の 1/30 以下に低下したとの報告⁷⁾（公称応力による整理）もある。また，フレット疲労強度が，経年的な摩耗¹¹⁾や局所部の塑性変形による接触端の形状変化¹²⁾に依存する場合があることが報告されている。

近藤ら¹³⁾が指摘しているように，フレット疲労の破損形態は，比較的高面圧ですべり量が小さい条件と，比較的低面圧ですべり量大きい条件の 2 形態に分類できる。この分類に厳密な定義はないが，表 1-1 に示す分類により疲労限度の面圧依存や主き裂の位置，疲労限度の有無などに関する両者の相違点が明確になる。

Table 1-1 Classification of fretting fatigue.

Type	Dependence of fatigue limit on contact pressure	Fatigue limit	Main crack position	Fretting wear	Applied parts in turbine blades
Relatively high pressure-small slip		Probably exist	Usually at contact edge	Very small	Tie-wieres Tenon-shroud
Relatively low pressure-large slip		Not always exist	Contact edge or inside contact surface	Small - large	Cover of continuously coupled blades

タービン翼のタイワイヤやテノン・シュラウドは、高面圧・低すべり条件に該当する。この条件は、図 1-5(a)に示す荷重分担型のフレットング試験で再現することができる。フレットング疲労き裂が接触端近傍で発生することが多いことが特徴である。公称応力で整理したフレットング疲労限度は、面圧の増加と共に低下して、ある面圧以上（一般に 100 MPa 付近）で概ね飽和する傾向がある³⁾⁻⁵⁾。これは、面圧が低い領域では、面圧の増加とともに接線力が増加して接触端の局所応力が増加し、面圧が高い条件では、接線力が増加する効果と圧縮平均応力によるき裂進展遅延効果が相殺するためであると考えられている¹⁴⁾。高面圧・低すべりの条件では、一般に疲労限度が存在すると考えられており、 5×10^7 サイクル付近で疲労限度が確認されたとの報告¹⁵⁾がある。フレットング摩耗量は微小であり、接触端付近にのみ摩耗痕が見られることが多い。

全周連結翼のカバー構造は、比較的低面圧・大すべり条件に該当する。この条件は、図 1-5(b)に示すように振動荷重が接触面の摩擦力により伝達される摩擦伝達型試験で再現できる。本研究で明らかにしたように、この条件では面圧の低下と共にフレットング疲労強度が低下し、ある面圧でフレットング疲労強度が最小になることが分かった¹⁴⁾。摩耗量は面圧やすべり量に依存し、全面すべりが生じるとフレットング摩耗量が大きくなる。また、繰返しと共に摩耗が進行して接触状態が変化すると、明瞭な疲労限度が存在しない場合があると考えられる。

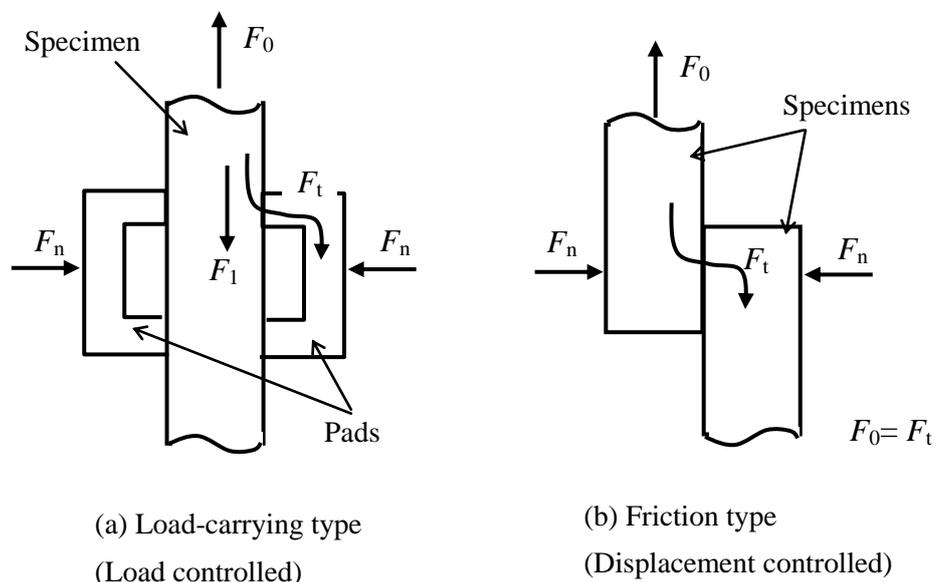


Fig. 1-5 Schematics of fretting fatigue tests.

b) 破壊力学によるフレット疲労評価

一般にフレット疲労は、接触端の高応力集中のためにき裂の発生が容易であり、発生したき裂が進展するか否かによってその疲労強度が決定される場合が多い。そのため、微小き裂の進展・停留挙動の破壊力学による評価^{16)~26)}が有効な手段であると考えられる。一例として、近藤ら¹³⁾が提案した微小き裂の進展・停留評価モデルについて、図 1-6 を用いて説明する。このモデルでは、応力拡大係数範囲 ΔK がき裂長さ a の全域にわたって進展下限値 ΔK_{th} よりも大きければき裂が進展して破断に至り、あるき裂長さで ΔK が ΔK_{th} よりも小さくなればき裂がその長さで停留すると考える (図中○)。本モデルでは、き裂が短い領域でき裂長さの低下と共に ΔK_{th} が低下する微小き裂の効果を考慮している。破壊力学の適用により一定の成果が報告されているが、その定量評価に関しては、まだ実用レベルとはいえない。定量評価が困難な要因として、以下 2 点が考えられる。

- 1) 微小き裂の ΔK_{th} に及ぼす平均応力の影響
- 2) 傾斜き裂に対する混合モードの影響

微小き裂の ΔK_{th} に関する式として、El Haddad ら²⁷⁾の提案式がある。彼らは補正き裂長さ a_0 の概念を取り入れて長いき裂の進展下限値 $\Delta K_{th,l}$ に対する微小き裂効果を定式化した。

$$\Delta K_{th} = \Delta K_{th,l} \sqrt{a/(a + a_0)} \quad (1)$$

また、村上ら^{28), 29)}は経験則から、微小き裂の ΔK_{th} がき裂投影面積の平方根($area$)^{1/2} の 1/3 乗に比例する式を提案した。微小き裂の ΔK_{th} に関する報告は両振り波形 (応力比 R が-1) に関するデータが多く、その平均応力依存に関する報告は少ない。特に、フレット疲労評価では、面圧により接触端に高い圧縮平均応力が作用するため、応力比が-1 以下での微小き裂の ΔK_{th} に関するデータが必要になる。これらのデータは、宇佐美ら^{30), 31)}の報告を除けばほとんどないのが実情である。

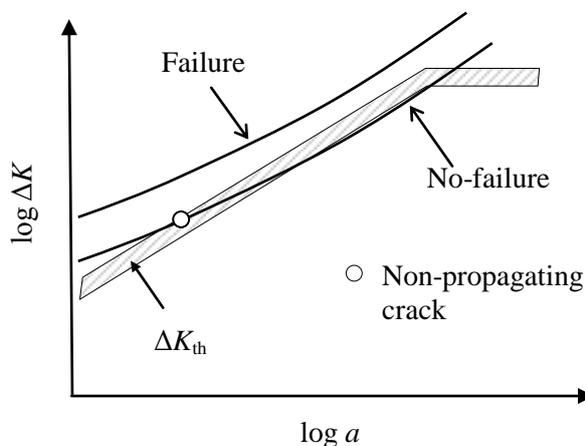


Fig. 1-6 Schematic of small-crack propagation model at fretting fatigue.

一般にフレット疲労き裂は、表面に対して垂直方向ではなく傾斜して発生・進展する場合が多い。これは、き裂発生位置である接触端近傍では、面圧と摩擦力が重畳する多軸応力場であるからと考えられる。このような傾斜き裂の進展評価には、引張とせん断による混合モードの評価^{32)~34)}が必要となる。武藤³⁵⁾によると、フレット疲労き裂の進展経路が2段階に分類されている。図1-7に示すように、ステージIは微小き裂の領域であり、き裂が大きく傾斜しているのが特徴である。ステージIIは、混合モードとモードI領域に分類でき、この領域ではき裂が主応力に垂直な方向に進展すると考える最大接線応力説が有効であることが知られている^{36),37),19)}。

き裂の傾斜角が大きいステージIでは、混合モードによる評価に関して種々の提案がされているが、統一的な評価モデルはまだ確立していない。混合モードによるき裂の等価応力拡大係数として、エネルギー解放率に基づいた $(\Delta K_I^2 + \Delta K_{II}^2)^{1/2}$ や田中³⁸⁾による $(\Delta K_I^4 + 8\Delta K_{II}^4)^{1/4}$ などが提案されている。またPook³⁹⁾は、せん断と引張型とのき裂進展領域を分類した評価線図を提案した。混合モードによる評価を困難にしている理由として、村上ら⁴⁰⁾が指摘しているようにモードIIの進展下限界値 ΔK_{th} を実験的に取得することが困難であることが考えられる。さらに、Boldら⁴¹⁾は ΔK_{II} の評価にあたってき裂面の摩擦係数を考慮する必要があると指摘しており、その定量評価が困難なことも理由として挙げられる。

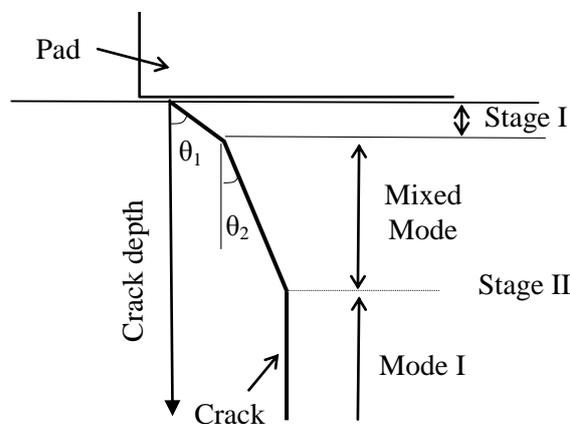


Fig. 1-7 Schematic view of fretting crack propagation.

c) 本研究の目的とアプローチ

フレット疲労に関する本研究の目的とアプローチについて以下に述べる。本研究の第一の目的は、表 1-1 に示した 2 形態のフレット疲労について、フレット疲労強度の面圧依存性とそのメカニズムを明らかにすることである。そこで、本研究ではタービン翼材として一般的に採用している 12Cr 鋼を用いて、パッド型（高面圧・小すべり）と摩擦伝達型（低面圧・大すべり）の 2 種類のフレット疲労試験をした。パッド型試験では、図 1-8 に示すように一般的な面接触条件に追加して、タイヤやテノン・シュラウドのように局所面圧が高い条件を模擬した線接触条件で試験した。局所面圧が降伏応力以上の高面圧下で、面圧とフレット疲労強度の関係について検討した。

摩擦伝達型試験では、全周連結翼のカバー構造を模擬した試験方法を新たに考案して、面圧や相対変位をパラメータとした試験をした。上述したように、摩擦伝達型試験では、面圧が低下するほどフレット疲労強度が低下することが分かったため、そのメカニズムについて考察した。面圧が低いほど主き裂が接触面内部に位置したという観察結果に基づいて、面圧低下により真の接触端が接触面内部に移動して応力集中が増加するという仮説を立てた。この仮説を検証するために、接触面の非接触領域をパラメータとした応力解析を実施し、さらに低面圧条件で真の接触端が移動することを確認するために、接触端近傍のひずみ分布を詳細に測定した。

本研究の第二の目的は、破壊力学を適用した微小き裂の進展・停留モデルの有効性を定量的に検証することである。種々の試験条件に対する評価モデルの有効性を検証するために、静的強度が異なる 2 種類の材料を用い、平均応力と接触条件（面接触と線接触）をパラメータとして考察した。本研究の特筆すべき点は、定量評価の精度を高めるために以下に述べる 3 項目に着目し、データ取得・評価をしたことである。

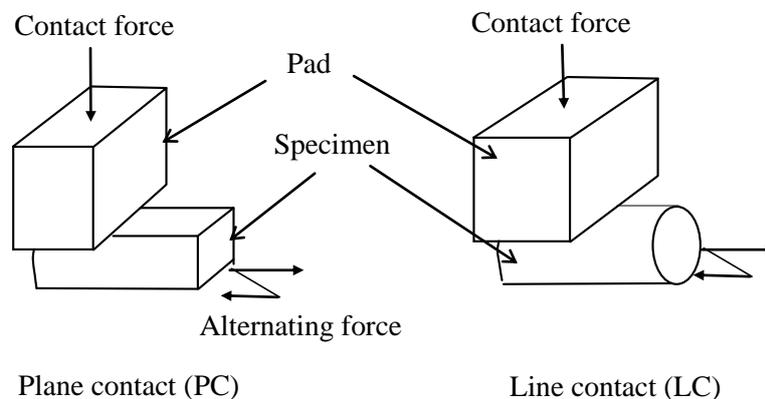


Fig. 1-8 Schematic view of fretting fatigue tests.

1) 平均応力をパラメータとした微小き裂の ΔK_{th} に関するデータ取得

本研究では、フレット試験により導入した予き裂材の疲労試験により、予き裂からのき裂進展下限界値 ΔK_{th} を取得した。特に、フレット疲労評価では、圧縮平均応力のデータが必要になるため、応力比 R が $-3 \sim 0.5$ の範囲でデータを取得した。

2) フレット試験未破断試験片の停留き裂長さに関するデータ取得

フレット試験未破断試験体を用い、パッドを外した条件で疲労破壊させることによって、起点部の停留き裂長さに関するデータを取得した。得られたデータと、微小き裂の進展・停留モデル（図 1-6）から評価した停留き裂長さを比較することにより、モデルの有効性を検証した。さらに、き裂の進展プロファイルに関するデータ（き裂の深さと傾斜角）を取得して、ステージ I から II への遷移進展挙動について考察した。

3) 傾斜き裂を導入した有限要素法（finite element method, FEM）解析による混合モードの ΔK 評価

ステージ I では傾斜き裂に対する引張とせん断の混合モードによる評価が必要になる。本研究では、き裂の長さや傾斜角をパラメータとしてき裂を導入した部材の FEM 解析により応力拡大係数範囲を算出して、混合モードによる進展挙動について考察した。また、ステージ I のき裂進展評価にあたり、最大接線応力説の実用上の有効性についても考察した。

1.2.2 フレット試験摩耗評価

フレット試験摩耗と一方向すべり摩耗（凝着摩耗）との相違に関して、種々の考察がされている^{45)~49)}。例えば笹田⁴⁵⁾によると、フレット試験摩耗は、往復振動のために発生した摩耗粉が接触面から排出されにくいことや、摩擦方向が逆転することによる「逆剃り」の効果などが指摘されている。また、両者の相違点として、フレット試験摩耗の振幅が微小なために、振動方向が反転する時の摩耗量がすべり摩耗よりも小さくなるとの指摘がある。志摩ら⁴⁸⁾の報告によると、相対変位が小さくなると摩耗量が変位に比例せずに加速度的に低下することが報告されている。一方、すべり量が比較的大きな条件（100 μm ）でのフレット試験摩耗率は、一方向すべり摩耗の摩耗率と概ね一致したとの報告がある⁴⁵⁾。

これらの報告を整理すると、相対変位が大きい領域ではフレット試験摩耗と一方向すべり摩耗が概ね同等の摩耗率であり、相対変位が小さくなるとフレット試験摩耗率がすべり摩耗率よりも低くなることが予想される。しかし、フレット試験摩耗率がすべり摩耗率よりも低下する境界条件については十分に明らかにされていない。そこで、本研究ではその境界条件を明らかにすること、およびフレット試験摩耗の定量評価法の提案を目的とした。1 サイクルあたりの消費エネルギーとフレット試験摩耗率に関するデータを取得して、スラストシリンダ式の一方向すべり摩耗試験により取得した摩耗率と比較した。特に、相対変位が小さい領域における接触面の消費エネルギーを詳細に評価するために、接線力とすべり量が描くヒステリシス面積の算出に追加して、接触

面近傍で計測した温度上昇量から発熱量を推定して消費エネルギーを評価した。

1.2.3 接触面の摩擦モデルと構造減衰評価

(a) 摩擦モデル（すべり量，接線剛性）

一般に接触面の摩擦モデルとして，図 1-9 に示すクーロン摩擦モデルが用いられている．図 1-9 は 2 つの物体が法線力 F_n で接触した状態で，接線力 F_t が作用する場合の接線力と相対変位の関係を示している．動摩擦係数を μ とすると， F_t が $\mu \times F_n$ 以下の領域が固着域であり，この領域での相対変位に対する接線力の傾きを接線剛性 K_{tc} と定義する．接線力 F_t が $\mu \times F_n$ に達すると， F_t が一定となり非可逆なすべり変位が生じる．クーロン摩擦モデルと実際の接触面で生じる物理現象には相違があり，例えば実際には F_t が $\mu \times F_n$ 以下でもマイクロすべりが生じることや，マクロすべりが生じる条件で F_t が一定 ($\mu \times F_n$) にならないことなどが挙げられる．特に，全周連結翼のカバー構造では，全面すべりではなくマイクロすべりが発生する条件で運用される場合が多く，この場合の構造減衰や固有振動数を評価するにはマイクロすべりに関する評価が重要になる．

マイクロすべりに関する試験計測やモデル化に関して，種々の報告⁵³⁾⁻⁵⁹⁾がある．例えば，Olofsson ら^{53), 54)}は規格化した物理量を用いて，接線力とマイクロすべりの関係をモデル化した．Goodman ら^{55), 56)}や Rogers ら⁵⁷⁾は，実験により相対変位と 1 サイクルあたりの消費エネルギーに関するデータを取得した．接触解析によるアプローチについても報告されており，Dini ら⁵⁸⁾や Ciulcu ら⁵⁹⁾は接触面の面圧分布や接線力分布を解析的に評価して，マイクロすべりが発生する現象について考察した．接触面の一部ですべりが発生する条件については，Mindlin⁶⁰⁾が示した円環摩耗（球と平面の接触摩耗では円環形状に摩耗が発生し，円環の内側は固着域のために摩耗が生じない現状）に関する研究が有名である．Sato ら⁶¹⁾は，法線力や相対変位をパラメータとして試験を行い，円環摩耗の形状が解析と良く一致することを示した．

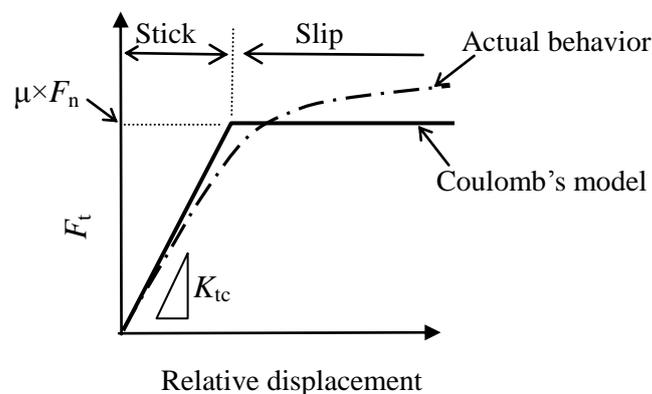


Fig. 1-9 Schematic of coulomb's model.

接線剛性に関する研究では、摩擦試験により接線剛性を直接計測する方法と加振試験で計測した固有振動数や減衰から、その入力値となる接線剛性を推定する方法が報告されている。一般に前者の方法では、摩擦試験で計測した相対変位から、接触面の相対変位と試験体の弾性変形などの変位を分離するのが困難な場合が多い。Filippi ら^{62), 63)}は、接線剛性による変位のみを計測する詳細な計測装置を考案して、高温環境における接線剛性のデータを取得した。

後者の方法では、例えば Csaba ら⁶⁴⁾や Sanliturk ら⁶⁵⁾により、振動試験の結果を基に接触面の接線剛性を評価した報告がされている。接線剛性の評価にあたって、Csaba ら⁶⁴⁾は接触長さによる補正、Sanliturk ら⁶⁵⁾は接触面の回転による補正を考慮している。これらの報告に共通していえることは、面圧を低下するほど接線剛性が低下する傾向があることである。上述したようにすべり量や接線剛性に関して種々の報告があるが、これらの物理量は接触面の形状や表面粗さ、面圧分布などの種々の因子に依存することが考えられ、それらの影響を考慮した統一的なモデルはまだ確立されていない。

そこで、本研究では、面圧や相対変位をパラメータとして、繰返し数に対する接線力係数やすべり量、接線剛性に関するデータを取得することを目的とした。さらに、文献^{64)~67)}で報告されているように面圧を低下するほど接線剛性が低下する現象に関して、そのメカニズムを考察した。

(b) 構造減衰の定量評価

接触面ですべり変形が生じると接線力と相対変位の関係が非線形になるため、固有振動数や減衰を評価する振動解析では非線形の考慮が必要になる。非線形振動解析により固有振動数や減衰を評価した先駆的な研究として、Griffin の研究⁶⁸⁾が挙げられる。Griffin は、タービン翼のプラットフォームダンパーを模擬した振動試験と非線形振動解析を実施して、ダンパーの接触法線力と固有振動数、および応答力が試験と解析で良く一致することを示した。Griffin の研究以外にも、ダンパーやカバー連結部を対象とした非線形性振動応答解析に関して、多数の報告がされている^{69)~80)}。例えば、金子ら⁷⁰⁾は法線力と振動力の比に等価なパラメータを用いて、非線形解析により求めたタービン翼の固有振動数と減衰比が計測結果と良く一致することを示した。最近では、接触面の摩擦モデルとして全面すべりでなく、マイクロすべりを考慮した評価がされている。例えば Marquina ら⁷³⁾は、Olofsson らによるマイクロすべりのモデル式⁵³⁾を翼溝接触面に適用して構造減衰を評価した。このように、タービン翼接触面の非線形を考慮した振動応答解析方法については、概ね確立していると考えられる。現状の課題は、評価精度向上のために入力条件である摩擦モデルの精度を高めることである。

本研究では、ダブテールの接触連結を模擬した加振試験により、入力データである接触面の摩擦モデルと、加振試験による構造減衰と固有振動数の関係を明らかにすることを目的とした。ダブテール接触面の角度（3 ケース）をパラメータとして、接触角と固有振動数や減衰比の関係について考察した。また、加振試験で計測した固有振動数と減

衰を基に接触面の摩擦モデルの入力条件（面圧－接線剛性と接線力係数－すべり量）を逆解析により評価し、フレット試験により計測した物性値と比較した。

1.3 本論文の構成

本論文では、本研究目的を達成するため、以下の構成で研究内容をまとめた。

まず、第2章^{16), 87)}では、第1章で分類した2形態のフレット疲労のうち、タイワイヤやテノン・シュラウドを対象とした比較的高面圧・小すべりの条件について検討する。局所的に高面圧が発生する条件での面圧とフレット疲労強度の関係、および破壊力学によるフレット疲労強度の定量的な評価を目的として、強度の異なる2種類の12Cr鋼を用いて、種々の平均応力と接触条件（面接触と線接触）でフレット疲労試験をする。高精度な定量評価を行うために、未破断試験体の停留き裂に関するデータ、およびフレット予き裂材を用いた疲労試験により種々の平均応力に対する微小き裂の進展下限界値を取得した結果について述べる。さらに、傾斜き裂を導入した有限要素法解析とき裂傾斜角の計測に基づいて、混合モードによるき裂進展について考察する。

第3章^{14), 1)}では、第1章で分類したフレット疲労の第2の形態である、全周連結翼のカバー接触面を対象とした比較的低面圧・大すべり条件のフレット疲労について検討する。低面圧・大すべり条件における面圧とフレット疲労強度の関係、およびそのメカニズムの解明を目的として、新たに考案した摩擦伝達型のフレット疲労試験をする。面圧低下による強度低下の理由を明らかにするために、接触端の移動を想定した応力解析と、接触面近傍のひずみ分布計測により考察する。また、接触面の接線力と相対すべりに関する摩擦モデルの構築を目的として、接線力係数とすべり量の関係、およびその繰返し数依存性について検討する。

第4章¹⁾では、フレット摩耗の定量的な評価、およびフレット摩耗と一方向すべり摩耗の比較を目的として、第3章で述べた摩擦伝達型のフレット摩耗試験とスラストシリンダ式の一方向すべり摩耗試験をする。計測した接線力とすべり量から接触面の消費エネルギーを算出して、フレット摩耗との相関について検討する。また、消費エネルギーの評価精度を確認するために、接触面近傍で温度変化量を計測し、熱伝導解析との照合により接触面の発熱量に関して考察する。

第5章⁸¹⁾では、接触面の摩擦モデルと、構造減衰や固有振動数の関係を明らかにすることを目的として、翼とロータの締結部であるダブテール構造を模擬した加振試験をする。ダブテール接触面の角度をパラメータ（3ケース）として、接触角が固有振動数と減衰比に及ぼす影響について検討する。また加振試験結果から逆解析により求めた摩擦モデルの入力値（面圧－接線剛性と接線力係数－すべり量）と第3章のフレット試験により取得した物性値を比較する。さらに、面圧の低下に伴って接線剛性が低下する現象に関して、そのメカニズムを考察する。

第6章では、第2章から第5章までの研究成果を総括して、結論と将来の展望について

て述べる。

参考文献

- 1) Asai, K., Kudo, T., and Yoda, H., “Experimental validation of fretting fatigue strength and fretting wear rate at contact surface of turbine-blade-shroud cover”, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, GT2012-68576 (2012).
- 2) McCloskey, T. H., Dooley, R. B., and McNaughton, W. P., “Turbine steam path damage: theory and practice”, EPRI (1990).
- 3) JSME Standard, “Standard method of fretting fatigue testing (2nd Edition)”, JSMES015 (2009).
- 4) Nagata, K., Matsuda, T., and Kashiwaya, H., "Effect of contact pressure on fretting fatigue strength", *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 53, No. 486 (1987), pp. 196-199.
- 5) Satoh, T., Mutoh, Y., Yada, T., Takano, A., and Tsunoda, E., "Effect of contact pressure on high temperature fretting fatigue", *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, Vol. 42, No. 472 (1993), pp. 78-84.
- 6) Nishioka, K., and Hirakawa, K., “Study on fretting fatigue (4th report)”, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 34, No. 266 (1968), pp. 1644.
- 7) Kondo, Y., and Bodai, M., “Study on fretting fatigue crack initiation mechanism based on local stress at contact edge”, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 63, No. 608 (1997), pp. 669-676.
- 8) Niho, S., Kubota, M., Sakae, C., and Kondo, Y., “Effect of relative slip amount on initiation site and propagation condition of fretting fatigue crack”, *Proceedings of the 56th Kyushu Branch Regular Meeting of the Japan Society of Mechanical Engineers*, No.038-1 (2003), pp. 11-12.
- 9) Fouvry, S., Kapsa, P., and Vincent, L., “Fretting wear and fretting fatigue: relation through a mapping concept”, *Fretting Fatigue, ASTM STP 1367* (2000), pp. 49-64.
- 10) Srinivasan, A. V. and D. G. Cutts, “Dry friction damping mechanics in engine blades”, *Transactions of the ASME*, Vol. 105 (1983), pp. 332–341.
- 11) Hattori, T., Nakamura, M., and Watanabe, T., ”A new approach to the prediction of the fretting fatigue life that considers the shifting of the contact edge by wear”, *Fretting fatigue: Current Technology and Practices, ASTM STP 1367* (2000), pp. 19-30.
- 12) Kondo, Y., Kubota, M., Kataoka, S., and Sakae, C., “Effect of stress relief groove shape on fretting fatigue strength and index for the selection of groove shape”, *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, Vol. 56, No. 12 (2007), pp. 1156-1162.
- 13) Kondo, Y., Sakae, C., Kubota, M., and Nagasue, T., “The meaning of the local stress in fretting fatigue”, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 69, No. 678

- (2003), pp. 382-389.
- 14) Asai, K., "Effect of contact pressure on fretting fatigue strength in friction-type joints", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 75, No. 755 (2009), pp. 909-917.
 - 15) Kondo, Y., Sakae, C., Kubota, M., and Yanagihara, K., "Non-propagating crack at giga-cycle fretting fatigue limit", *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 70, No. 696 (2004), pp. 1066-1071.
 - 16) Asai, K., "Fretting fatigue strength under high local contact pressure and its fracture mechanics analysis", *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, Vol. 55, No. 12 (2006), pp. 1102-1109.
 - 17) Kataoka, S., Ono, H., Kubota, M., and Kondo, Y., "Effect of contact conditions on growth of small crack in fretting fatigue", *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 78, No. 785 (2012), pp. 1-13.
 - 18) Mutoh, Y., Xu, J. Q., Kondoh, K., "Observations and analysis of fretting fatigue crack initiation and propagation," *ASTM STP 1425* (2003), pp. 61-75.
 - 19) Mutoh, Y., and Xu, J. Q. "Fracture mechanics approach to fretting fatigue and problems to be solved", *Tribology International*, Vol. 36 (2003), pp. 99-107.
 - 20) Hattori, T., Nakamura, M., Sakata, H., and Watanabe, T., "Fretting fatigue analysis using fracture mechanics", *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 53, No. 492 (1987), pp. 1500-1507.
 - 21) Sato, K., Fujii, H., and Kodama, S., "Stress intensity factors for fretting fatigue cracks and representation of crack propagation behavior using the stress intensity factors", *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 52, No. 483 (1985), pp. 2471-2479.
 - 22) Lindley, T. C., "Fretting fatigue in engineering alloys", *International Journal of Fatigue*, Vol. 19, No. 1 (1997), pp. S39-S49.
 - 23) Attia, M. H., "Prediction of fretting fatigue behavior of metals using a fracture mechanics approach with special consideration to the contact problem", *Journal of Tribology*, Vol. 127 (2005), pp. 685-6930.
 - 24) Makino, T., Yamamoto, M., and Hirakawa, K., "Fracture mechanics approach to the fretting fatigue strength of axle assemblies", *ASTM STP 1367* (2000), pp. 509-522.
 - 25) Nicholas, T., Hutson, A., John, R., and Olson, S., "A fracture mechanics methodology assessment for fretting fatigue", *International Journal of Fatigue*, Vol. 25 (2003), pp. 1069-1077.
 - 26) Edwards, P. R., "Fracture mechanics application to fretting in joints", *Advances in Fracture research*, Pergamon Press (1984), pp. 3813-3836.
 - 27) El Haddad, M. H., Smith, K. N., and Topper, T. H., "Fatigue crack propagation of short

- cracks”, *Transactions of the ASME*, Vol. 101 (1979), pp. 42-46.
- 28) Murakami, Y., "Metal fatigue: Effects of small defects and nonmetallic inclusions", Yokendo Ltd (1993), pp.57-59.
 - 29) Murakami, Y., and Endo, M., "Effects of hardness and crack geometry on ΔK_{th} of small cracks”, *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, Vol. 35, No. 395 (1986), pp. 911-917.
 - 30) Usami, S., and Shida, S., "Effects of environment, stress ratio and defect size on fatigue threshold", *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, Vol. 31, No. 344 (1982), pp. 493-499.
 - 31) Usami, S, and Shida, S., “Elastic-plastic analysis of the fatigue limit for a material with small flaws”, *Fatigue of engineering materials and structures*, Vol. 1, No. 4 (1979), pp. 471-481.
 - 32) Lamacq, V., Dubourg, M. C. and Vincent, L., ”Crack path prediction under fretting fatigue- A theoretical and experimental approach”, *Journal of Tribology*, Vol. 118 (1996), pp. 711-720.
 - 33) Qian, J., and Fatemi, A., “Mixed mode fatigue crack growth: A literature survey”, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 55, No. 6 (1996), pp. 969-990.
 - 34) Zhang, H., and Fatemi, A., “Short fatigue crack growth behavior under mixed-mode loading”, *International Journal of Fracture*, Vol. 165 (2010), pp. 1-19.
 - 35) Mutoh, Y., "Fracture mechanisms of fretting fatigue", *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, Vol. 46, No. 11 (1997), pp. 1233-1241.
 - 36) Dubourg, M. C., and Lamacq, V., “Stage II crack propagation direction determination under fretting fatigue loading: A new approach in accordance with experimental observations”, *ASTM STP 1367* (2000), pp. 436-450.
 - 37) Faanes, S., “ Inclined cracks in fretting fatigue”, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 52, No. 1 (1995), pp. 71-82.
 - 38) Tanaka, K. “Fatigue crack propagation from a crack inclined to the cyclic tensile axis”, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 6, No. 3 (1974), pp. 493-507.
 - 39) Pook, L. P., “A failure mechanism map for mixed mode I and II fatigue crack growth thresholds”, *International Journal of Fracture*, Vol. 28 (1985), pp. 21-23.
 - 40) Murakami, Y., Fukuhara, T., and Hamada, S., ”Measurement of Mode II threshold stress intensity factor range ΔK_{IIth} ”, *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, Vo. 51, No. 8 (2002), pp. 918-925.
 - 41) Bold, P. E., Brown, M. W., and Allen, R. J., “A review of fatigue crack growth in steels under mixed mode I and II loading”, *Fatigue Fracture Engineering Materials Structure*, Vol. 15, No. 10 (1992), pp. 965-977.
 - 42) Hannes, D., and Alfredsson, B., “A fracture mechanical life prediction method for rolling

- contact fatigue based on the asperity point load mechanism”, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 83 (2012), pp. 62-74.
- 43) Rayaprolu, D. B. and Cook, R., “Standardization of Fretting Fatigue Test Methods and Equipment”, *ASTM STP 1159* (1992), pp. 129-152.
 - 44) Pape J. A., and Neu R.W., “Influence of contact configuration in fretting fatigue testing”, *Wear* 225-229 (1999), pp.1205-1214.
 - 45) Sasada T., “Wear”, Yokendo (2008), pp. 91.
 - 46) Iwabuchi, A., “Distinct properties of fretting wear”, *Tribologist*, Vol. 35, No. 6 (1990), pp. 386-391.
 - 47) Sato, J., “Fretting wear and its prevention”, *Kikai no kenkyu*, Vol. 55, No. 5 (2003), pp. 81-88.
 - 48) Shima, M. and Satoh, J., “Studies of fretting (Part 4)”, *Junkatsu*, Vol. 31, No. 7 (1986), pp.507-514.
 - 49) Kayaba, T., and Iwabuchi, A., “The effect of temperature on fretting wear”, *Jyunkatsu*, Vol. 27, No. 1 (1982), pp. 31-38.
 - 50) Yantio, G. R., Sabeya, N., Paris, J. Y., and Denape, J., “Fretting wear of a coated titanium alloy under free displacement”, *Wear*, Vol. 264 (2008), pp. 166-176.
 - 51) Vingsbo O., and Soderberg S., “On fretting maps”, *Wear*, Vol. 126 (1988), pp. 131-147.
 - 52) Ohmae, N., and Tsukizoe, T., “The effect of slip amplitude on fretting”, *Wear*, Vol. 27 (1974), pp. 281-294.
 - 53) Olofsson, U. and Hagman, L., “A model for micro-slip between flat surfaces based on deformation of ellipsoidal elastic bodies”, *Tribology International*, Vol. 30, No. 8 (1997), pp. 599–603.
 - 54) Olofsson, U., “Cyclic micro-slip under unlubricated conditions”, *Tribology International*, Vol. 28, No. 4 (1995), pp. 207–217.
 - 55) Goodman, L. E., “Material damping and slip damping”, *Shock and Vibration Handbook* third edition edited by Harris, C. M (1961).
 - 56) Goodman, L. E. and Brown, C. B., “Energy dissipation in contact friction: Contact normal and cyclic tangential loading”, *Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics* (1962), pp. 17–22.
 - 57) Rogers, P. F. and Boothroyd, G., “Damping at metallic interfaces subjected to oscillating tangential loads”, *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry* (1975), pp. 1087–1093.
 - 58) Dini, D and Nowell, D., “Prediction of the slip zone friction coefficient in flat and rounded contact”, *Wear*, Vol. 254 (2003), pp. 364–369.
 - 59) Ciulcu, C., Motreanu, D., and Sofonea, M., “Analysis of an elastic contact problem with slip dependent coefficient of friction”, *Mathematical Inequalities and Applications*, Vol. 4,

pp. 465–479 (2001).

- 60) Mindlin, R. D., “Compliance of elastic bodies in contact”, *ASME J. Appl. Mech.* (1949), pp. 259–268.
- 61) Sato, J., and Shima, M., “Studies of fretting (Part 2), analysis of tangential traction and micro-slip in fretting contact”, *Journal of JSLE*, Vol. 28, No. 6 (1983), pp.442-449.
- 62) Filippi, S., Akay, A., and Gola, M. M., “Measurement of tangential contact hysteresis during microslip”, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, 126 (2004), pp. 482–489.
- 63) Filippi, S., Rodrigues, E. B., and Gola, M. M., “Experimental characterization of contact hysteresis at high temperature”, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006*, GT2006–90757 (2006).
- 64) Csaba, G., “Modeling of a microslip friction damper subjected to translation and rotation”, *ASME-Paper 99–GT–149* (1999).
- 65) Sanliturk, K. Y., Ewins, D. J. and Stanbridge, A. B., “Underplatform dampers for turbine blades: theoretical modelling, analysis and comparison with experimental data”, *ASME-Paper 99–GT–335* (1999).
- 66) Siewert, C., Panning, L., Fellner, A. S. and Kayser, A., “The estimation of the contact stiffness for directly and indirectly coupled turbine blading”, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006*, GT2006–90473 (2006).
- 67) Yang, B. D. and Menq, C. H., “Characterization of contact kinematics and application to the design of wedge dampers in turbo-machinery blading, Part I: Prediction of forced response and experimental verification”, *ASME-Paper 97–GT–20* (1997).
- 68) Griffin, J. H., “Friction damping of resonant stresses in gas turbine engine airfoils,” *ASME Journal of Engineering for Power*, 102 (1980), pp. 329–333.
- 69) Kaneko, Y., Umemura, S., and Nagashima, T., “Vibration analysis of damper blade by substructure synthesis method”, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 60, No. 270 (1994), pp. 399-405.
- 70) Kaneko, Y., Mase, M., Watanabe, E., and Nagashima, T., “Vibration analysis of friction damped blade”, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 59, No. 559 (1993), pp. 672-677.
- 71) Kaneko, Y., Mori, K., Tomii, M., and Nagashima, T., “Analytical and experimental study of damping characteristics of compressor vane with friction damper”, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 69, No. 682 (2003), pp. 1508-1513.
- 72) Charleux, D., Gibert, C., Thouverez, F., and Dupeux, J., “Numerical and experimental study of friction damping blade attachments of rotating bladed disks”, *International Journal of Rotating Machinery*, Article ID 71302 (2006).

- 73) Marquina, F. J., Coro, A., Gutierrez, A., Alonso, R., Ewins, D. J., and Girini, G., "Friction damping modeling in high stress contact areas using microslip friction model", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008*, GT2008-50359 (2008).
- 74) Firrone, C. M., Allara, M., and Gola, M. M., "A contact model for nonlinear forced response prediction of turbine blades: Calculation techniques and experimental comparison", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008*, GT2008-51231 (2008).
- 75) Menq, C. H., Bielak, J., and Griffin, J. H., "The influence of microslip on vibratory response: A new microslip model", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 107, no. 2 (1986), pp. 279-293.
- 76) Petrov, E. and Ewins, D., "Prediction of inherent damping and forced response of bladed discs with root joints," *10th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference*, New Orleans, USA (2005).
- 77) Sextro, W., "Development and experimental validation of a point contact model for dynamical problems with friction", *Proceedings of DETC'01*, DETC2001/VIB-21512 (2001).
- 78) Allara, M., Filippi, S., and Gola, M. M., "An experimental method for the measurement of blade-root damping", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006*, GT2006-90774 (2006).
- 79) Sextro, W., "Dynamical contact problems with friction- models, methods, experiments and applications", *Lecture Notes in Applied Mechanics*, Vol. 3, Springer-Verlag, Berlin (2002).
- 80) Szwedowicz, J., Kissel, M., Ravindra, B., and Kellerer, R., "Estimation of contact stiffness and its role in the design of a friction damper", *ASME-Paper 2001-GT-0290* (2001).
- 81) Asai, K., Sakurai, S., Kudo, T., Ozawa, N., and Ikeda, T., "Evaluation of friction damping in dovetail root joints based on dissipation energy on contact surfaces", *Proceedings of ASME Turbo 2009*, GT2009-59508 (2009).
- 82) Jean, P., Dupont, C., Gibert, C. and Lombard, J.-P., "Test-model correlation of dry-friction damping phenomena in aero-engines", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008*, GT2008-50891 (2008).
- 83) Srinivasan, A. V., Cutts, D. G., and Sridhar S., "Turbojet engine blade damping", *NASA Contact report 165406* (1981).
- 84) Kielb, J. J. and Abhari, R. S., "Experimental study of aerodynamic and structural damping in a full-scale rotating turbine", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-transactions of the ASME*, 125(1) (2003), pp. 102-112.
- 85) Fouvry, S., Paulin, C., and Deybr, S., "Impact of contact size and complex gross-partial slip conditions on Ti-6Al-4V/Ti-6Al-4V fretting wear", *Tribology International*, Vol. 42,

pp. 461-474 (2009).

- 86) Kondo, Y., Sakae, C., Kubota, M. Nagasue, T. and Sato, S., "Evaluation of fretting fatigue limit based on local stress at the contact edge", *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, Vol. 51, No. 9 (2002), pp. 1017-1022.
- 87) Asai, K., "Fracture mechanics analysis of fretting fatigue considering small crack effects, mixed mode, and mean stress effect", *Applied fracture mechanics, Intech* (2012), pp. 177-196.

第2章 高面圧・小すべり条件のフレット疲労強度と

破壊力学評価

2.1 緒言

第1章で述べたように、タービン翼のタイワイヤやテノン・シュラウドは、表1-1の整理によると高面圧・低すべり条件に分類される。これらの部位では、接触部が円弧形状であるため、降伏応力以上の高い局所面圧が発生する場合がある。

本章では、このような高面圧下での面圧とフレット疲労強度の関係を明らかにすることを目的として、図1-8に示したように一般的な面接触条件に追加して、線接触条件でフレット疲労試験を実施した。

また、破壊力学によるフレット疲労強度の定量評価を目的として、強度の異なる2種類の12Cr鋼を用い、種々の平均応力と接触条件（面接触と線接触）でフレット疲労試験をした。高精度な定量評価を行うため、未破断試験体の停留き裂に関するデータを取得し、フレット予き裂材を用いた疲労試験により種々の平均応力に対する微小き裂の進展下限値 ΔK_{th} を取得した。さらに、傾斜き裂を導入した有限要素法（finite element method, FEM）解析とき裂傾斜角の計測に基づいて、混合モードによるき裂進展について考察する。

2.2 試験方法

供試材は強度の異なる2種類の12Cr鋼であり、それらの機械的性質を表2-1に示す。B材の引張強さと0.2%耐力は、A材よりも約40%高い。試験片とパッドの形状を図2-1に示す。矩形断面（5mm×5mm）による面接触（plane contact: PC）条件とφ8の円形断面による線接触（line contact: LC）条件の2種類の試験をした。パッドの材質は、共通にA材とした。図2-2に示すように試験片の評点部をパッドで挟み、一定の押付け荷重を与えた上で、試験片の軸方向に引張圧縮の繰返し荷重を負荷した。事前に荷重校正した円筒形のロードセルによりボルトの締付け荷重を測定して、負荷面圧を調整した。局所部の塑性変形などの影響により、繰返し初期に面圧が低下する場合があったため、適宜、増し締めを行って面圧の誤差が±5%以内になるように調整した。機械加工による試験片表面の残留応力を除去するために、試験前に600℃で4時間の焼きなまし処理を施した。

Table 2-1 Mechanical properties of 12%-Cr steels.

	0.2% proof stress (MPa)	Tensile strength (MPa)	Elongation (%)	Reduction of area (%)	Vickers hardness (Hv)
Sample A	610	745	26.3	65.5	238
Sample B	842	1037	15.4	51.0	329

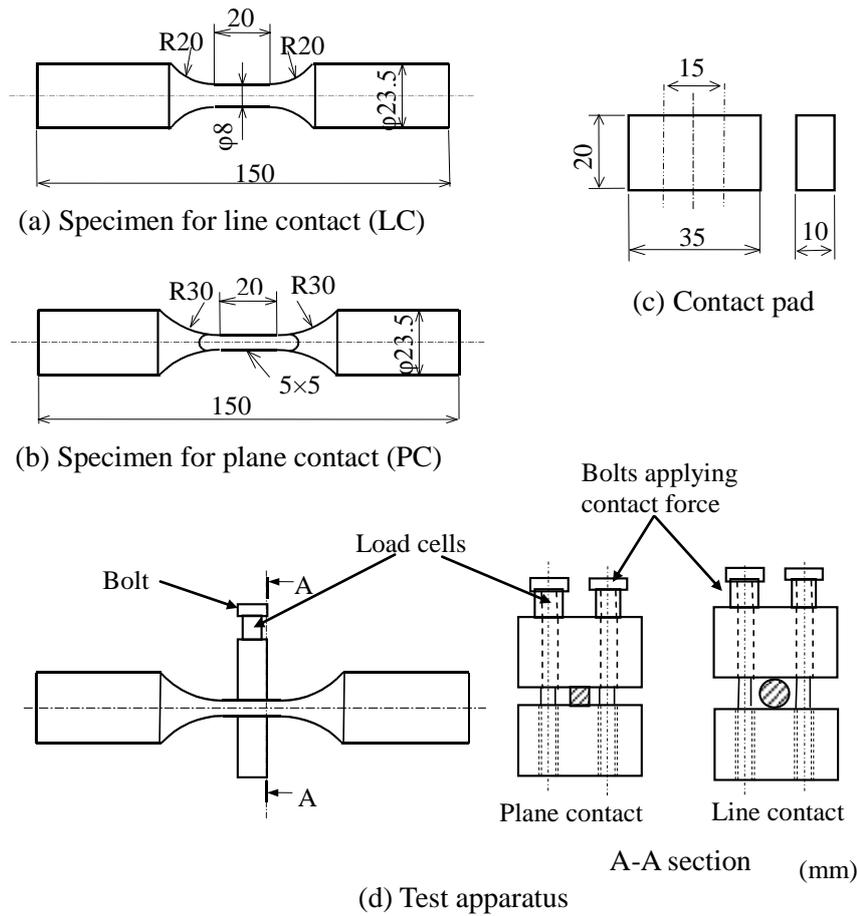


Fig.2-1 Shapes of specimens and test apparatus.

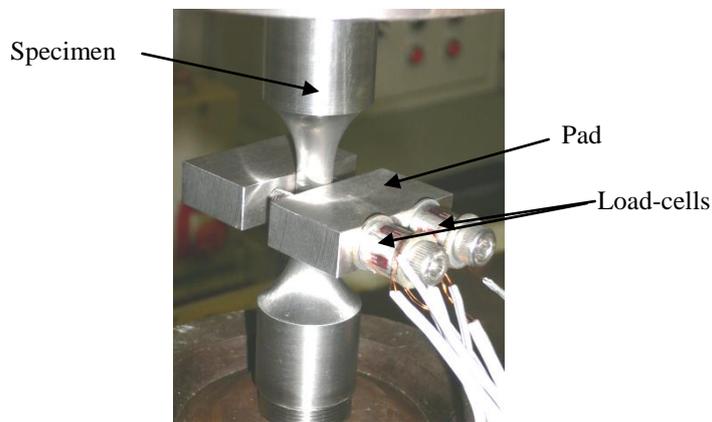


Fig.2-2 View of fretting fatigue test under LC condition.

面接触条件では平均面圧を 80 MPa とし、線接触条件では線接触荷重を 60, 150, 300, 450 N/mm とした. Hertz の弾性接触理論¹⁾により算出した接触面幅から求めた平均面圧は、各々 584, 923, 1306, 1569 MPa である. 疲労試験における平均応力は 0 MPa と 400 MPa とし、A 材の面接触条件では -100 MPa の平均応力でも行った. 平均応力と面圧の負荷順序は、先に平均応力を負荷して、その後面圧を付与した. 共振型試験機を用い、

室温大気環境で試験をした。本試験機では、負荷の繰返し速度は試験片形状に依存して決定され、線接触の条件で約 125 Hz、面接触の条件で約 110 Hz である。2×10⁷ サイクルで破断しない応力の上限を疲労限度とした。

未破断試験片 (2×10⁷ サイクル) の停留き裂を観察するため、試験後にパッドを外した条件で荷重を増加して疲労破壊させ、破断面から起点となったき裂寸法を計測した。き裂の計測精度を高めるために、レプリカにより停留き裂の表面長に関するデータを取得した。停留き裂を起点に破断しなかった試験片については、き裂部の試験片表面を研磨して残存き裂が消失する研磨深さからき裂深さを測定した。また、レーザ顕微鏡で破面起点部の段差を計測して、き裂進展経路上のき裂の深さと傾斜角に関するデータを取得した。

応力比 R をパラメータとした微小き裂の進展下限界値 ΔK_{th} を取得するために、フレットング予き裂導入材を用いた疲労試験をした。予き裂材として、フレットング試験による未破断試験片、および疲労限度以下の応力を負荷してき裂を導入した試験片を用いた。パッドを外した条件で予き裂材の疲労試験を行い、予き裂を起点に破断するまで低応力側から順次、振動応力を増加した。未破断試験の繰返し回数は 10⁷ サイクルとした。応力比は、-3, -1, 0, 0.5 として、公称応力の絶対値が 0.2% 耐力以上にならない条件で試験をした。破断に至った試験体の起点部から、予き裂寸法を読み取って応力拡大係数を算出した。

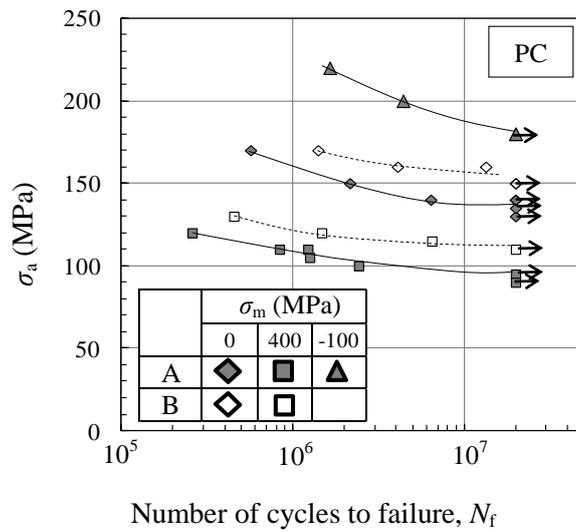
2.3 試験結果

2.3.1 フレットング疲労強度

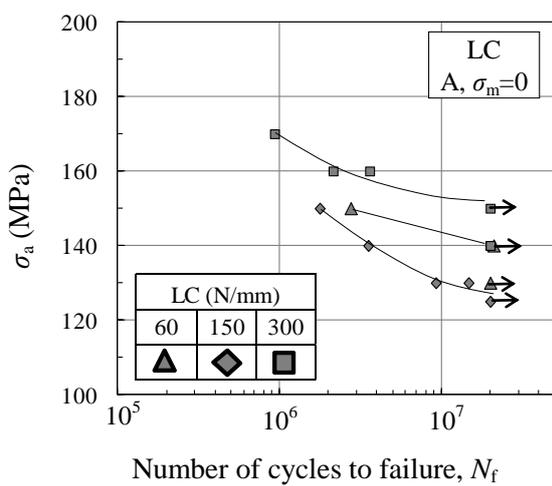
面接触、および線接触条件における $S-N$ 曲線を図 2-3 に示す。本試験結果の一覧を表 2-2~2-5 (p.45~47) に記す。面圧を横軸に、2×10⁷ サイクル繰返し時の未破断応力と破断応力を整理した結果を図 2-4 に示す。図 2-4 に示すように、線接触条件では、接触荷重の増加と共に強度が低下して、ある値で極小値を示した。フレットング疲労強度が極小値を示す接触荷重 (極小接触荷重) は、材料の静的強度に依存し、静的強度の高い B 材の方が A 材よりも高い値であった。極小接触荷重による平均面圧 (弾性を仮定した Hertz 理論¹⁾ により算出) は、A 材と B 材共に降伏応力 $\sigma_{0.2}$ 以上であり、約 $1.5 \times \sigma_{0.2}$ に相当した。

面接触条件 (面圧 80 MPa)、および線接触条件 (線荷重 150 N/mm) では、平均応力が 0, 400 MPa の両条件で、静的強度が高い B 材 (A 材に対して約 40% 高い) の方が A 材よりも疲労強度が高い結果 (約 10~25 %) が得られた。一方、線接触条件における極小値で比較すると、A 材と B 材の強度差はわずか (約 5 %) であった。このことから、静的強度が高い材料を採用しても、高面圧域でのフレットング疲労強度がほとんど向上しない可能性があるといえる。高面圧域の強度は平均応力 σ_m に依存しており、 σ_m が 0 MPa の方が 400 MPa の場合よりも極小接触荷重以上の荷重増加による強度上昇量が大きい傾向があった。

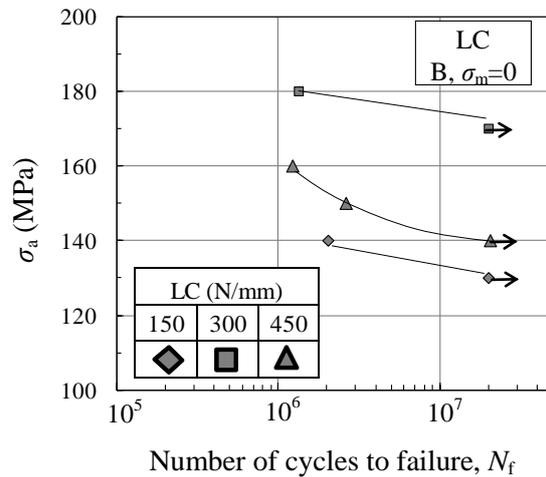
線接触条件（面圧：150 N/mm）による破断試験片の接触端近傍の観察例を図 2-5 に示す。き裂は摩耗痕の境界から少しパッド内側に入った位置にあり、本試験片ではその境界とき裂位置の距離は 0.12 mm であった。また、接触端部の摩耗幅（約 0.5 mm）は、Hertz の弾性解から算出される接触長さ（0.16 mm）よりも大きかった。これは、接触端部の面圧集中による塑性変形によるものと考えられる。



(a) Plane contact for samples A and B



(b) Line contact for sample A



(c) Line contact for sample B

Fig.2-3 S-N diagram of fretting tests.

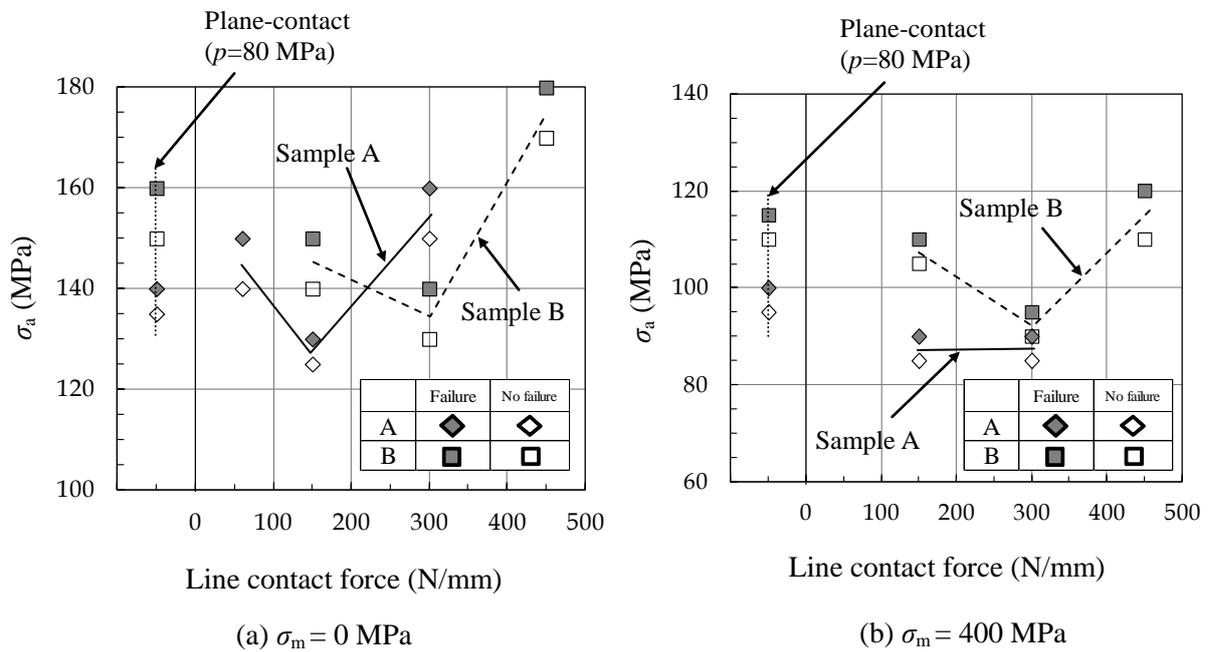


Fig.2-4 Effect of contact pressure on fretting fatigue strength at mean stress.
(Open marks: not broken; Closed marks: broken in less than 2×10^7 cycles)

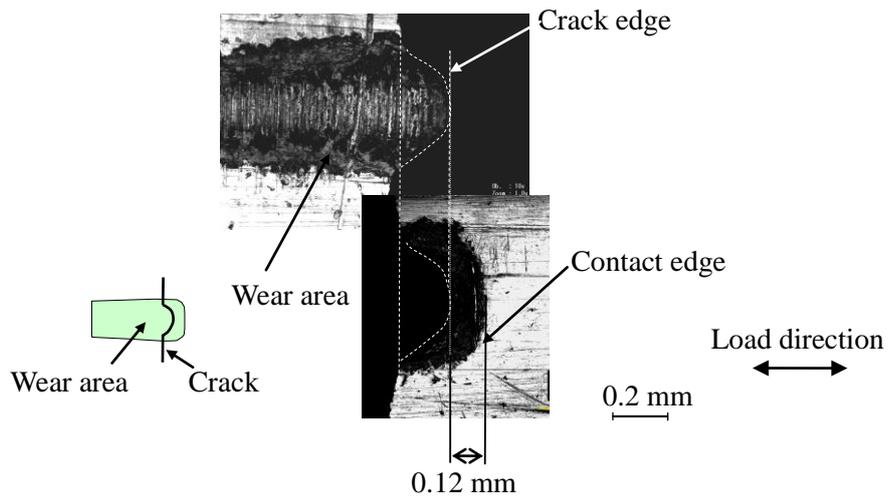


Fig. 2-5 Side view near contact edge of failure specimen.
(Sample A: LC, 150 N/mm, $\sigma_m = 0$ MPa, $\sigma_a = 130$ MPa, $N_f = 9.23 \times 10^6$)

2.3.2 停留き裂長さの観察結果

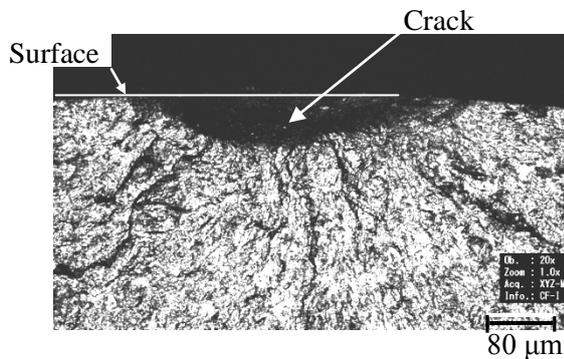
停留き裂のき裂面を軸方向から見た観察例を図 2-6(a)に示す。変動荷重に垂直な面に投影した停留き裂の深さ a と表面長 l を読み取った。停留き裂長さのアスペクト比 a/l の関係を図 2-6(b)に示す。ばらつきがあるものの a/l は約 0.15 であった。応力振幅 σ_a と停留き裂の等価き裂長さ a_{eq} の関係を図 2-7 に示す。ここで、等価き裂長さ a_{eq} は式(2-1)で定義され、一様引張応力が作用する無限平板の中央貫通き裂の半長に相当する²⁾。

$$a_{eq} = a/Q, \quad Q = 1 + 4.593(a/l)^{1.65} \quad (2-1)$$

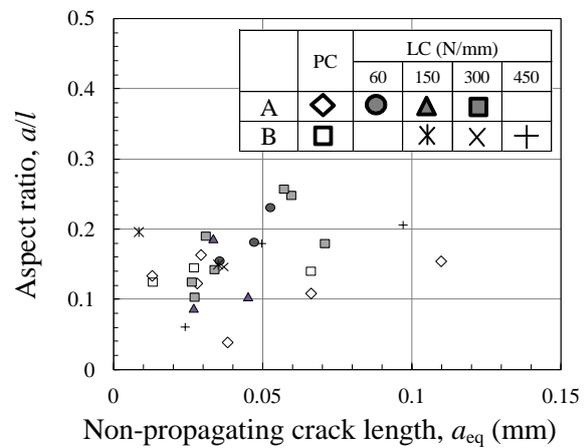
図 2-7 より、以下に示す結果が得られた。

- ・静的強度の高い B 材の方が A 材よりも、同じ応力振幅 σ_a に対する a_{eq} が小さい
- ・平均応力が高い方が、疲労限近傍の応力振幅による a_{eq} が小さい
- ・線接触条件では、異なる線接触荷重や平均応力に対して、 $\sigma_a - a_{eq}$ データ点が概ね同じ直線上に位置する

後述する 2.4 節で、これらの停留き裂に関する観察結果と破壊力学による評価結果の比較を行う。



(a) Example of non-propagating crack



(b) Aspect ratio

Fig. 2-6 Example of non-propagating crack and its aspect ratio.

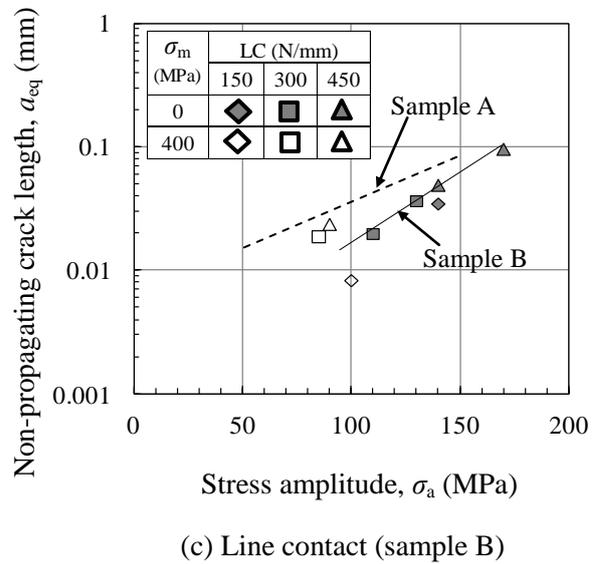
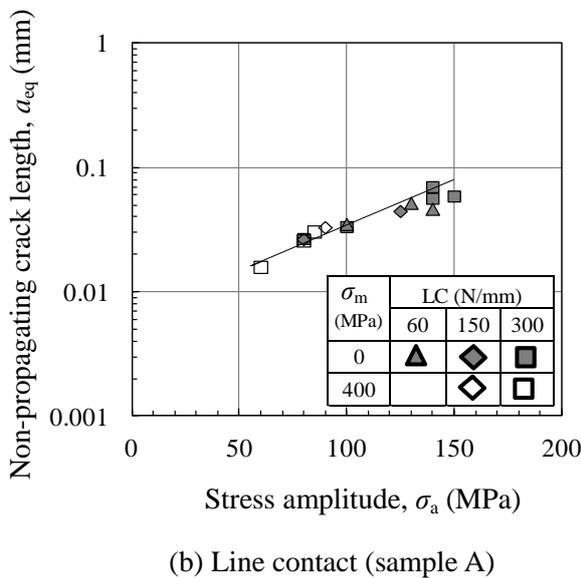
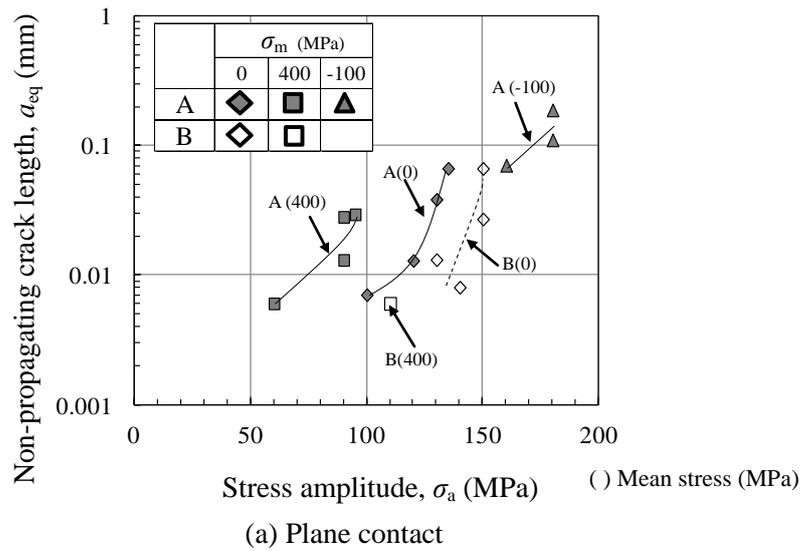
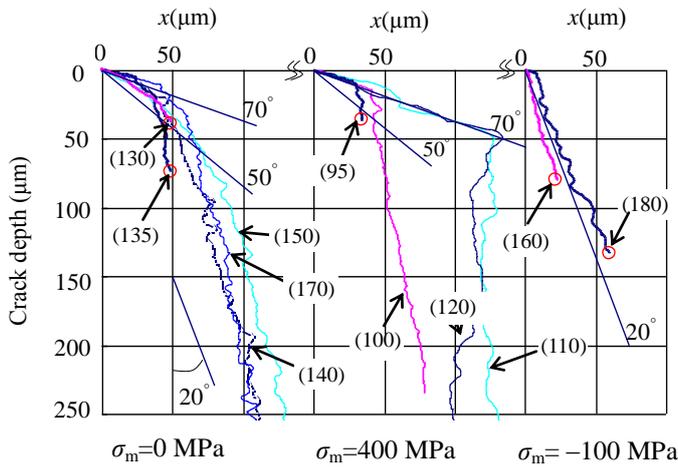


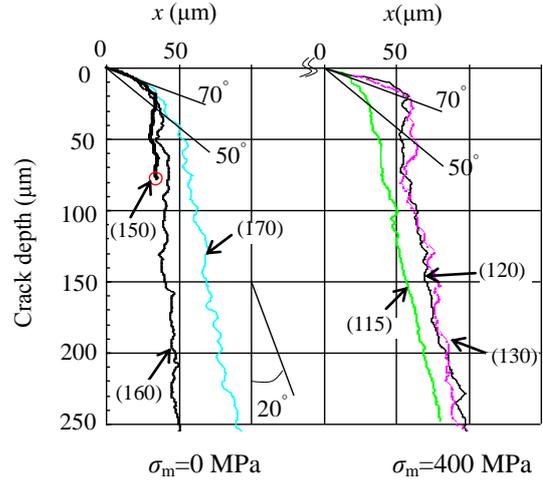
Fig. 2-7 Non-propagating crack depth obtained from fretting fatigue tests.

2.3.3 き裂進展経路の段差計測結果

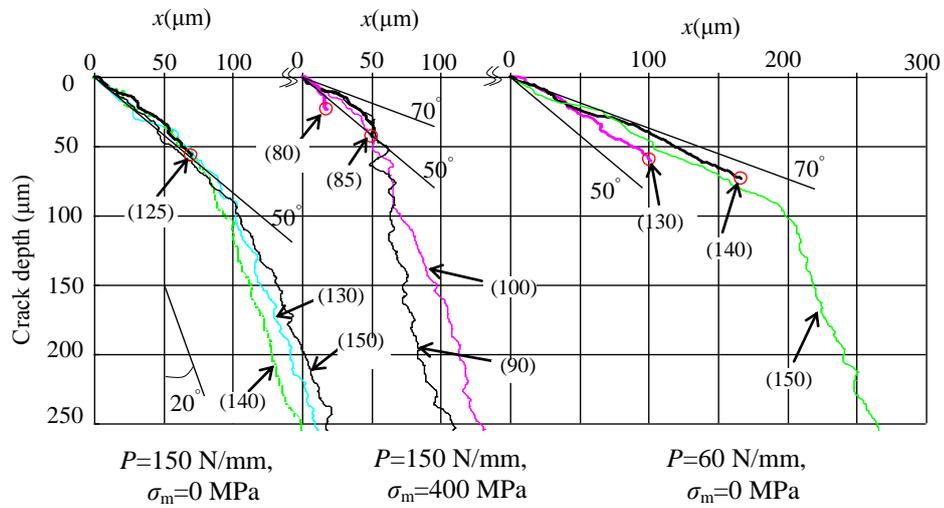
き裂進展経路上のき裂の深さと傾斜角の関係を計測した結果を図 2-8 に示す. 本図では, 停留き裂深さを○印で表記し, 各々の応力振幅を()付きで表記している. フレッシングき裂の進展経路は, 図 2-8(e)に模式的に示すように, 初期き裂の発生・進展段階の Stage I と, 最大主応力に垂直な方向にき裂が進展すると考えられている Stage II に分類される³⁾. 本試験では, Stage I の傾斜角 θ_1 は約 $50\sim 70^\circ$, Stage I から遷移直後における Stage II の傾斜角 θ_2 は約 20° であった. 未破断試験で負荷応力が最大の条件 (疲労限界条件と定義) における停留き裂位置に着目すると, 面接触条件ではそれらが全て Stage II に位置しており, 線接触条件では Stage I と II の境界近傍であった.



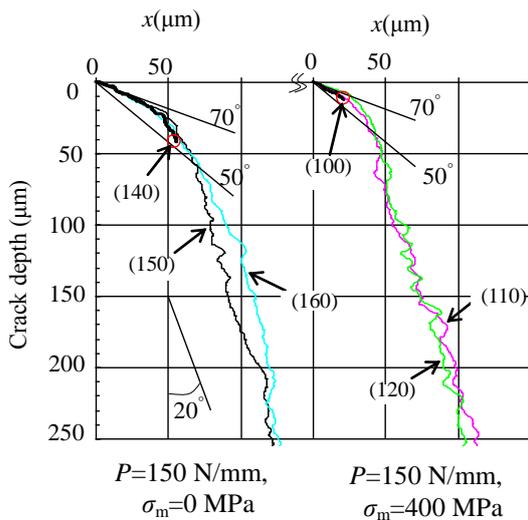
(a) Plane contact for sample A



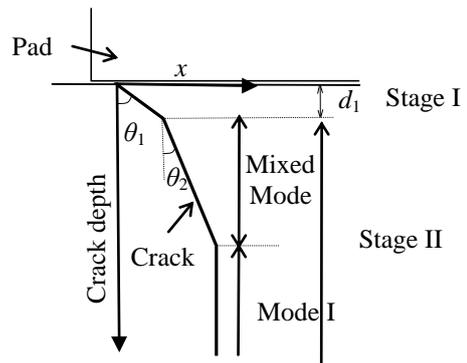
(b) Plane contact for sample B



(c) Line contact for sample A



(d) Line contact for sample B



(e) Schematic view of fretting fatigue³⁾

Fig. 2-8 Non-propagating and propagating crack profiles obtained from fretting fatigue tests.

(○; Non-propagating crack, Value in () ; σ_a (MPa))

2.4 考察

2.4.1 応力拡大係数の算出方法

面接触条件では、図 2-9 に示すようにき裂を導入した 3 次元接触応力解析により、き裂長さと応力拡大係数の関係を算出した。楕円形状の表面傾斜き裂を導入し、き裂の傾斜角 α として 4 条件 (0, 20, 50, 70°) で解析した。変動応力に垂直な面に投影した楕円き裂のアスペクト比 a/l は、観察結果を参考に 0.15 とした。き裂深さ a は、以下の 4 条件 ($a = 0.03, 0.06, 0.1, 0.2 \text{ mm}$, $a_{\text{eq}} = 0.025, 0.05, 0.083, 0.17 \text{ mm}$) とした。フレット疲労試験による破断位置が、接触端から少しパッドの内側であったことを考慮し、また接触解析でのエッジ特有の影響を避けるために、パッドのコーナから 0.1 mm 内側にき裂を導入した。き裂面には接触要素を設けず、圧縮応力によるき裂閉口現象は解析モデルの対象外とした。摩擦係数 μ は 0.8 とした。解析ソフトは ANSYS® Mechanical™ ver.10 で、3 次元 8 節点ソリッド要素を用い、接触面には面一面接触要素 (CONTA173 と TARGE170) を採用した。要素数は約 31,000、節点数は約 34,000 である。

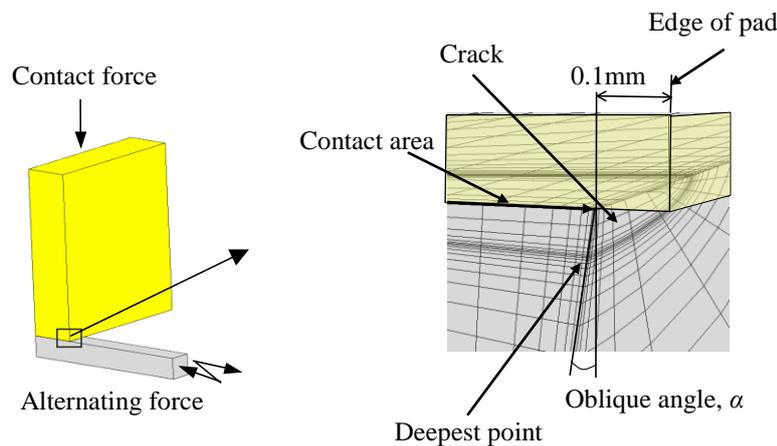


Fig. 2-9 FE analysis model with crack of PC. (1/8 symmetry)

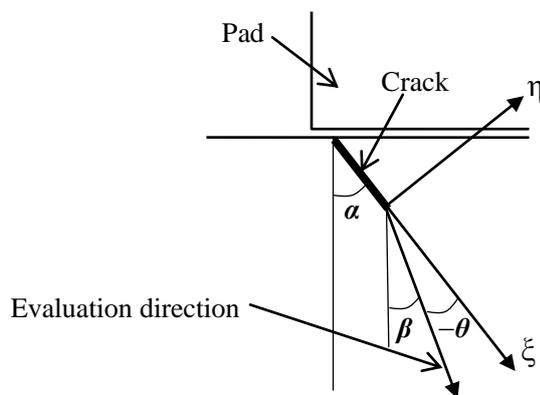


Fig. 2-10 Definition of local coordinate system at crack tip.

図 2-10 に示すように、き裂最深点を原点とする局所座標系（ $\xi-\eta$ 座標）で、き裂面に平行な方向でき裂先端から物体内部に向かう経路 ξ 上の応力分布を用いて、応力外挿法により ΔK_I と ΔK_{II} を求めた。経路 ξ 上における η 方向の応力 σ_η より ΔK_I を、同経路上のせん断応力 $\tau_{\xi\eta}$ より ΔK_{II} を算出した。得られた値から、式(2-2)⁴⁾を用いて、任意の評価角度 θ に対する引張型の ΔK_θ とせん断型の ΔK_τ を算出した。表面に垂直な方向に対する角度で定義した進展評価角 β は、 $\alpha-\theta$ に等しくなる。 ΔK_θ は β 方向のき裂進展に対するモード I 型、 ΔK_τ はモード II 型に相当することから、各々引張型、せん断型と定義した。面圧を負荷した後に 1 周期の変動荷重を負荷して、負荷履歴の最大と最小から応力拡大係数範囲と平均の応力拡大係数を算出した。

$$\begin{aligned}\Delta K_\theta &= \Delta K_I \left(\frac{3}{4} \cos \frac{\theta}{2} + \frac{1}{4} \cos \frac{3\theta}{2} \right) + \Delta K_{II} \left(-\frac{3}{4} \sin \frac{\theta}{2} - \frac{3}{4} \sin \frac{3\theta}{2} \right) \\ \Delta K_\tau &= \Delta K_I \left(\frac{1}{4} \sin \frac{\theta}{2} + \frac{1}{4} \sin \frac{3\theta}{2} \right) + \Delta K_{II} \left(\frac{1}{4} \cos \frac{\theta}{2} + \frac{3}{4} \cos \frac{3\theta}{2} \right)\end{aligned}\quad (2-2)$$

線接触条件では、面圧により表面で塑性変形が生じるため、弾塑性解析による評価が必要になる。一般に、き裂先端の降伏領域がき裂長さに対して十分に小さいとみなせる場合には線形破壊力学が適用できるが、塑性域が大きくなると J 積分などの非線形破壊力学の適用が必要になる⁵⁾。本試験の線接触条件に対して、変動応力による塑性域寸法から求められる小規模降伏条件の適用き裂長さ¹²⁾ a_{crit} ($=2.5(\Delta K/2\sigma_{0.2})^2$) は以下のとおりである。疲労限近傍の負荷応力と停留き裂長さの概算値 (0.1 mm) を用いて算出した a_{crit} は、 $P = 150$ kN/mm, $\sigma_m = 400$ MPa の条件で約 0.22 mm, $P = 150$ kN/mm, $\sigma_m = 0$ MPa の条件で約 0.43 mm である。 a_{crit} がき裂長さ (0.1 mm) より大きいことから厳密には線形破壊力学が適用できないが、本研究では実用上の簡便性を考慮して、線形破壊力学の適用を試みることにする。

応力拡大係数の算出にあたり、弾塑性解析により算出した無き裂条件下での応力分布を多項式近似して、ASME section XI の手法⁶⁾を適用した。本計算では、塑性変形を考慮するため、応力拡大係数 K が負荷応力に比例しない。そのため、負荷応力をパラメータとして解析を行い、試験条件に相当する K は計算結果の内挿により求めた。応力一ひずみの入力データは、繰返し軟化を考慮した値とした。本試験材の繰返し軟化による $\sigma_{0.2}$ は、A 材と B 材共に静的 $\sigma_{0.2}$ の約 82% である。比較として、線接触条件でも、面接触と同様に傾斜表面き裂を導入した弾性解析を実施して、応力拡大係数を算出した。この場合のき裂傾斜角 α は 20° とし、き裂長さは 4 ケース ($a = 0.03, 0.06, 0.1, 0.2$ mm) とした。

2.4.2 き裂長さと応力拡大係数の評価

(a) 面接触条件におけるき裂長さと ΔK

面接触条件で、等価き裂長さ a_{eq} が 0.025 mm と 0.05 mm における応力拡大係数の算出

結果を図 2-11 に示す（面圧 $p = 80 \text{ MPa}$, 平均応力 $\sigma_m = 0 \text{ MPa}$, 応力振幅 $\sigma_a = 100 \text{ MPa}$ ）. 図 2-11 では, き裂傾斜角 α が $0, 20, 50, 70^\circ$ の場合について, 評価角度 β (図 2-10 に示すように, 変動荷重に垂直な方向に対する角度と定義) と応力拡大係数範囲 (ΔK_θ , ΔK_τ) の関係を示している. 引張型の ΔK_θ が最大値を示す評価角度 β は, a_{eq} が 0.025 と 0.05 mm でほとんど差がなく, 共に約 20° である. この値は, 図 2-8 に示したように試験で観察された Stage II の進展角度と概ね一致している. このことから, Stage II では最大主応力に垂直な方向にき裂が進展すると考える最大接線応力説³⁾が有効であることが確認された. β が Stage I の傾斜角 (約 $50 \sim 70^\circ$) に相当する領域では, ΔK_τ が 0 でない. このことから, Stage I のき裂進展には ΔK_θ と ΔK_τ の両方が寄与していると考えられる.

面接触条件における等価き裂長さ a_{eq} と応力拡大係数範囲 ($\Delta K_{\theta_{max}}$ と $K_{\theta_{max, mean}}$) の関係を図 2-12 に整理する ($p = 80 \text{ MPa}$, $\sigma_m = 0 \text{ MPa}$, $\sigma_a = 100 \text{ MPa}$). $\Delta K_{\theta_{max}}$ は変数 β に対する ΔK_θ の最大値であり, $K_{\theta_{max, mean}}$ は ΔK_θ が $\Delta K_{\theta_{max}}$ に等しくなるときの K_θ の平均値である. 図 2-12(a) には, パッドによる接触がない場合のき裂長さと ΔK の関係も示している. この場合の ΔK ($\alpha = 0^\circ$) は, Raju-Newman による解⁷⁾と概ね一致する ($\pm 3\%$ 以内). 図 2-12(a) に示すように, フレッチングによる $\Delta K_{\theta_{max}}$ は接触なしの ΔK よりも大きく ($a_{eq} = 0.025 \text{ mm}$ で約 2.5 倍, $\alpha = 20^\circ$), き裂長さが増加すると接触なしのデータに漸近する傾向がある.

また, 図 2-12(b) に示すように平均の $K_{\theta_{max, mean}}$ は負の値であり, き裂長さの増加に伴ってその絶対値が減少する. 負の値であるのは, 面圧により高い圧縮応力が発生するからである. き裂長さの増加と共に $K_{\theta_{max, mean}}$ が 0 に近づく理由は, 面圧による圧縮応力が表面から深くなるほど低下するからと考えられる.

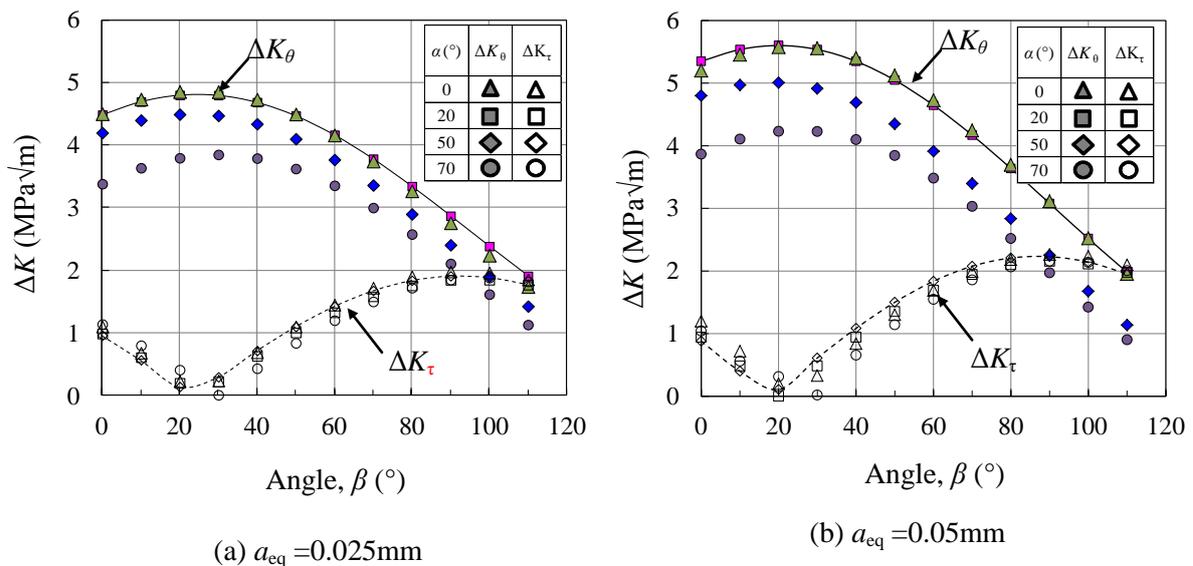


Fig. 2-11 Calculated stress intensity factors for oblique cracks as function of β .
(PC, $p = 80 \text{ MPa}$, $\sigma_m = 0 \text{ MPa}$, $\sigma_a = 100 \text{ MPa}$)

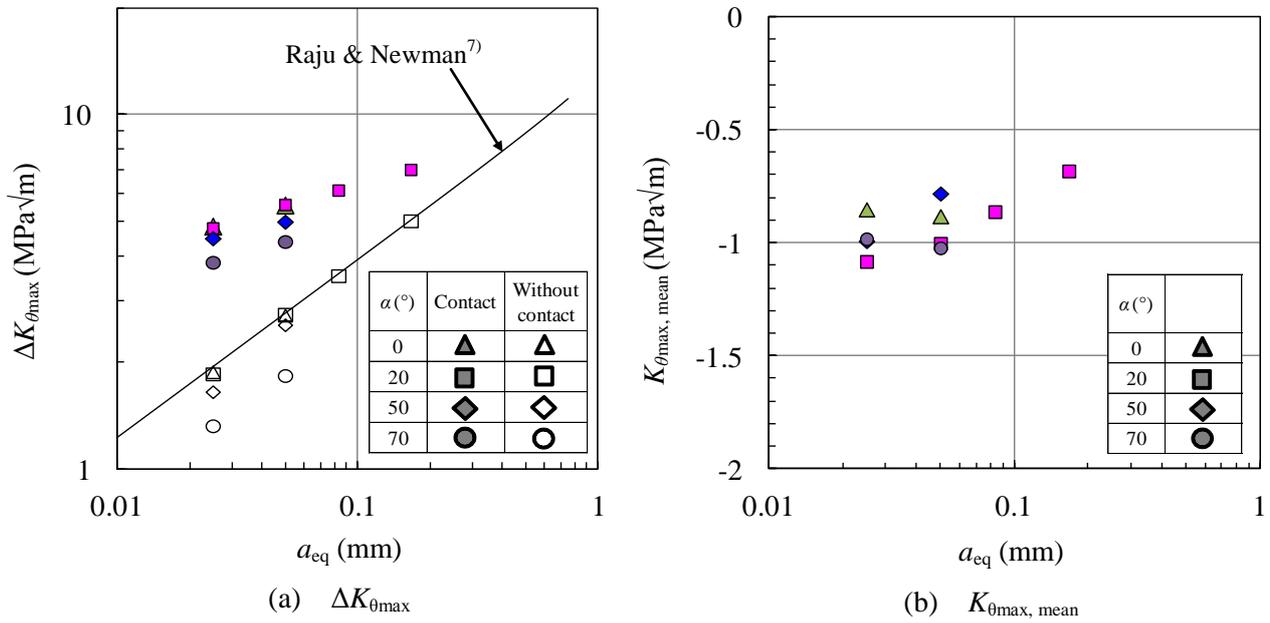


Fig. 2-12 a_{eq} vs. $\Delta K_{\theta_{\max}}$, and a_{eq} vs. $K_{\theta_{\max}, \text{mean}}$ calculated using FE analysis.
(PC, $p = 80$ MPa, $\sigma_m = 0$ MPa, $\sigma_a = 100$ MPa)

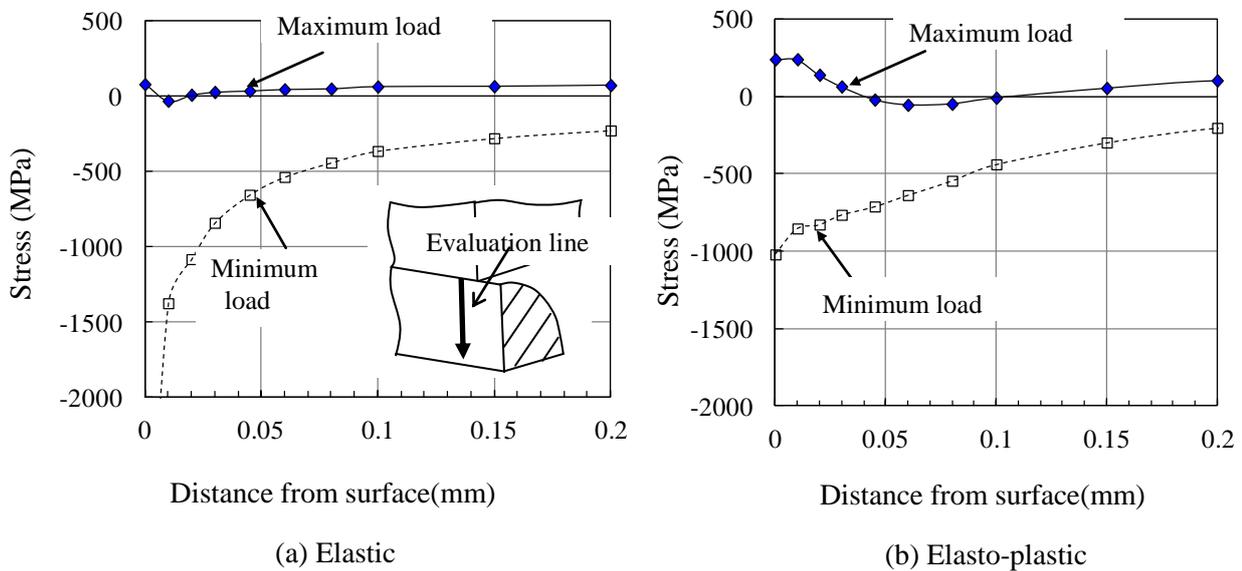


Fig. 2-13 Axial stress distribution along the evaluation line calculated using elastic and elasto-plastic analyses with non-crack model. (LC, $P = 150$ N/mm, $\sigma_m = 0$ MPa, $\sigma_a = 100$ MPa)

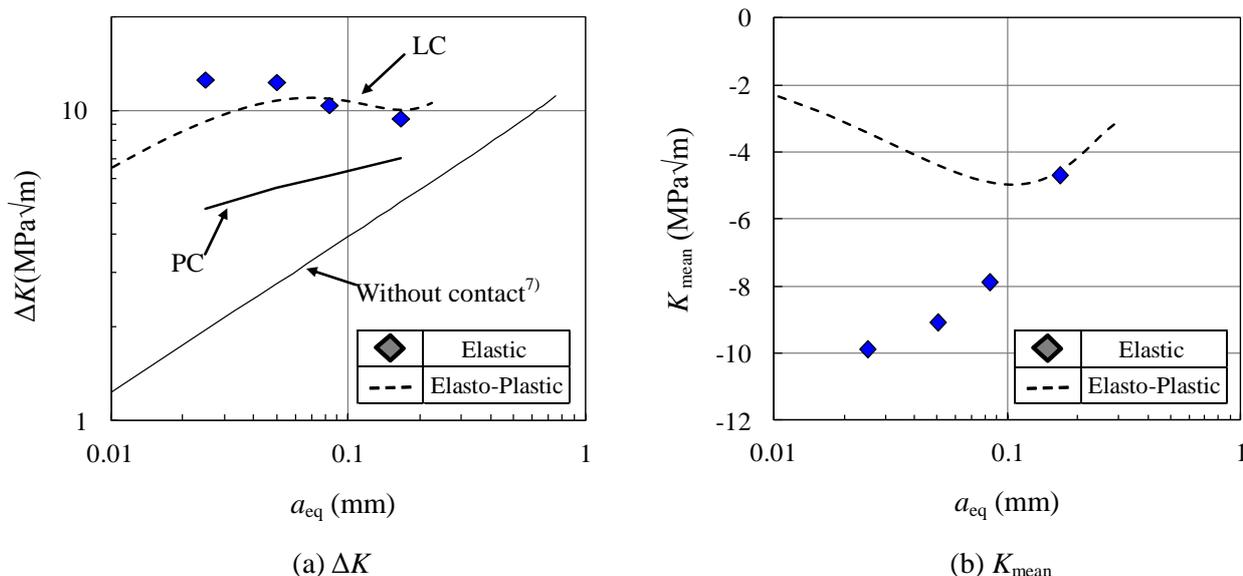


Fig. 2-14 Comparison of ΔK and K_{mean} calculated using elastic analysis with crack model and elasto-plastic analysis with non-crack model. (LC, $P = 150 \text{ N/mm}$, $\sigma_m = 0 \text{ MPa}$, $\sigma_a = 100 \text{ MPa}$)

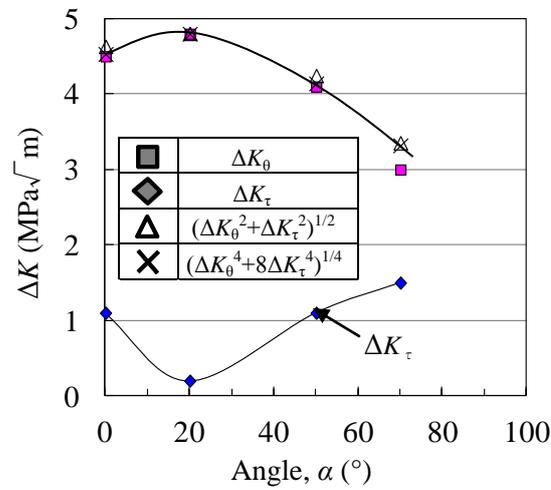
(b) 線接触条件におけるき裂長さと ΔK

線接触条件で、接触端近傍の表面から試験体内部へ向かう経路上の軸方向応力分布を図 2-13 に示す ($p = 150 \text{ N/mm}$, $\sigma_m = 0 \text{ MPa}$, $\sigma_a = 100 \text{ MPa}$)。弾性解析 (図 2-13(a)) によると最小荷重負荷時に表面で高い圧縮応力が発生するが、弾塑性解析 (図 2-13(b)) では降伏によりその応力の下限值が決まる。弾塑性解析により算出した応力分布を多項式近似して、ASME section XI の手法⁶⁾により応力拡大係数を算出した。き裂長さと応力拡大係数の算出結果を図 2-14 に示す。図 2-14(a)に示すように、線接触の ΔK は面接触 ($p = 80 \text{ MPa}$) よりも大きく、 a_{eq} が 0.05 mm では面接触の約 2 倍である。また、弾性 (き裂導入解析) と弾塑性 (き裂無応力分布から算出) による解析結果 (線接触条件) を比較すると、 ΔK は a_{eq} が 0.08 mm 以上で概ね一致するが、平均の応力拡大係数 K_{mean} (図 2-14(b)) は弾性と弾塑性で大きく異なる。これは、図 2-13 に示したように最小荷重時の応力分布が、塑性変形を考慮するか否かで大きく異なるからである。

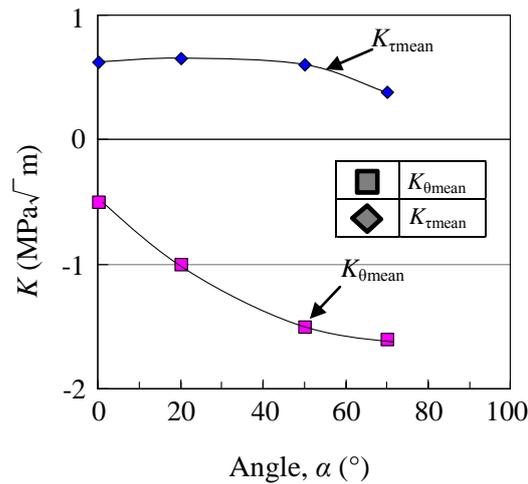
(c) ステージ I の混合モードによるき裂進展

試験で観察した Stage I のき裂進展角度 ($50 \sim 70^\circ$) について、混合モードの ΔK_θ と ΔK_τ を用いて以下に考察する。き裂 ($a_{\text{eq}} = 0.025 \text{ mm}$) が傾斜角 α の方向に進展する場合を想定して、進展評価角 β と α が等しい条件で算出した応力拡大係数を図 2-15 に示す。図 2-15(a)には、等価応力拡大係数範囲 ΔK_{eq} として、ひずみエネルギー解放率に基づく値 $(\Delta K_\theta^2 + \Delta K_\tau^2)^{1/2}$ と田中の提案式⁸⁾ $(\Delta K_\theta^4 + 8\Delta K_\tau^4)^{1/4}$ を示している。図 2-15(a)に示すように、 ΔK_{eq} と ΔK_θ の差が小さく、これらは全て α が約 20° のときに最大になる。また、図 2-15(b) に示すように、 α が $50 \sim 70^\circ$ のときより 20° の方が K_{0mean} の圧縮絶対値が小さい。本解析

結果に基づくと、Stage I では最大主応力に垂直な方向にき裂が進展することになり、試験による傾斜角 (50~70°) が説明できない。その理由は、き裂が短い領域 (Stage I) では、き裂発生角 (50~70°) で進展する傾向があり、ある長さで停留条件に達すると、より進展しやすい角度 (最大主応力に垂直な方向) に進展するためであると推察される。言い換えれば、き裂の停留条件は最大主応力に垂直な方向で進展できない条件 ($\Delta K_{\theta_{max}} < \Delta K_{th}$) から決まるともいえる。このことは、疲労限条件の停留き裂の大半が Stage II か、Stage I と II の境界付近に位置していたという観察結果 (図 2-8) とも関連していると推察される。上記考察より、 $\Delta K_{\theta_{max}}$ を用いて Stage I のき裂進展評価を行うのは安全側の評価として適切と考えられる。



(a) ΔK_{θ} , ΔK_{τ} , and ΔK_{eq}



(b) Mean value, K_{mean}

Fig.2-15 Variations of ΔK parameters and mean values of K parameters with respect to crack angle α when evaluation direction β is equal to α . (PC, $p = 80$ MPa, $\sigma_m = 0$ MPa, $\sigma_a = 100$ MPa, $a_{eq} = 0.025$ mm)

2.4.3 フレッシング疲労強度の定性的評価

(a) 面接触条件

微小き裂の進展・停留評価モデル⁹⁾ (図 1-6) では、第 1 章で述べたように、 ΔK がき裂長さ全域にわたって進展下限値 ΔK_{th} よりも大きければき裂が進展して破断に至り、ある長さで ΔK が ΔK_{th} よりも小さくなればき裂がその長さで停留すると考える。本モデルにより、フレッシング疲労強度に及ぼす静的強度と平均応力効果について、以下に定性的評価を行う。

材料強度による比較を示した模式図 (面接触条件) を図 2-16(a) に示す。一般に、鉄鋼材料の微小き裂領域の ΔK_{th} は静的強度が高いほど大きい¹⁰⁾ ため、A 材よりも B 材の方が ΔK_{th} が大きくなる。一方、負荷応力による ΔK は、局所部の降伏領域が小さく弾性域とみなせる場合には、静的強度にほとんど依存しない。このことから、全き裂長さにわたって ΔK が ΔK_{th} 以上になる (破断に至る) 応力振幅 σ_a は B 材の方が A 材よりも高くなると評価される。このことは、A 材よりも B 材の方がフレッシング疲労強度が高いという試験結果と一致している。また、本モデルで、 ΔK が ΔK_{th} 以下になるときのき裂長さで停留すると考えると、同じ応力振幅における停留き裂長さは、B 材の方が A 材よりも小さくなる。この点も図 2-7(a) に示す実験による停留き裂の観察結果と一致している。

次に、異なる平均応力における模式図 (面接触条件) を図 2-16(b) に示す。一般に、平均応力 σ_m が大きいほど微小き裂の ΔK_{th} が低下する。この場合、 σ_m が大きいほど低い応力振幅で破断に至り、疲労限近傍の負荷応力に対する停留き裂長さが小さくなると評価される。本傾向も図 2-7(a) に示す実験結果と一致している。

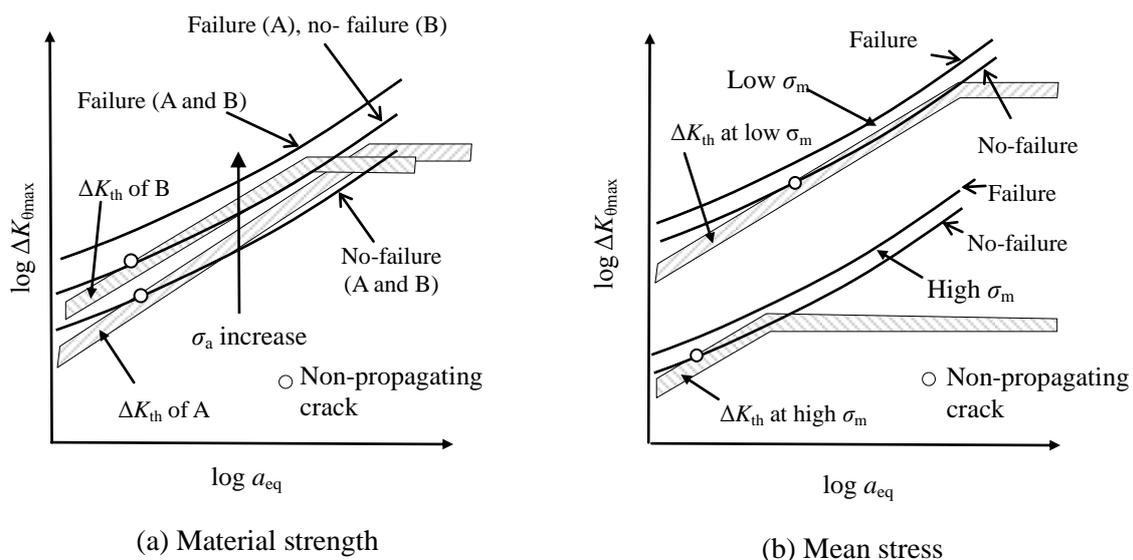


Fig. 2-16 Schematic illustration of small-crack propagation model under plane-contact condition on the effects of material strength, and mean stress.

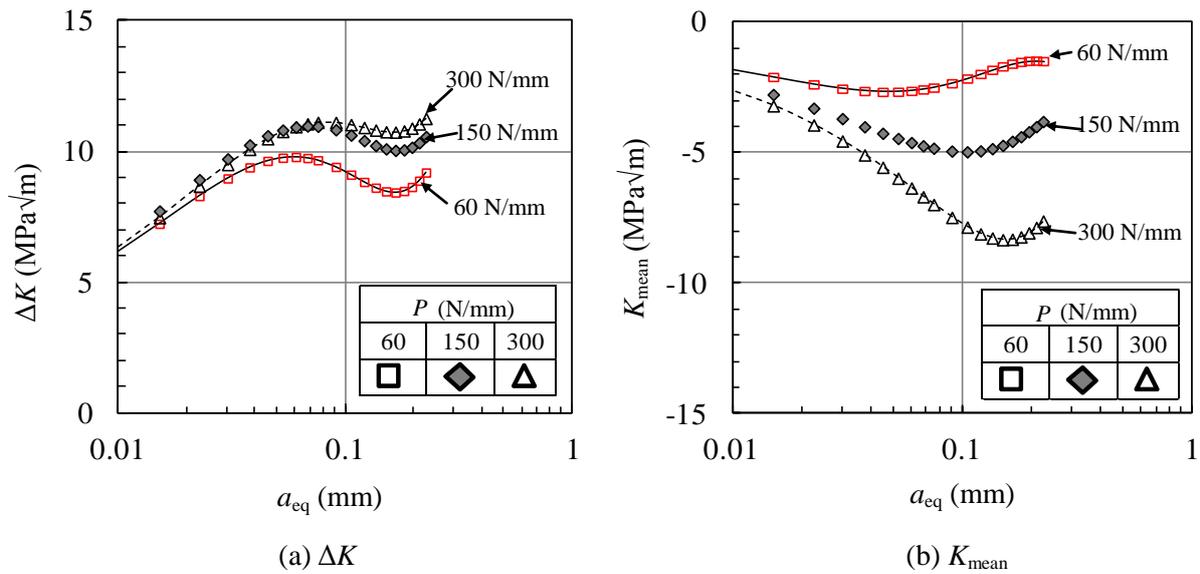


Fig. 2-17 The effects of line-contact pressure on ΔK , and K_{mean} calculated by elasto-plastic analysis with non-crack model. (LC, $\sigma_m = 0$ MPa, $\sigma_a = 100$ MPa, Sample A)

(b) 線接触条件

図 2-4 に示したように A 材の線接触条件では、線接触荷重が 150 N/mm のときにフレット疲労強度が極小値を示した。その理由について、以下に考察する。線接触荷重 P をパラメータとした ΔK と K_{mean} の解析結果を図 2-17 に示す ($\sigma_m = 0$ MPa, $\sigma_a = 100$ MPa)。本図より P を増加すると相反する 2 つの効果が現われることが分かる。すなわち、図 2-17(a) に示すように ΔK が増加してき裂進展を加速する効果と、 K_{mean} が圧縮側へ変化 (図 2-17(b)) してき裂進展を遅延する効果である。 P が 150 N/mm と 300 N/mm における値を比較すると、両者の K_{mean} の差は大きい、 ΔK の差はほとんどない。このことから、 P を 150 N/mm から 300 N/mm に増加すると、 ΔK の増加による進展加速効果よりも K_{mean} 低下による遅延効果が大きくなるために、150 N/mm でフレット疲労強度が極小になったと推察される。

2.4.4 種々の平均応力における微小き裂の ΔK_{th}

フレット予き裂試験体の疲労試験により取得した未破断 (白抜き) と破断 (塗りつぶし) のデータを図 2-18 に示す。縦軸の ΔK は破断した試験体から読み取った予き裂形状と負荷応力から算出した。破断と未破断の境界から ΔK_{th} を評価すると、村上ら¹⁰⁾が指摘しているように、 ΔK_{th} は両対数グラフ上でき裂長さに対して概ね 1/3 乗の傾きの直線で表わせることが分かった。データにばらつきがあるのは、フレット予き裂の傾斜の影響や、応力除去焼きなましで取りきれなかった残留応力の影響と考えられる。

村上ら¹⁰⁾の式を参考に、微小き裂の ΔK_{th} を式(2-3)で定式化した。ここで、 $\Delta K_{\text{th},0.1}$ は

等価き裂長さが0.1mmのときの微小き裂の ΔK_{th} であり, $\Delta K_{th,1}$ は長いき裂の ΔK_{th} である。A材とB材について、試験により取得した応力比 R と $\Delta K_{th,0.1}$ の関係を図2-19に示す。静的強度が高いB材の方が、A材よりも $\Delta K_{th,0.1}$ が大きい結果が得られた。B材の $R=0.5$ では、微小き裂領域の試験データを $a_{eq}=0.1$ mmに外挿した値を $\Delta K_{th,0.1}$ とした。

$$\Delta K_{th,s} = \Delta K_{th,0.1} (a_{eq}/0.1)^{1/3} \quad \text{for } a_{eq} \text{ in mm,}$$

$$\Delta K_{th} = \Delta K_{th,s}, \text{ when } \Delta K_{th,s} < \Delta K_{th,l},$$

$$\Delta K_{th} = \Delta K_{th,l}, \text{ when } \Delta K_{th,s} > \Delta K_{th,l}.$$
(2-3)

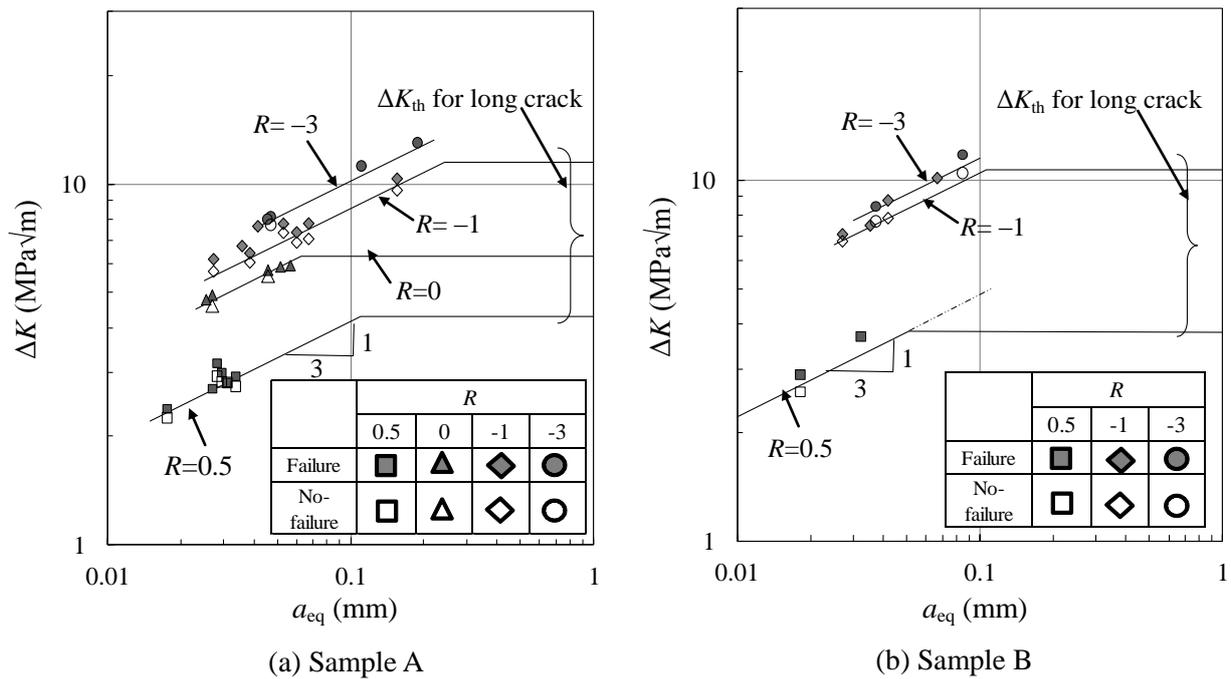


Fig. 2-18 The value of ΔK_{th} obtained by plain fatigue tests using fretting pre-crack specimens for sample A and sample B under various stress ratios.

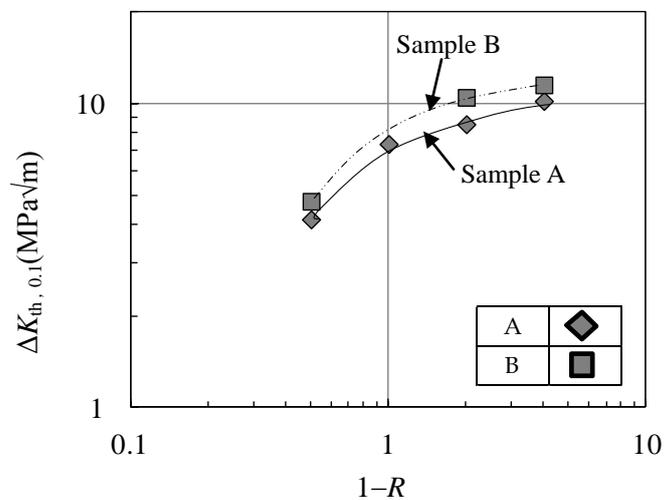


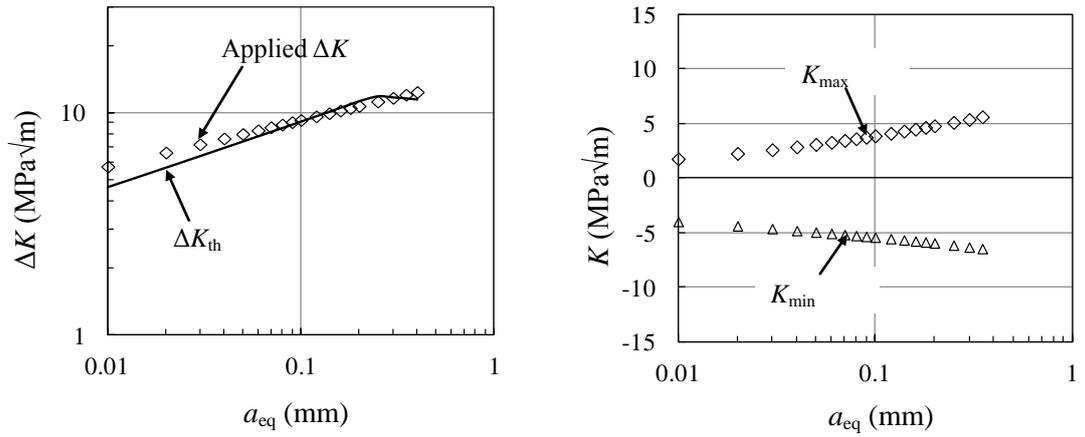
Fig. 2-19 The value of $\Delta K_{th,0.1}$ for samples A and B under various stress ratios as a function of $1-R$.

2.4.5 フレッシング疲労強度の定量的評価

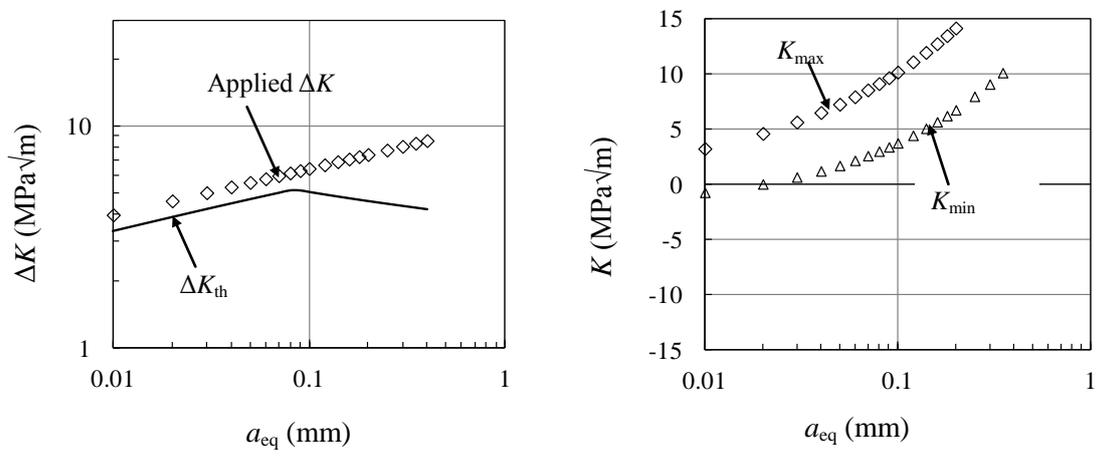
図 1-6 に示した微小き裂の進展・停留モデルにより、種々の試験条件でのき裂進展挙動を定量的に評価する。本評価では、負荷応力による ΔK （最大接線応力説に基づく $\Delta K_{\theta_{max}}$ ）を算出し、解析で求めた応力比 R に相当する ΔK_{th} との大小関係から進展・停留を評価する。面接触条件について、種々の平均応力に対する評価結果を図 2-20 (A 材) と図 2-21 (B 材) に示す。これらの図には、破断に至った最小応力条件での解析結果を示している。図 2-20, 2-21 に示すように、き裂長さの全領域で概ね ΔK が ΔK_{th} よりも上側に位置しており、さらに ΔK と ΔK_{th} の差が最も小さくなる時（き裂が停留する可能性が高い位置）において両者の差が小さいことから、破断最小応力によるき裂進展挙動が良く説明できることを確認した。

次に、線接触条件における定量的評価について述べる。線接触条件では 2.4.2 項で述べたように、弾塑性解析により求めた応力分布を用いて、ASME Section XI の手法⁶⁾により ΔK を算出した。 P が 60~300 N/mm で σ_m が 0 と 400 MPa の条件での評価結果を図 2-22 (A 材) に示す。本図には、面接触条件での評価と同様に、破断に至った最小応力条件での値を示している。これらの図に示すように、線接触条件についても破断に至るき裂進展挙動が、概ね説明できることが分かる。なお、 P が 450 N/mm のときには、応力比 R の圧縮絶対値が大きく ΔK_{th} が適切に評価できないため、対象外とした。

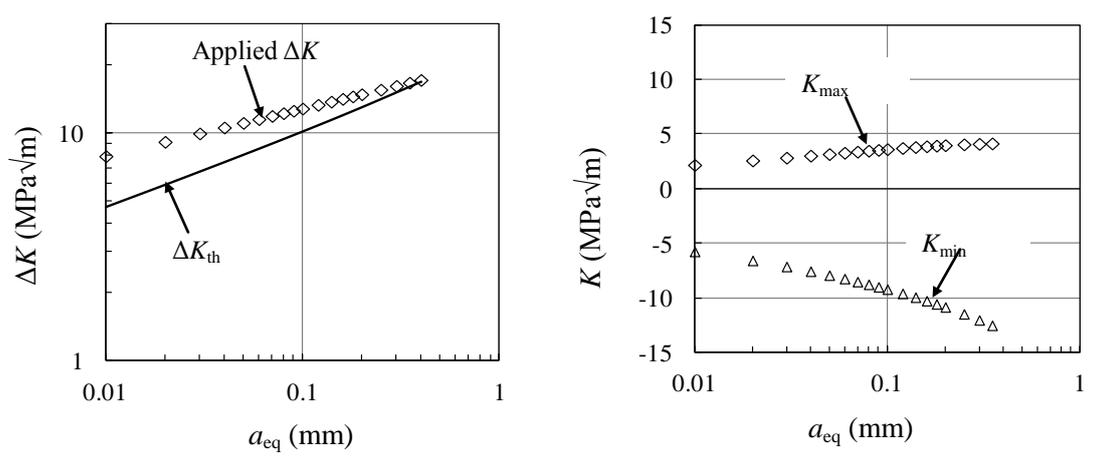
停留き裂に関して、微小き裂の進展・停留モデルにより評価した値と試験により取得した値について、以下に検討する。図 2-23 には、試験による停留き裂長さを横軸に、そのき裂長さに対する ΔK と ΔK_{th} の比を縦軸に示す。図 2-23 の縦軸が 1 に近いと、停留き裂が発生する条件が正しく評価できたことを示す。図 2-23(a) に示すように、面接触条件では縦軸の値が概ね 1 であり、線接触条件（図 2-23(b)）では少しばらつきがあるものの (0.8~1.4)、実用上問題のない範囲で評価できることが分かった。線接触条件での評価ばらつきが大きいのは、2.4.1 項で述べたように降伏領域が大きい条件に対して線形破壊力学を適用したからと考えられる。上述した結果より、適切な初期き裂長さを仮定することにより、破壊力学を適用した微小き裂の進展・停留モデルにより、実機タービン翼のタイワイヤやテノン・シュラウドにおけるフレッシング疲労強度の評価が可能となる。



(a) $\sigma_m=0$ MPa, $\sigma_a=140$ MPa, Sample A, PC

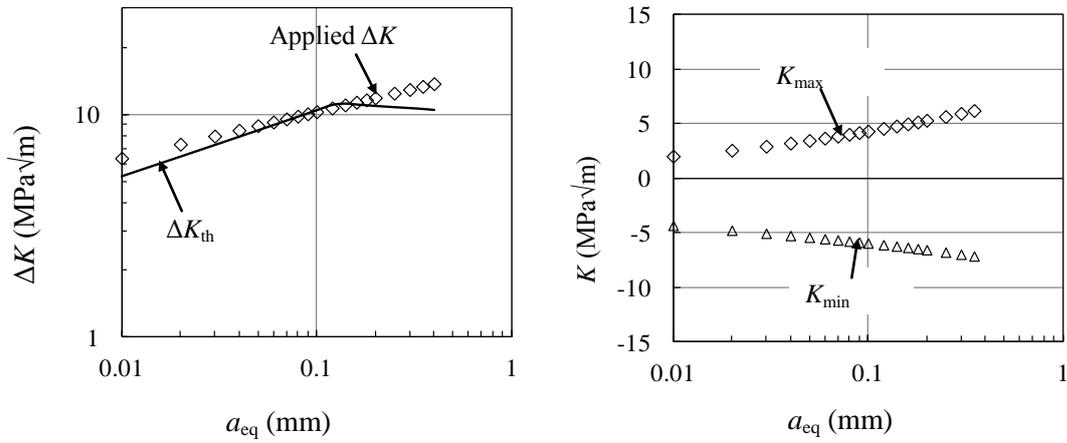


(b) $\sigma_m=400$ MPa, $\sigma_a=100$ MPa, Sample A, PC

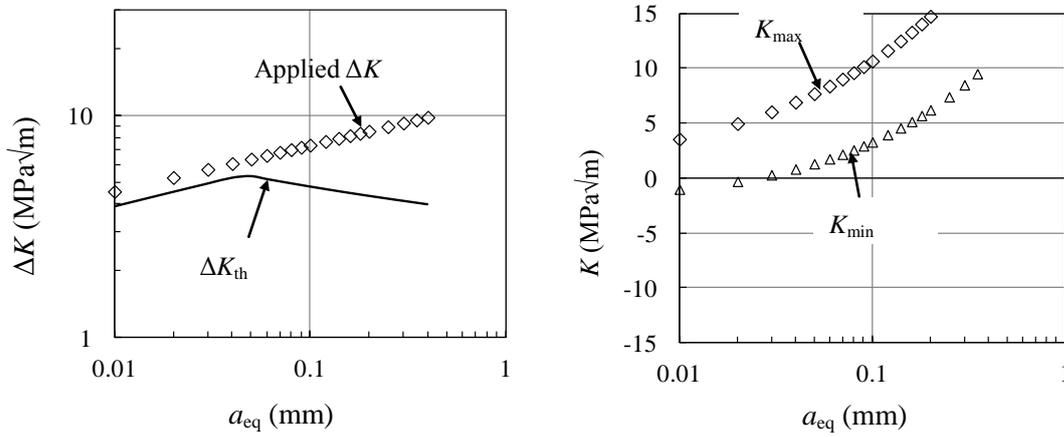


(c) $\sigma_m=-100$ MPa, $\sigma_a=200$ MPa, Sample A, PC

Fig. 2-20 Evaluation results on ΔK , K_{max} and K_{min} using the minimum stress leading to fracture in experiments under plane-contact at $p=80$ MPa for sample A.

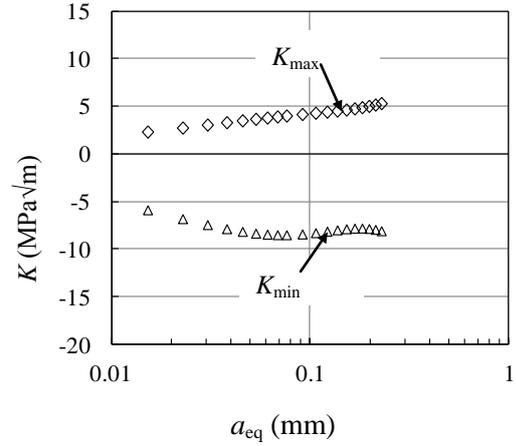
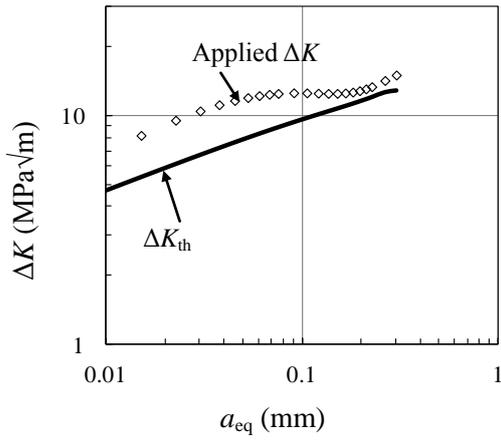


(a) $\sigma_m = 0$ MPa, $\sigma_a = 160$ MPa, Sample B, PC

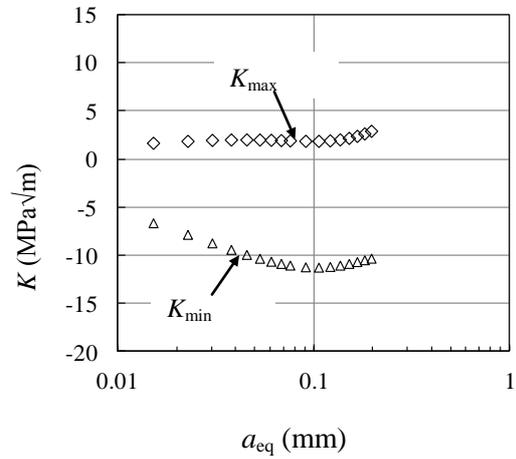
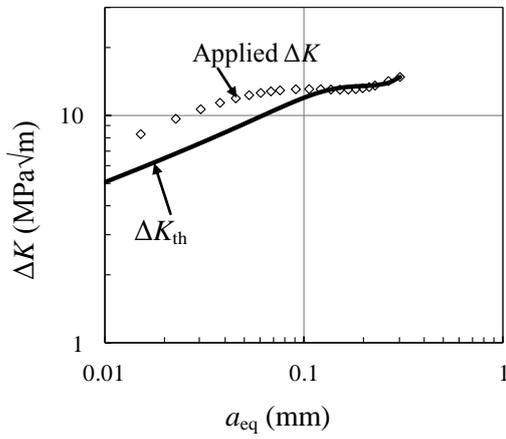


(b) $\sigma_m = 400$ MPa, $\sigma_a = 115$ MPa, Sample B, PC

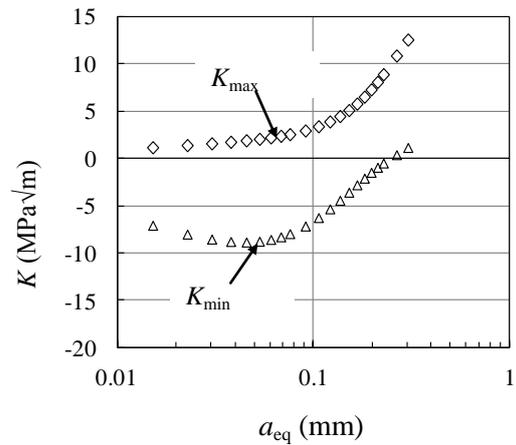
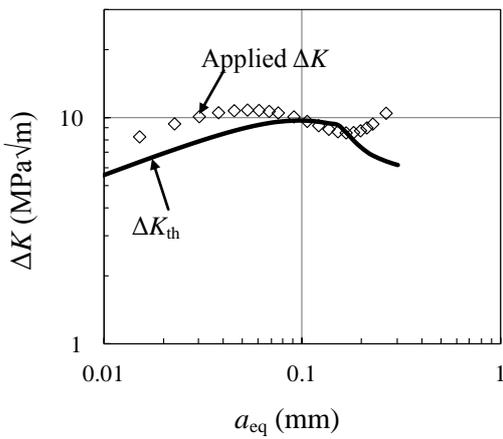
Fig. 2-21 Evaluation results on ΔK , K_{max} and K_{min} using the minimum stress leading to fracture in experiments under plane-contact at $p = 80$ MPa for sample B.



(a) $\sigma_m = 0$ MPa, $\sigma_a = 150$ MPa, Sample A, LC, $P = 60$ N/mm

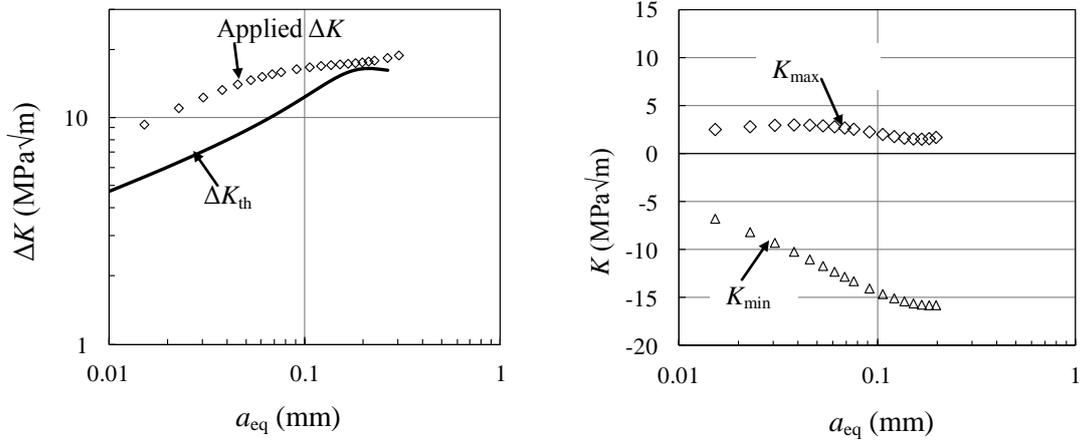


(b) $\sigma_m = 0$ MPa, $\sigma_a = 130$ MPa, Sample A, LC, $P = 150$ N/mm

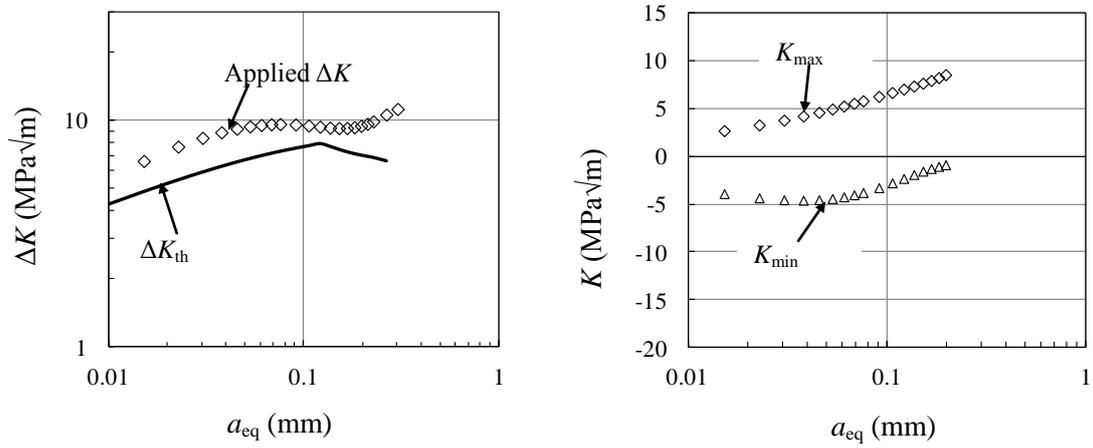


(c) $\sigma_m = 400$ MPa, $\sigma_a = 90$ MPa, Sample A, LC, $P = 150$ N/mm

Fig. 2-22 Evaluation results on ΔK , K_{\max} and K_{\min} using the minimum stress leading to fracture in experiments under line-contact for sample A.

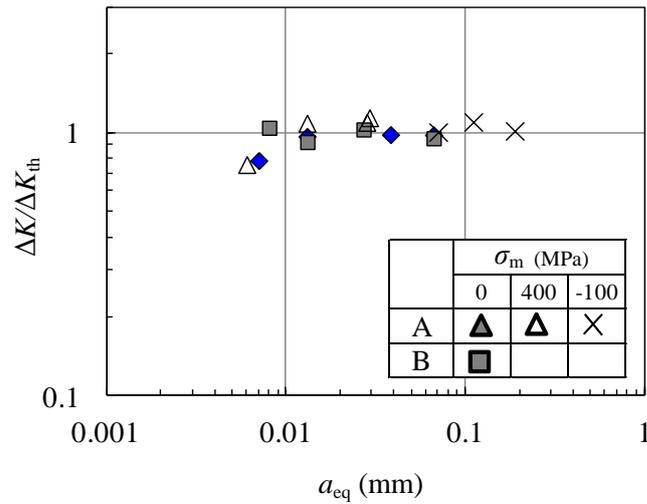


(d) $\sigma_m = 0$ MPa, $\sigma_a = 160$ MPa, Sample A, LC, $P = 300$ N/mm

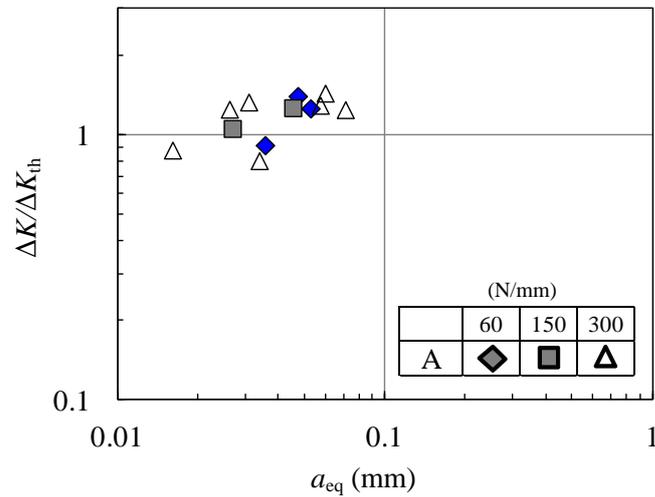


(e) $\sigma_m = 400$ MPa, $\sigma_a = 90$ MPa, Sample A, LC, $P = 300$ N/mm

Fig. 2-22 (Continued) Evaluation results on ΔK , K_{max} and K_{min} using the minimum stress leading to fracture in experiments under line-contact for sample A.



(a) Plane contact



(b) Line contact

Fig. 2-23 Ratios of ΔK to ΔK_{th} of non-propagating cracks for plane-contact and line-contact.

2.5 結言

高面圧下での面圧とフレット疲労強度の関係を明らかにすること、および破壊力学によるフレット疲労強度の定量評価を目的として、強度の異なる 2 種類の 12Cr 鋼を用い、種々の平均応力と接触条件（面接触と線接触）でフレット疲労試験をした。高精度な定量評価を行うために、未破断試験体の停留き裂に関するデータを取得し、フレット予き裂材を用いた疲労試験により種々の平均応力に対する微小き裂の進展下限界値 ΔK_{th} を取得した。また、傾斜き裂を導入した有限要素法解析とき裂進展角度の観察により、混合モードによるき裂進展挙動について考察した結果、以下の結論を得た。

- (1) 接触面圧が低い条件では、静的強度が高い B 材（A 材より約 40%高い）の方が A 材よりもフレット疲労強度が高い結果が得られた。一方、局所面圧が高い線接触条件では、両材共に強度が極小となる接触荷重が存在し、極小強度で比較した A 材と B 材の強度差はわずかであった（約 5%）。A 材と B 材共に、極小強度を示した Hertz の平均接触面圧は、約 $1.5 \times \sigma_{0.2}$ に相当した。
- (2) 最大接線応力説を適用した微小き裂の進展・停留評価モデルにより、異なる接触条件（面接触と線接触）で、2 種類の静的強度、種々の平均応力に対するフレット疲労強度が実用上問題のない精度で説明できることを示した。停留き裂長さについても、解析結果と試験結果が良く合うことを示した。このことから、適切な初期き裂長さを仮定することにより、破壊力学を適用した微小き裂の進展・停留モデルにより、実機タービン翼のタイワイヤやテノン・シュラウドにおけるフレット疲労強度の評価が可能となる。
- (3) 試験で観察された Stage II のき裂角（約 20° ）が、最大接線応力説に基づく応力拡大係数範囲 $\Delta K_{\theta \max}$ の角度と概ね一致したことから、最大接線応力説が有効であることを確認した。Stage I の進展角度（ $50 \sim 70^\circ$ ）は、傾斜き裂に対する混合モードの評価から説明できなかったが、Stage I のき裂進展を $\Delta K_{\theta \max}$ により評価するのは安全側の評価と考えられる。
- (4) フレット予き裂材を用いた疲労試験により、種々の平均応力に対する微小き裂の ΔK_{th} に関するデータを取得した。平均応力が異なっても、微小き裂の ΔK_{th} はき裂長さの 1/3 乗に概ね比例し、静的強度の大きい B 材の方が A 材よりも微小き裂領域の ΔK_{th} が大きいことを確認した。

参考文献

- 1) Japan Society of Mechanical Engineers, "JSME mechanical engineers' handbook", pp.A4-109 Maruzen Ltd. (1984).
- 2) ASME 2011a section XI nonmandatory appendix A-3000, "Method for K_I determination" (2011), pp. 303.
- 3) Mutoh, Y., "Fracture mechanisms of fretting fatigue", *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, Vol. 46, No. 11 (1997), pp. 1233-1241.
- 4) Japan Society of Mechanical Engineers, "JSME mechanical engineers' handbook", Maruzen Ltd. (1984), pp.A4-104.
- 5) Kobayashi, H., "Fracture mechanics", Kyouritsu shuppan (1993), pp.97.
- 6) ASME 2011a section XI nonmandatory appendix A-3000, "Method for K_I determination" (2011), pp. 303-304.
- 7) Raju, I. S., and Newman, J. C., "An empirical stress intensity factor equation for the surface crack", *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 15 (1981), pp. 185-192.
- 8) Tanaka, K. "Fatigue crack propagation from a crack inclined to the cyclic tensile axis",

Engineering Fracture Mechanics, Vol. 6, No. 3 (1974), pp. 493-507.

- 9) Kondo, Y., Sakae, C., Kubota, M., and Nagasue, T., "The meaning of the local stress in fretting fatigue", *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 69, No. 678 (2003), pp. 382-389.
- 10) Murakami, Y., "Metal fatigue: Effects of small defects and nonmetallic inclusions", Yokendo Ltd. (1993), pp.57-59.
- 11) Asai, K., "Fretting fatigue strength under high local contact pressure and its fracture mechanics analysis", *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, Vol. 55, No. 12 (2006), pp. 1102-1109.
- 12) Japan Society of Mechanical Engineers, "JSME mechanical engineers' handbook", Maruzen Ltd. (1984), pp. A4-114.

Table 2-2 List of fretting fatigue tests for sample A at plane contact condition.

Contact type	Contact pressure (MPa)	Mean stress, σ_m (MPa)	Stress amplitude, σ_a (MPa)	Cycle number	Fracture (Y) or Non-fracture(N)	Non-propagating crack length (mm)		
						Surface length, l	Depth, a	Equivalent length, a_{eq}
Plane Contact	80	0	170	5.70×10^5	Y	—	—	—
			150	2.16×10^6	Y	—	—	—
			140	6.40×10^6	Y	—	—	—
			135	2.00×10^7	N	0.68	0.074	0.066
			130	2.00×10^7	N	1.00	0.039	0.038
			120	2.00×10^7	N	0.11	0.015	0.013
			100	2.00×10^7	N	—	—	0.007
		400	120	2.60×10^5	Y	—	—	—
			110	1.23×10^6	Y	—	—	—
			110	8.40×10^5	Y	—	—	—
			105	1.26×10^6	Y	—	—	—
			100	2.43×10^6	Y	—	—	—
			95	2.00×10^7	N	0.22	0.036	0.029
			90	2.00×10^7	N	0.26	0.032	0.028
			90	2.00×10^7	N	—	—	0.013
		-100	60	2.00×10^7	N	—	—	0.006
			220	1.65×10^6	Y	—	—	—
			200	4.42×10^6	Y	—	—	—
			180	2.00×10^7	N	0.86	0.133	0.110
			180	2.00×10^7	N	1.18	0.256	0.187
					160	2.00×10^7	N	0.63

Table 2-3 List of fretting fatigue test s for sample A at line contact condition.

Contact type	Line contact force (N/mm)	Mean stress, σ_m (MPa)	Stress amplitude, σ_a (MPa)	Cycle number	Fracture (Y) or Non-fracture(N)	Non-propagating crack length (mm)				
						Surface length, l	Depth, a	Equivalent length, a_{eq}		
Line Contact	60	0	150	2.75×10^6	Y	—	—	—		
			140	2.00×10^7	N	0.33	0.06	0.047		
			130	2.00×10^7	N	0.32	0.074	0.052		
			100	2.00×10^7	N	0.28	0.043	0.035		
	150	0	150	1.77×10^6	Y	—	—	—		
			140	3.53×10^6	Y	—	—	—		
			130	9.23×10^6	Y	—	—	—		
			130	1.47×10^7	Y	—	—	—		
			125	2.00×10^7	N	0.48	0.053	0.047		
			100	7.65×10^5	Y	—	—	—		
		400	90	2.00×10^7	N	—	—	—		
			90	7.30×10^6	Y	—	—	—		
			85	2.00×10^7	N	0.23	0.043	0.033		
			80	2.00×10^7	N	0.33	0.029	0.027		
	300	0	170	9.30×10^5	Y	—	—	—		
			160	3.60×10^6	Y	—	—	—		
			160	2.14×10^6	Y	—	—	—		
			150	2.00×10^7	N	0.35	0.087	0.060		
			140	2.00×10^7	N	0.50	0.09	0.071		
			140	2.00×10^7	N	0.33	0.085	0.057		
			100	2.00×10^7	N	0.28	0.04	0.034		
			80	2.00×10^7	N	0.29	0.03	0.027		
			400	100	2.30×10^6	Y	—	—	—	
				90	9.33×10^6	Y	—	—	—	
		85		2.00×10^7	N	0.21	0.04	0.031		
		80		2.00×10^7	N	0.24	0.03	0.026		
					60	2.00×10^7	N	—	—	0.016

Table 2-4 List of fretting fatigue tests for sample B at plane contact condition.

Contact type	Contact pressure (MPa)	Mean stress, σ_m (MPa)	Stress amplitude, σ_a (MPa)	Cycle number	Fracture (Y) or Non-fracture(N)	Non-propagating crack length (mm)		
						Surface length, l	Depth, a	Equivalent length, a_{eq}
Plane contact	80	0	170	1.41×10^6	Y	—	—	—
			160	4.10×10^6	Y	—	—	—
			160	1.34×10^7	Y	—	—	—
			150	2.00×10^7	N	0.56	0.078	0.066
			150	2.00×10^7	N	0.22	0.032	0.027
			140	2.00×10^7	N	—	—	0.008
			130	2.00×10^7	N	0.12	0.015	0.013
		400	130	4.55×10^5	Y	—	—	—
			120	1.48×10^6	Y	—	—	—
			115	6.50×10^6	Y	—	—	—
			110	2.00×10^7	N	—	—	0.006

Table 2-5 List of fretting fatigue tests for sample B at line contact condition.

Contact type	Line contact force (N/mm)	Mean stress, σ_m (MPa)	Stress amplitude, σ_a (MPa)	Cycle number	Fracture (Y) or Non-fracture(N)	Non-propagating crack length (mm)		
						Surface length, l	Depth, a	Equivalent length, a_{eq}
Line contact	150	0	160	1.23×10^6	Y	—	—	—
			150	2.63×10^6	Y	—	—	—
			140	2.00×10^7	N	0.28	0.042	0.035
		400	120	8.15×10^5	Y	—	—	—
			110	7.08×10^6	Y	—	—	—
			100	2.00×10^7	N	0.06	0.011	0.008
	300	0	140	2.04×10^6	Y	—	—	—
			130	2.00×10^7	N	0.30	0.044	0.037
			110	2.00×10^7	N	0.21	0.024	0.021
		400	110	4.40×10^5	Y	—	—	—
			100	1.78×10^6	Y	—	—	—
			90	2.00×10^7	N	0.25	0.039	0.032
	450	0	85	2.00×10^7	N	—	—	0.019
			140	2.00×10^7	N	0.35	0.063	0.050
			170	2.00×10^7	N	0.63	0.13	0.097
		400	180	1.34×10^6	Y	—	—	—
			90	2.00×10^7	N	0.41	0.025	0.024
			110	2.00×10^7	N	—	—	—
120	1.64×10^6	Y	—	—	—			

第3章 低面圧・大すべり条件（摩擦伝達型）の フレットング疲労評価

3.1 緒言

第1章で述べたように、全周連結翼のカバー構造は、低面圧・大すべり条件に該当する。この条件は、摩擦力のみにより荷重を伝達する摩擦伝達型試験により再現できる。1.2.1節で述べたように、摩擦伝達型では、一般に広く行われているパッド試験（荷重分担型）と比較して、フレットング疲労強度に及ぼす面圧の影響が異なる。すなわち、図3-1に示すように、遠方荷重 F_0 による公称応力振幅で整理すると、荷重分担型では、面圧を増加するほどフレットング疲労強度が低下し、ある面圧以上になると疲労強度がほぼ一定になることが知られている^{1)~3)}。一方、摩擦型では、本章で述べるように面圧の低下と共に疲労強度が低下して、ある面圧で極小の強度を示した。

両者で疲労強度の面圧依存性が異なる理由として、接線力 F_t の増加が応力集中係数に反映されるか否かによって決まることが挙げられる。すなわち、荷重分担型（荷重制御）では、面圧増加により F_t が増加すると、遠方荷重 F_0 （公称応力に相当）が一定のために応力集中係数が増加する。一方、摩擦型（変位制御）では F_t と F_0 が等しいために、 F_t の増加により公称応力が増加して、応力集中係数はほとんど増加しない。

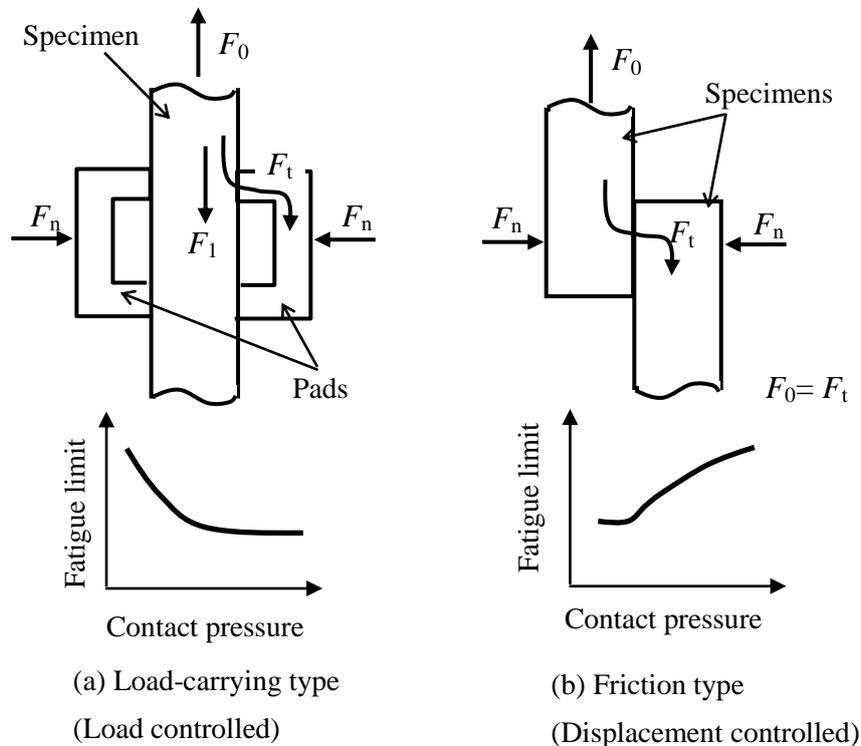


Fig. 3-1 Schematics of fretting fatigue tests and its dependence on contact pressure.

しかし、上記の理由のみでは面圧低下による強度低下を説明するには不十分である。本章では、低面圧・大すべり条件における面圧とフレット疲労強度の関係、およびそのメカニズムの解明を目的として、新たに考案した摩擦伝達型のフレット疲労試験をした。面圧低下による強度低下の理由を明らかにするために、接触端の移動を想定した応力解析と、接触面近傍のひずみ分布計測を実施した。

3.2 試験方法

供試材は 12Cr 鋼であり、その機械的性質は表 2-1 の A 材と同じである。試験体の形状を図 3-2 に示す。試験の模式図を図 3-3 に、外観図を図 3-4 に示す。2 体の試験体を 180° 点対称に配置して、それらの接触面を接触させ、ボルト締めにより面圧荷重を負荷した。接触長さ（公称値）は 15 mm とした。事前に較正した荷重負荷リングに貼付したひずみゲージにより、法線力 F_n を調整した。ボルト先端と試験体接触部の拘束を可能な限り弱くするため、接触部をボールジョイントとした。摩耗の進行と共に F_n が変化する場合があったため、接触力が所定荷重の $\pm 5\%$ 以内になるように、適宜ボルトの締付力を調整した。接触面圧 p をパラメータとして、20~80 MPa で試験をした。負荷周波数は、試験機の応答性に合わせて 16~35 Hz とした。室温、大気環境（温度 20~27 °C、湿度 30~60 %）で試験をした。

荷重制御では、接触面の摩擦状態の変化により、試験中に接触面が分離する可能性があるため、変位制御とした。図 3-3 に示す 2 箇所（評点間距離 12.5 mm）を計測した。繰返しに伴い相対変位が変化する場合があったため、2 箇所（評点間距離 12.5 mm）で計測した相対変位の平均値が目標値に近づくように、適宜ストローク変位を調整した。試験初期の数 100 サイクルまでの領域を除いて、相対変位を目標値に対して概ね $\pm 5\%$ 以内で制御することができた。

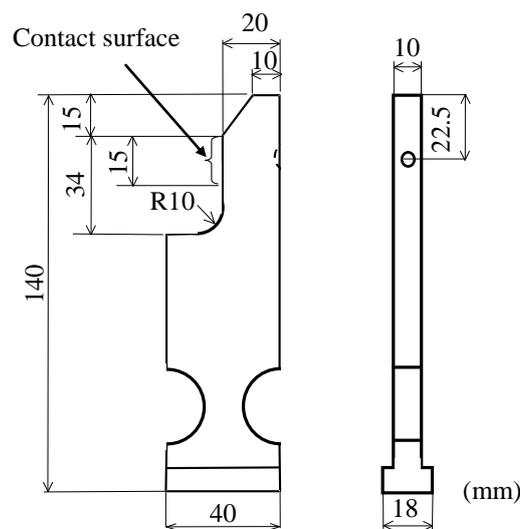


Fig. 3-2 Shape of test piece.

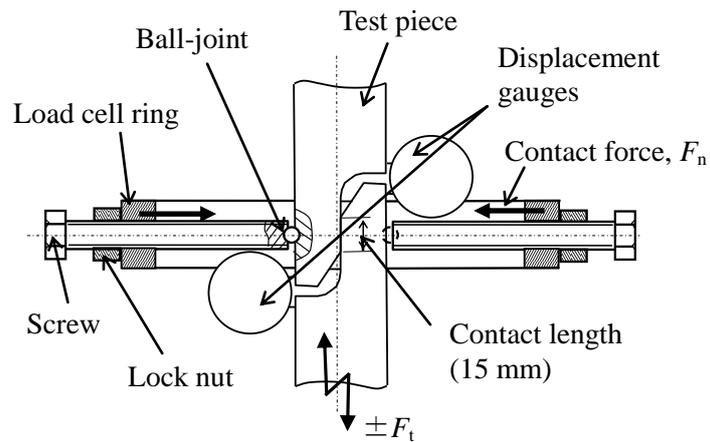


Fig. 3-3 Experimental set-up.

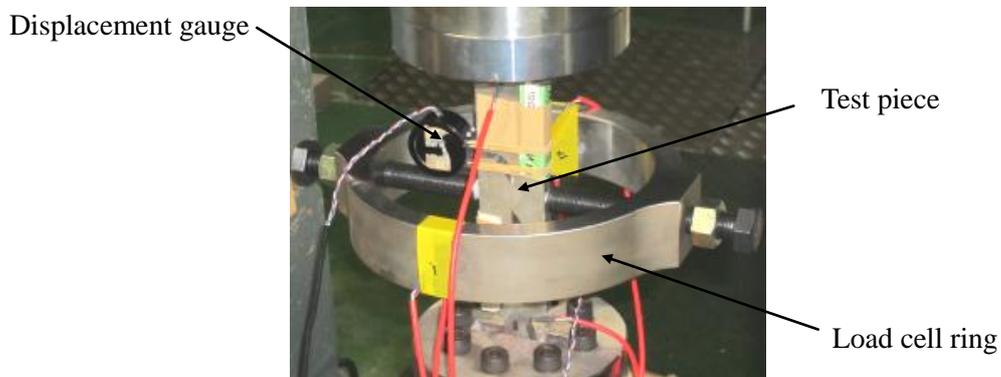


Fig. 3-4 View of friction-type fretting test.

本試験では、接線力 F_t と試験機の負荷荷重が等しいため、 F_t は試験機ロードセルで計測した。変位制御では、き裂の成長により F_t が低下したため、破断試験体の接線力が 5% 低下した繰返し数を破損寿命と定義した。後述する FEM 解析で接触面に垂直な貫通き裂を導入した解析によると、5% の剛性低下に相当するき裂長さは約 1 mm である。繰返し数 2×10^7 サイクルにおける未破断試験の応力を疲労限度と定義した。いくつかの試験では、 2×10^7 サイクル以上でも試験をした。

繰返しに伴う接触端位置の変化を調べるために、図 3-5 に示すように、接触面から約 1.6 mm の位置（裏表計 4 箇所）に 5 連ひずみゲージ（ゲージ長さ 1 mm、ピッチ 2 mm、東京測器製 FXV-1-11-3L）を貼付して、変動荷重 F_a 方向のひずみ分布を計測した。表面からゲージ中心までの距離を読み取り、その位置での解析応力分布と計測値を比較して接触端の移動量を推定した。

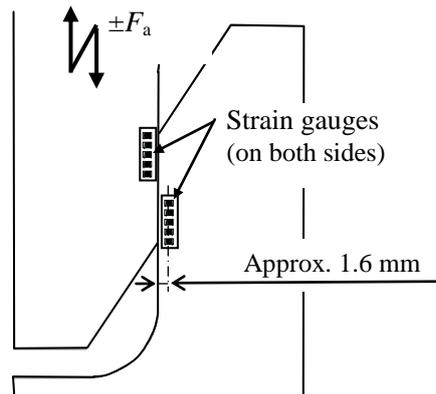


Fig. 3-5 Measurement of strain distribution.

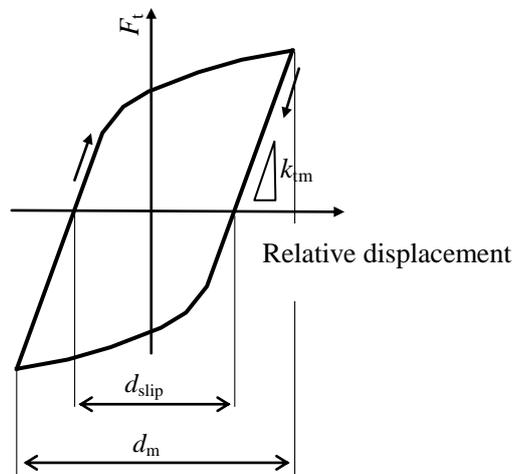


Fig. 3-6 Schematic view of relation between tangential force and relative displacement.

3.3 試験結果, および考察

3.3.1 接線力係数とすべり量の繰返し数依存

接線力 F_t と相対変位の模式図を図 3-6 に示す。横軸の相対変位範囲 d_m を制御して試験した。ヒステリシスループの F_t が 0 になるときの相対変位の幅をすべり量 d_{slip} , 縦軸の接線力 F_t を法線力 F_n で除した値を接線力係数 F_t/F_n と定義する。また, F_t と相対変位の傾きを接線剛性 k_{tm} と定義する。計測位置の相対変位には, 接触面の変位だけでなく試験系の弾性変位などが含まれる。そのため, 接触面の接線剛性を評価するには, 計測変位から試験系の変位を差し引く必要がある。その評価方法の詳細については, 第 5 章で述べる。

本試験では, 繰返し数と共に F_t/F_n や d_{slip} が変化した。一例として, 繰返し数に対する F_t/F_n と d_{slip} の変化, および F_t/F_n と相対変位のヒステリシスループを図 3-7 に示す。繰返し初期では F_t/F_n が小さく d_{slip} が大きい, 繰返し数の増加とともに F_t/F_n が増加し

て d_{slip} が減少した. 本試験条件では, 約 3×10^3 サイクルで F_t/F_n が概ね飽和した. 図 3-7(b) に示すように繰返し数の後半 (10^7 サイクル付近) で d_{slip} が増加する傾向がみられたのは, 本図には示していないが, 接線剛性 k_{tm} が変化 (増加) したからと考えられる. 第 4 章で後述するように, 他の試験条件 (図 4-4~4-9) でも, 繰返し数の増加に伴って F_t/F_n や d_{slip} が変化する挙動がみられた.

接線力係数 F_t/F_n が比較的初期 (10^5 サイクル以下と定義) の繰返し数で最大値をとるとき, および 10^6 サイクル, 10^7 サイクルの繰返し数における F_t/F_n と d_{slip} の関係を図 3-8 に整理する. 繰返し数が増加するほど, 同じ d_{slip} に対する F_t/F_n が低下する傾向が確認された. 接触面が十分になじんだと考えられる安定状態 (10^7 サイクル) の接線力係数は約 0.9 であった. 繰返し初期 (10^5 サイクル以下) の最大 F_t/F_n が, 一般的に知られている摩擦係数よりも大きな値 (1 以上) であったのは, 接触面での凝着や焼き付きが原因と考えられる.

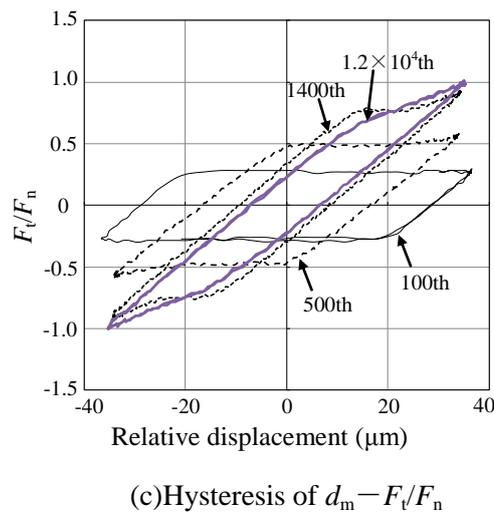
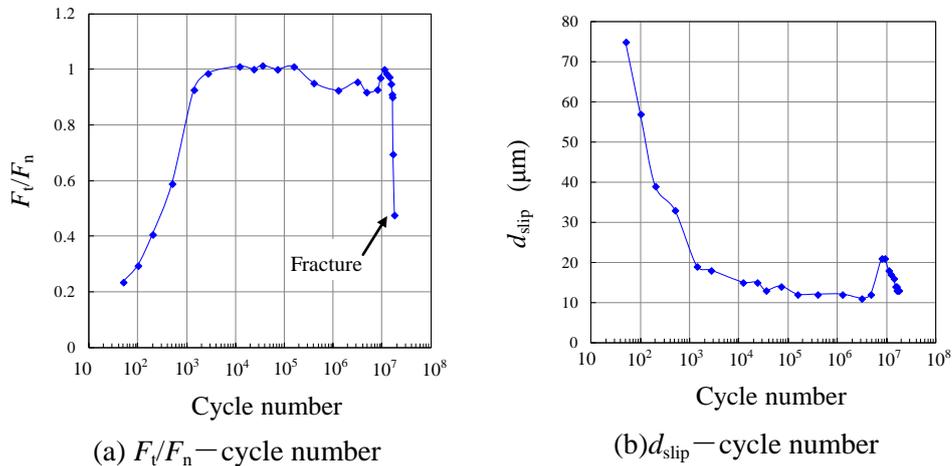


Fig. 3-7 An example of measured F_t/F_n and d_{slip} , and its hysteresis.
($p = 25 \text{ MPa}$, $d_m = 0.071 \text{ mm}$, $N_f = 1.5 \times 10^7 \text{ cycles}$)

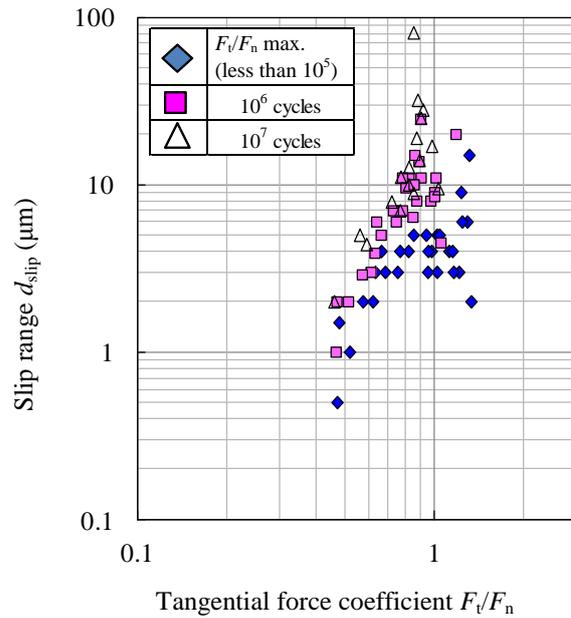


Fig. 3-8 Relation between F_t/F_n and d_{slip} .

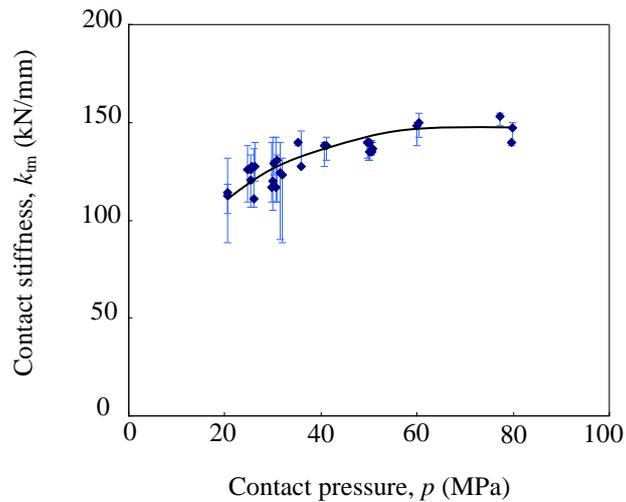


Fig. 3-9 Test results on contact stiffness.

面圧 p と接線剛性 k_{fm} を整理した結果を図 3-9 に示す. k_{fm} の値として, 全繰返しにおける平均値を記号で, 最大値と最小値をエラーバーで表記している. 面圧 p が約 40 MPa 以下では, k_{fm} が急減する傾向がある. p が 40 MPa 以下で k_{fm} の絶対値が低下し, そのばらつきが増加したのは, 3.4 節で後述するように面圧低下に伴って接触端からの非接触長さの絶対値とばらつきが増加したと関係があると考えられる. 非接触長さ k_{fm} に関する定量的な検討は 5.3.1 項で行う.

3.3.2 フレッシング疲労強度

F_t/F_n が繰返しにより変化したため、代表繰返し数における応力を用いて評価する。代表繰返し数は、破断試験体については破損寿命の 1/2、未破断試験体については全繰返し数の 1/2 と定義した。図 3-10 に示すように、き裂発生が想定される評価断面(図中の Evaluation section)では、接触面から伝達される F_t により膜と曲げの応力が発生する。そこで、評価断面の面積 S 、接触面から断面主軸までの距離 e_1 、断面主軸に対する断面係数 Z_1 を用いて、式(3-1)により公称応力 σ_{nom} を算出した。

$$\sigma_{nom} = F_t / S + F_t \cdot e_1 / Z_1 \quad (3-1)$$

代表繰返し数における評価断面の膜+曲げ公称応力 $\sigma_{a, nom}$ で整理した $S-N$ 線図を図 3-11 に示す。図 3-11 に示すように、面圧を低下するほど疲労強度が低下した。種々の評価因子により、破断と未破断の試験結果を整理した結果を図 3-12 に示す。これらの図に示す d_m , d_{slip} , $\sigma_{a, nom}$ は、前記の代表繰返し数における値を用いた。図 3-12 には、 2×10^7 サイクルの未破断条件を白抜きで、破断試験体を黒塗りで表記しており、これらの境界から、損傷なしとフレッシング疲労損傷領域に分類できる。試験結果の一覧表は表 3-1 (p. 71, 72) に示す。

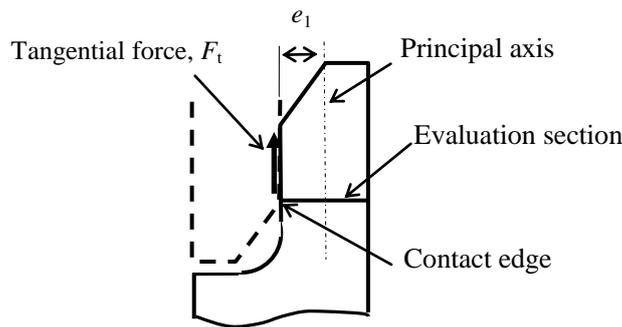


Fig. 3-10 Definition of nominal stress.

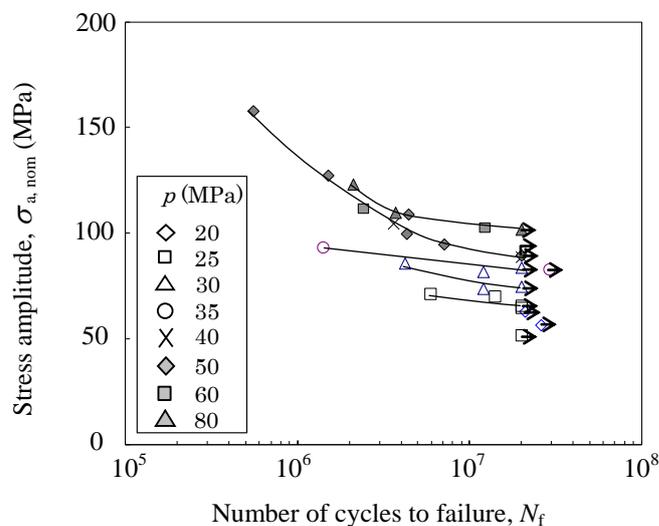


Fig. 3-11 $S-N$ curve in fretting tests.

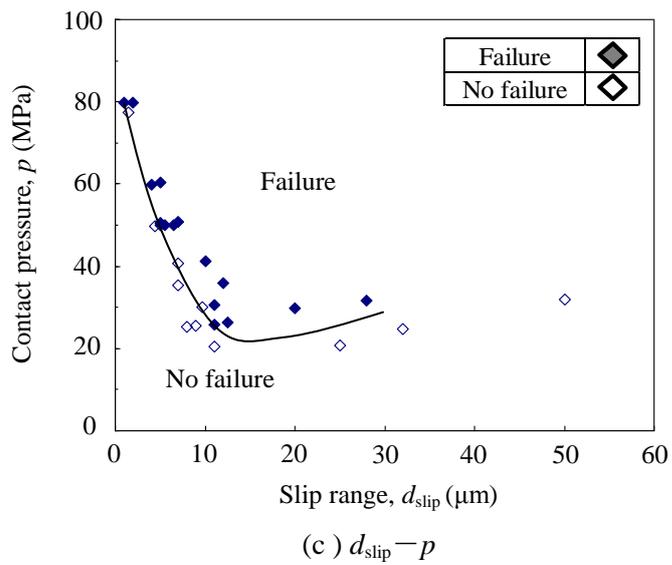
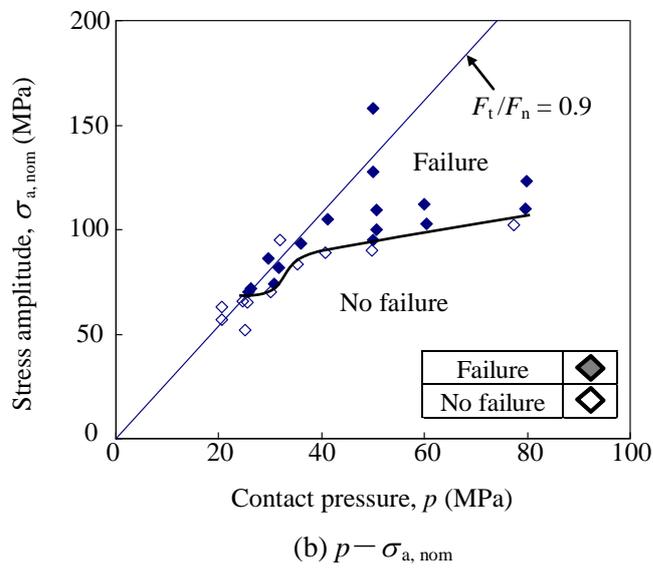
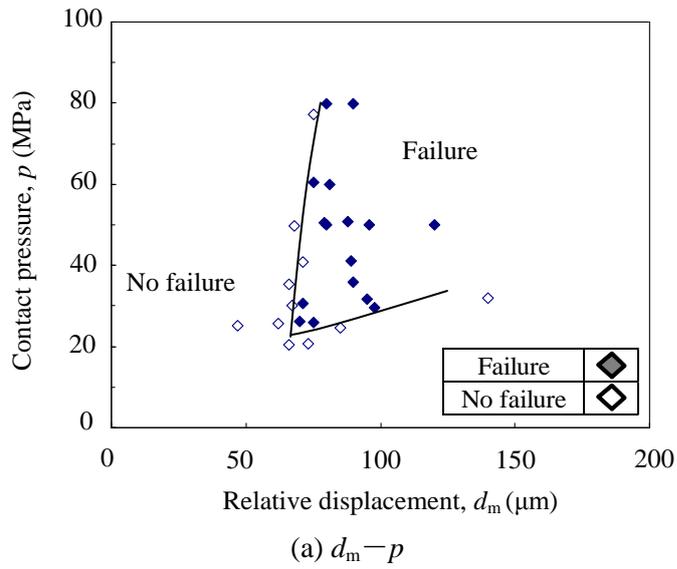


Fig. 3-12 Test results on friction-type fretting fatigue tests.
 (Open marks: non-fracture under 2×10^7 cycles; Closed marks: fracture)

試験の制御値である接触面圧 p を相対変位 d_m で整理した結果を図 3-12(a)に示す。ある面圧以下ではフレット疲労破損しない限界面圧が存在した。本試験条件では、その面圧は約 25 MPa であった。面圧と応力振幅の関係を図 3-12(b)に示す。応力振幅は、式(3-1)により算出した評価断面の公称応力である。面圧を低下するほど、フレット疲労限度（破断と未破断の境界応力）が低下し、約 25 MPa の面圧で最小強度を示した。全面すべりが発生するときの接線力係数 (=0.9) に相当する直線と、面圧が 40 MPa と 80 MPa における疲労限度を結んだ直線の交点付近で、フレット疲労強度が急減する傾向があった。全周連結翼のカバー接触面では、接触面の摩耗進行などにより経年的に面圧が変化する可能性が考えられるため、実機のフレット疲労評価では面圧をパラメータとした最小の疲労限度を把握する必要があるといえる。

次に、すべり量と接触面圧の関係を図 3-12(c)に示す。すべり量が 10~25 μm 付近で、フレット疲労強度が極小値を示した。このことは、図 3-8 に示すように、 d_{slip} が 10~25 μm で F_t/F_n が極小値を示す傾向（ $10^6, 10^7$ サイクル時）と相関があると考えられる。また、この傾向は西岡⁴⁾らの報告とも概ね一致している。接触面の断面ミクロ観察によると、これ以上のすべり量では、フレット疲労により疲労き裂が発生しても、そのき裂が試験体を破断する方向に進展せずに摩滅する場合があります、この影響により疲労強度が若干高くなったと推察される。

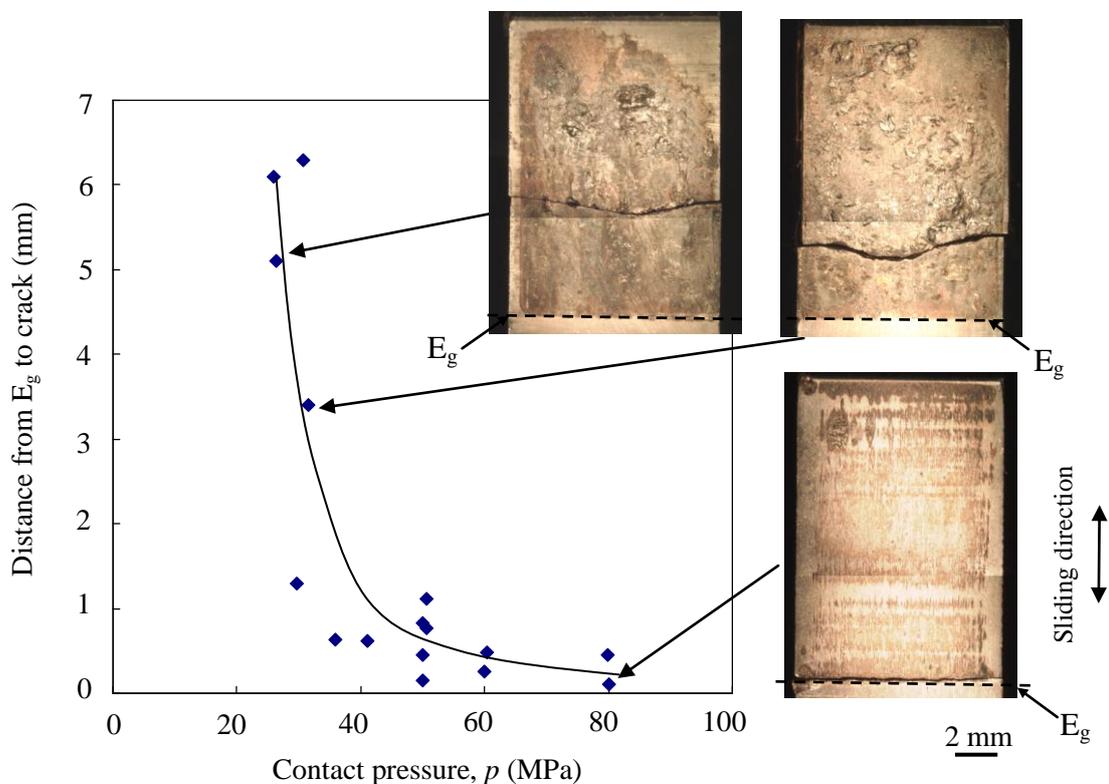


Fig. 3-13 Distance from geometric contact edge to main crack.

3.3.3 き裂発生位置の観察結果

(a) 破損試験体のき裂発生位置

破損試験体について、幾何学上の端部 E_g からき裂位置までの距離を読み取り、面圧 p との関係を整理した結果を図 3-13 に示す。幾何学上の端部は、試験体の形状・寸法から決定される接触面の端部であり、表面の接触痕を観察することによりその位置を定義した。また、き裂が湾曲して、き裂位置により読み取り距離が変わる場合には、最も幾何学上の接触端に近いき裂に対する距離を評価に用いた。 p が低下するほど、き裂が接触面内部に位置し、特に p が約 25~30 MPa で、 E_g とき裂位置の距離が急増する結果が得られた。この面圧は、図 3-12(b)に示すフレッティング強度が急減する面圧とほぼ同じ値であり、両者に相関があることが示唆される。また、図 3-9 に示したように同面圧付近で k_{im} が低下する傾向があり、接触端の移動と接線剛性の低下との間に相関があると考えられる。 k_{im} と接触端の移動量に関しては、5.3.1 項で考察する。本試験によると、 E_g とき裂位置の距離が最大で 6.3 mm（接触長さ 15 mm に対する比は 0.42）であった。

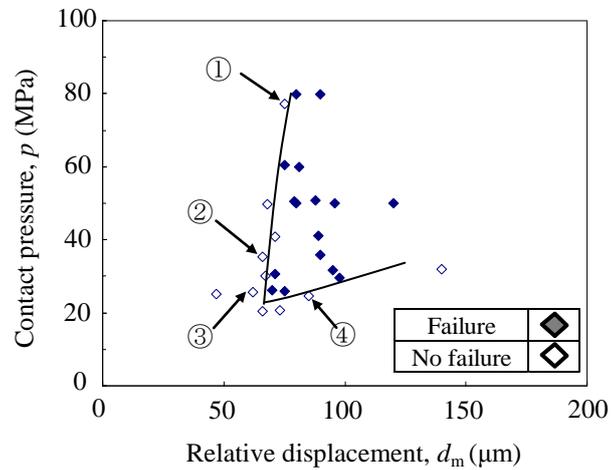
(b) 停留き裂の観察結果

未破断試験片について、断面ミクロ観察により停留き裂を観察した結果を図 3-14 に示す。図 3-14(a)に示す相対変位 d_m と面圧 p との関係における①~④の条件について観察した。図 3-14(b)に示すように、比較的高面圧ですべり量が小さい条件（① $p = 80$ MPa, $d_{slip} = 1.5$ μ m）では、表面の摩耗量がほとんどなく、停留き裂は接触端近傍のみであった。本条件の停留き裂の深さは約 70 μ m であった。面圧が 35 MPa, d_{slip} が 7 μ m の条件（②：図 3-14(c)）では、全面摩耗ではなく、接触端付近に比較的強い摩耗痕が観察された。本条件では、接触端から約 1 mm の位置に停留き裂があり、その深さは約 290 μ m であった。

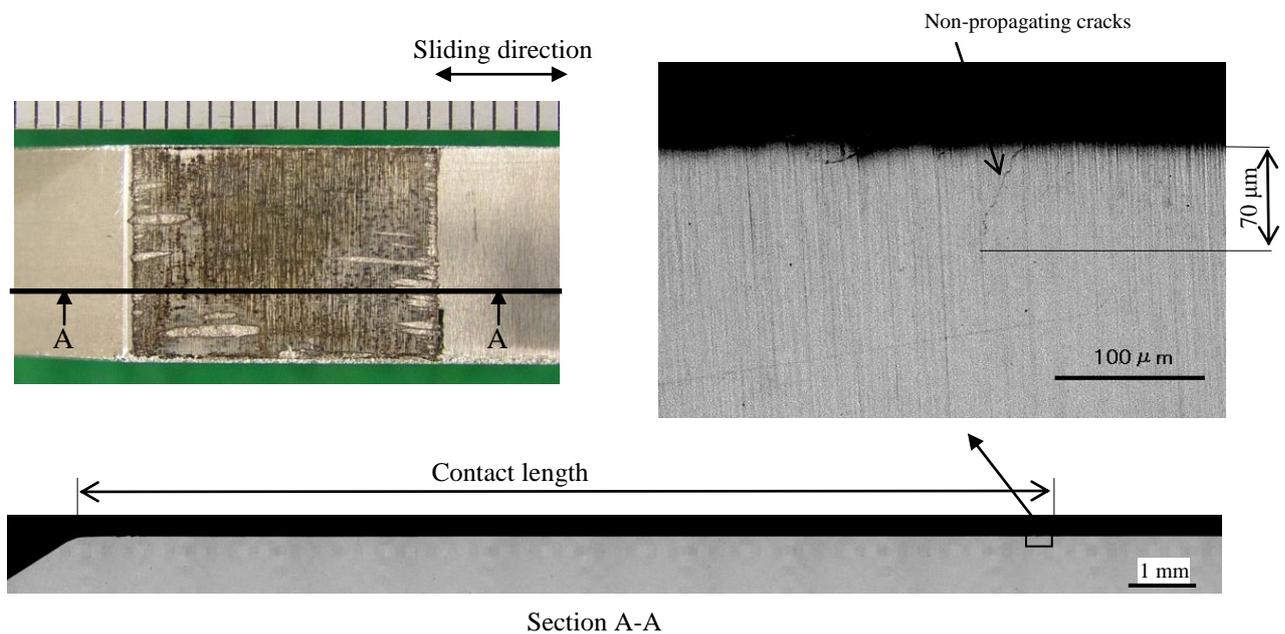
一方、低面圧条件では、以下に述べるように、接触領域の中央付近に多数の停留き裂が観察された。低面圧で比較的すべり量が小さい条件（③ $p = 25$ MPa, $d_{slip} = 9$ μ m）の観察結果を図 3-14(d)に示す。この条件では、接触端から約 9 mm の位置に多数の停留き裂が観察された。それらの多くは表面に対する傾斜角が約 20°~30°で、その角度が浅いという特徴がある。観察断面での最大き裂深さは、約 350 μ m であった。また、低面圧で比較的すべり量が大きい条件（④ $p = 25$ MPa, $d_{slip} = 32$ μ m：図 3-14(e)）では、ほぼ全面にわたって摩耗痕が認められた。停留き裂の多くは接触端付近ではなく、接触面の内部に集中しており、その最大深さは約 500 μ m であった。表面に対して傾斜角が浅いき裂が多いのは図 3-14(d)の場合と同様であり、観察位置によっては摩耗き裂としてフレーク状に脱離した痕がみられた。

これらの停留き裂の分布からも、面圧が低い条件では、き裂と接触端の距離が長いことが分かる。低面圧の条件では、表面に対する傾斜角が浅いき裂が多く、これらのき裂

が摩滅するか、あるいは試験体を破断する方向に進展するかによってフレッティング疲労強度が決定されると考えられる。

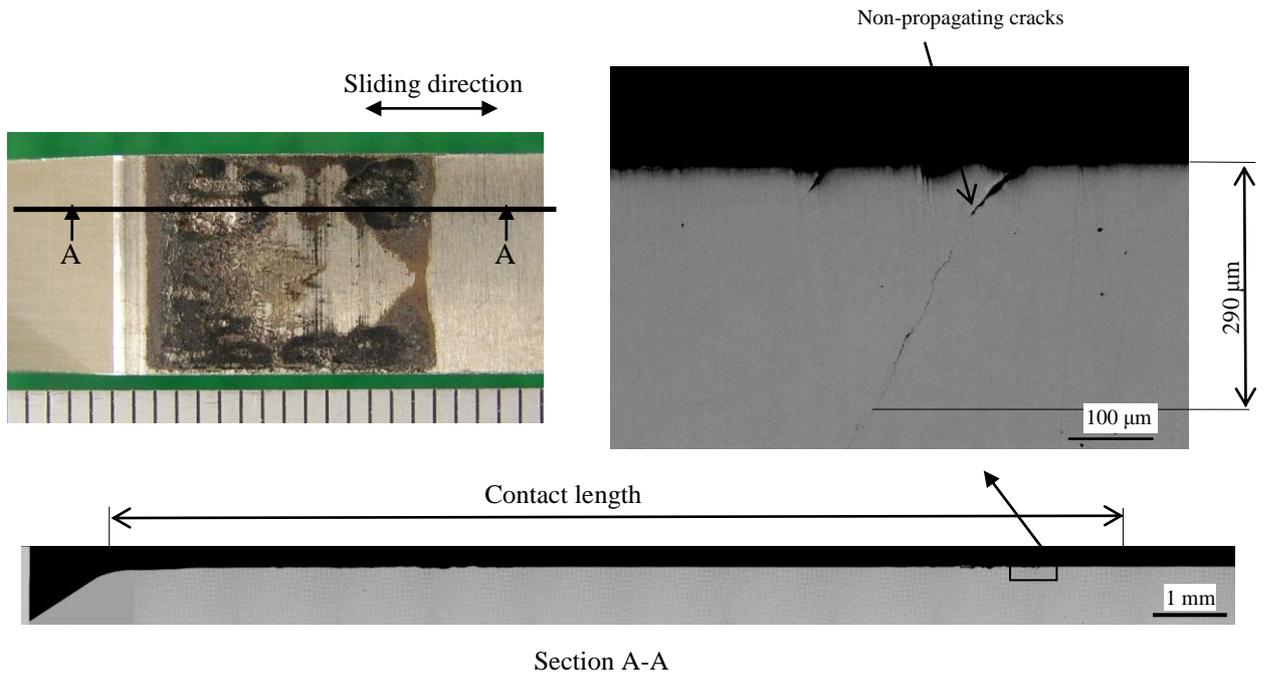


(a) Experimental results on $d_m - p$

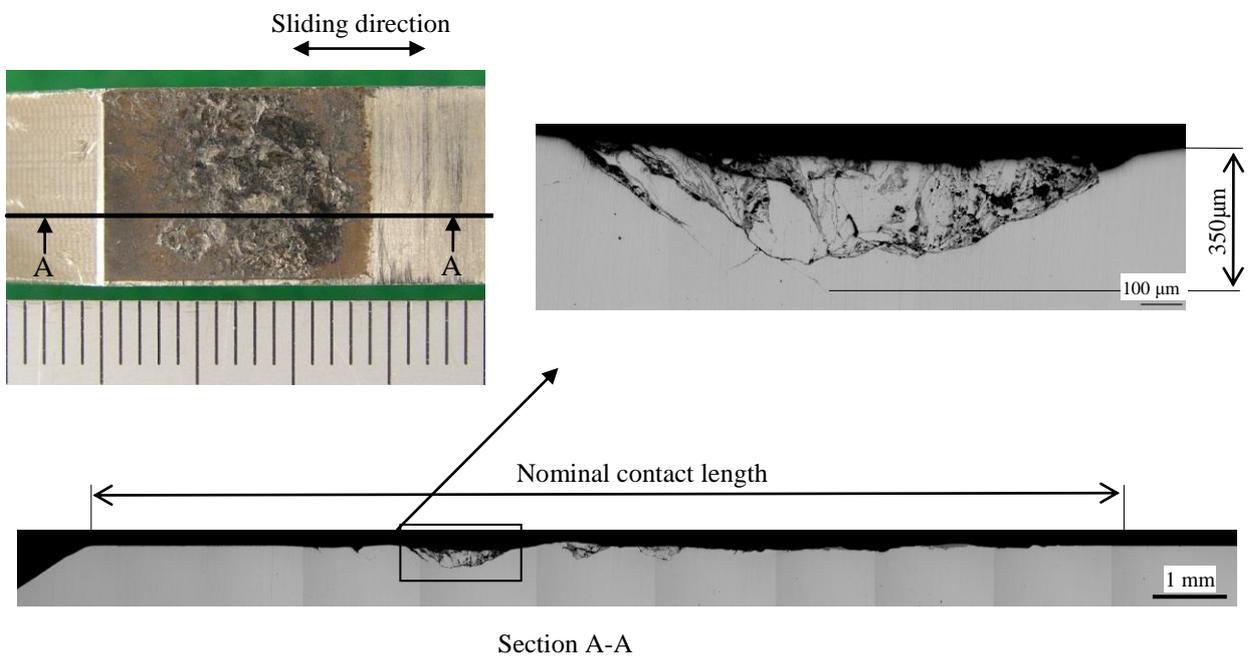


(b) $p = 80 \text{ MPa}$, $d_m = 75 \text{ } \mu\text{m}$, $d_{\text{slip}} = 1.5 \text{ } \mu\text{m}$, $\sigma_{a, \text{nom}} = 104 \text{ MPa}$ (①)

Fig. 3-14 Observed non-propagating cracks at cross-section near contact surface for non-failure test pieces.

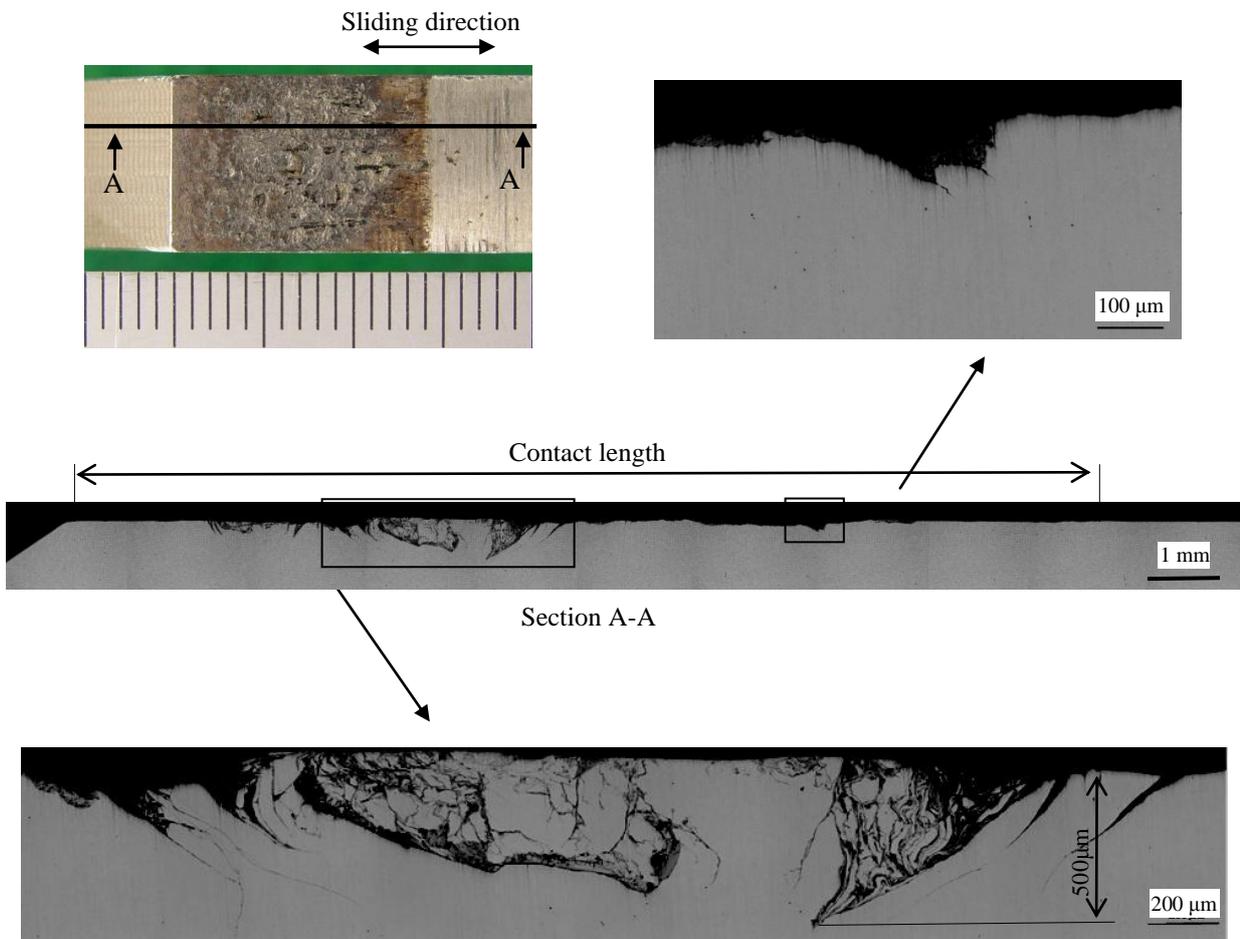


(c) $p = 35 \text{ MPa}$, $d_m = 66 \text{ }\mu\text{m}$, $d_{\text{slip}} = 7 \text{ }\mu\text{m}$, $\sigma_{a, \text{nom}} = 83.2 \text{ MPa}$ (②)



(d) $p = 25 \text{ MPa}$, $d_m = 62 \text{ }\mu\text{m}$, $d_{\text{slip}} = 9 \text{ }\mu\text{m}$, $\sigma_{a, \text{nom}} = 65 \text{ MPa}$ (③)

Fig. 3-14(Continued) Observed non-propagating cracks at cross-section near contact surface for non-failure test pieces.



(e) $p = 25 \text{ MPa}$, $d_m = 85 \text{ }\mu\text{m}$, $d_{\text{slip}} = 32 \text{ }\mu\text{m}$, $\sigma_{a, \text{nom}} = 66 \text{ MPa}$ (④)

Fig. 3-14(Continued) Observed non-propagating cracks at cross-section near contact surface for non-failure test pieces.

3.4 面圧とフレット疲労強度に関する考察

図 3-13 に示したように、面圧を低下するほど、き裂が幾何学上の接触端 E_g より接触面内部に位置したことから、接触端の移動とフレット疲労強度との間に相関があることが予想される。そこで、1) 接触端の移動量と局所応力の関係、ならびに 2) 接触端が実際に移動するかを明らかにすることを目的として、有限要素法解析と接触面近傍のひずみ計測を行った。

3.4.1 非接触長さと応力分布の関係

解析モデルとその境界条件を図 3-15 に示す。表面の計測ひずみと比較するために、3次元モデルで解析した。図 3-15 に示すように、 E_g からある領域にわたって接触力を分担しない領域（非接触長さとして定義）が存在すると仮定して、その領域の接触要素を取り除いてモデル化した。A 点と B 点における幾何学上の接触端からの非接触長さを d_a , d_b と定義する。実際に非接触領域で完全に接触していないことはないが、その領域における法線力が他の領域における法線力と比較して相対的に低下する可能性があると考え、その極端な条件として接触が全くない場合を想定した。この妥当性については、3.4.2 項にて考察する。接触解析の摩擦係数は定常時の計測値を参考に 0.9 とした。法線力 F_n を負荷した後に、1 サイクルの変動荷重振幅 F_a を負荷した。非接触領域の端部（接触端 E_m ）におけるき裂進展方向の最小メッシュサイズを 0.05 mm とした。解析ソフトは、ANSYS® Mechanical™ ver.10.0 であり、解析モデルの節点数は約 67,000、要素数は約 59,900 である。接触要素として、面-面接触要素（CONT173, TARGE170）を用いた。

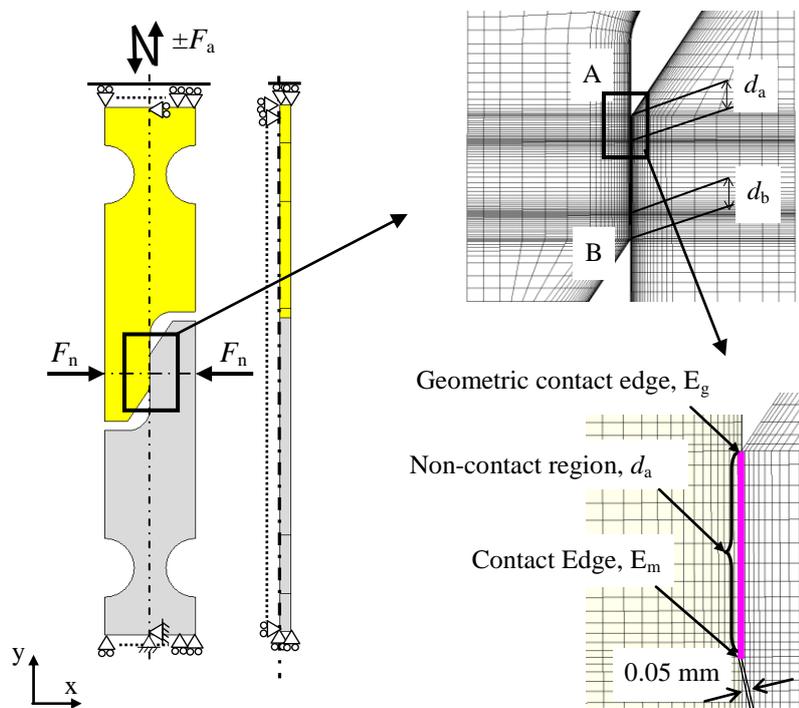


Fig. 3-15 FEM analysis model.

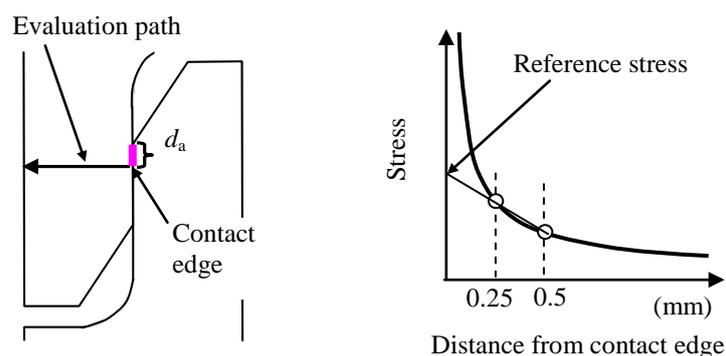


Fig. 3-16 Definition of reference stress.

フレット疲労強度評価にあたって、評価に用いる応力をどのように定義するかが重要な課題である。一般に、接触端表面のピーク応力は、応力特異点であるために解析モデルに依存する問題がある。ピーク応力を直接用いない手法として、特異場パラメータによる方法⁵⁾や、溶接構造物のホットスポット応力⁶⁾にならって、表面の応力分布を外挿して求める方法⁷⁾などが提案されている。疲労強度はピーク応力だけでなく、表面からある領域の応力分布と相関があることを考慮して、本研究では、図 3-16 に示すように表面から 0.25 mm と 0.5 mm の位置における応力を結んだ外挿線と、距離 0 mm における交点の応力を参照応力 σ_r として用いた。0.25 mm と 0.5 mm の寸法に厳密な根拠はないが、図 3-14 の停留き裂長さ (0.07~0.5 mm) を参考に、停留き裂に相当する領域の代表応力を考慮して、試験的にその寸法を定義した。

$d_a = d_b$ の条件で、接触端から表面に垂直な経路上の応力分布を図 3-17 に示す。 F_a による主応力振幅 $\sigma_{a, pl}$ を公称応力 $\sigma_{a, nom}$ で除した値 (応力集中係数に相当) を図 3-17(a) に、 F_a が 0 のときの平均応力 $\sigma_{m, y}$ を図 3-17(b) に示す。図 3-17(a) より、 $d_a = 0$ mm と $d_a = 1$ mm の差が小さく、 d_a を増加するほど応力集中が増加することが分かる。本応力分布を用いて参照応力を算出した結果を図 3-18 に示す。図 3-18(a) に示すように、非接触長さ d_a が長いほど、加速度的に参照応力振幅 $\sigma_{ra, pl}$ が増加する、すなわち $\sigma_{ra, pl}$ の応力集中係数が増加することが分かる。これは、非接触長さが長くなると単位接触長さあたりの接線力 (接触面のせん断応力に相当) が増加するために、応力集中係数が増加したと考えられる。接触長さが短いほど応力集中係数が増加するのは、文献⁷⁾の報告と一致する。また、図 3-18(b) に示すように、面圧を低下させるほど、y 方向の参照圧縮平均応力 $\sigma_{rm, y}$ の絶対値が減少する。図 3-18(a) に示すように、 $\sigma_{ra, pl} / \sigma_{a, nom}$ に p の影響がほとんど現れないのは、 p の増加により公称応力 $\sigma_{a, nom}$ と最大参照応力 $\sigma_{ra, pl}$ の両方が増加するからと考えられる。

以上の解析結果より、面圧の低下によりフレット疲労強度が低下した要因としては、1) 面圧低下に伴って接触端が接触面内部へ移動して変動応力による応力集中係数が増加したこと、および 2) 面圧低下により圧縮平均応力の絶対値が低下したことが考えられる。

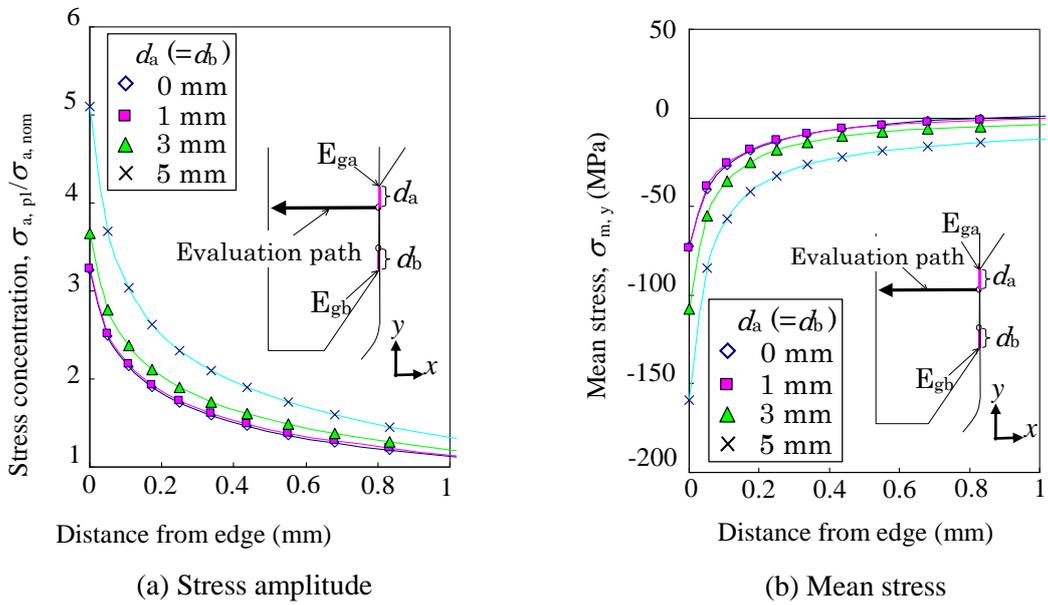


Fig. 3-17 Stress distribution from contact edge. ($p = 30$ MPa, $\sigma_{a, nom} = 70$ MPa)

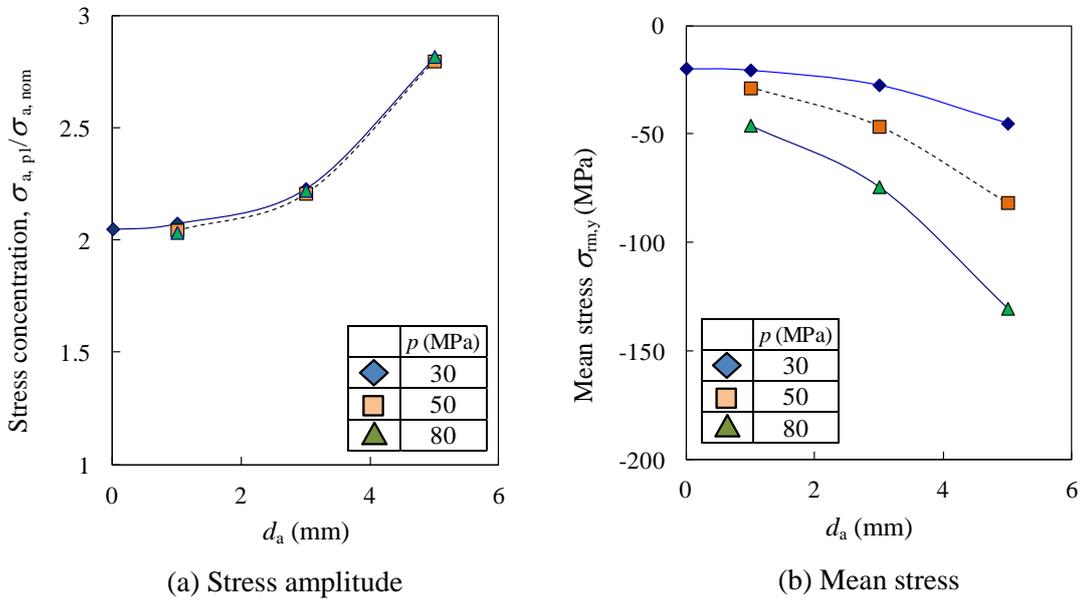


Fig. 3-18 Relation between non-contact length and reference stress when $d_a = d_b$.

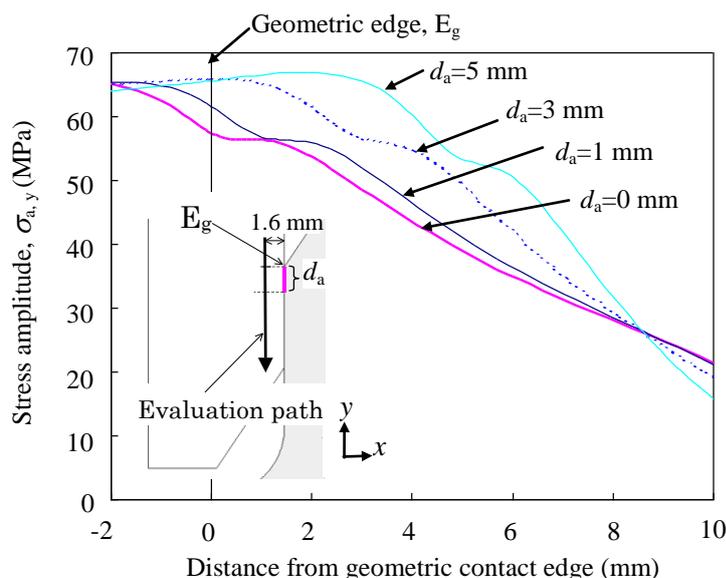


Fig. 3-19 Stress distribution on strain-measured line. ($p = 30 \text{ MPa}$, $\sigma_{a, \text{nom}} = 70 \text{ MPa}$)

3.4.2 計測応力分布から推定した接触端位置

図 3-5 に示したように、接触面から約 1.6 mm の位置で、5 連ひずみゲージによりひずみ分布を実測した。実験と同じ計測位置における応力分布を FEM 解析により求めた。FEM 解析により求めた応力分布を図 3-19 に示す。図 3-19 に示すように、非接触長さ d_a を増加すると計測位置の応力分布が変化することが分かる。

横軸に A 点側の接触端 E_{ga} からの距離、縦軸に計測値 (A と B, 裏表の計 4 箇所) と FEM による応力分布を整理した結果を図 3-20 に示す。FEM による応力は、非接触長さが 0 mm (実線) と 5 mm (破線) の場合について、計測接線力 F_t を入力して求めた。計測応力は、一軸応力を仮定して計測ひずみにヤング率を乗じて算出した。非接触長さをパラメータとして、 d_a と d_b が 0, 1, 3, 5 mm (4 通り) の条件で応力分布を計算し、求めた応力分布と計測による応力分布 (表裏の平均値) を照合することにより、非接触長さ (概算値) を推定した。

まず、面圧が比較的高く (80 MPa)、すべり量が小さい (約 1~2 μm) 条件の結果を図 3-20(a) に示す。この場合の計測応力分布は非接触長さを 0 とみなした解析応力分布にほぼ等しい。繰返しにより応力分布はほとんど変化しなかった。本条件では、 E_{ga} から約 0.5 mm の位置 (A 側) にき裂が発生しており、このき裂位置は応力分布から推測される接触端位置 (非接触長さ 0 mm) と概ね一致している。

次に、面圧が低く (25 MPa)、繰返し初期 (1,000 サイクル) の接線力係数 (約 0.78) が安定状態の摩擦係数 (約 0.9) より小さい場合の結果を図 3-20(b) に示す。1 \times 10⁴ サイクルの繰返し数で、B 点側の計測応力が、 d_b を 0 mm と 5 mm とした解析応力分布の中間付近に位置した。このことは、接触端が E_{gb} よりも接触面内部に位置したことを示し

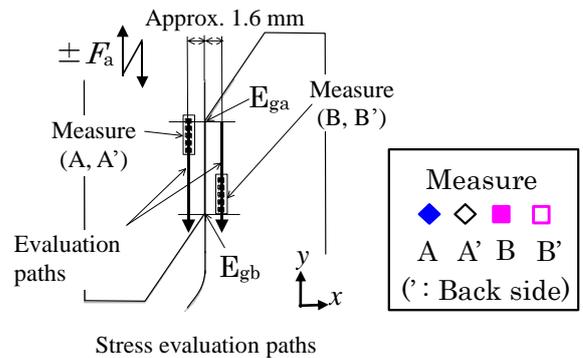
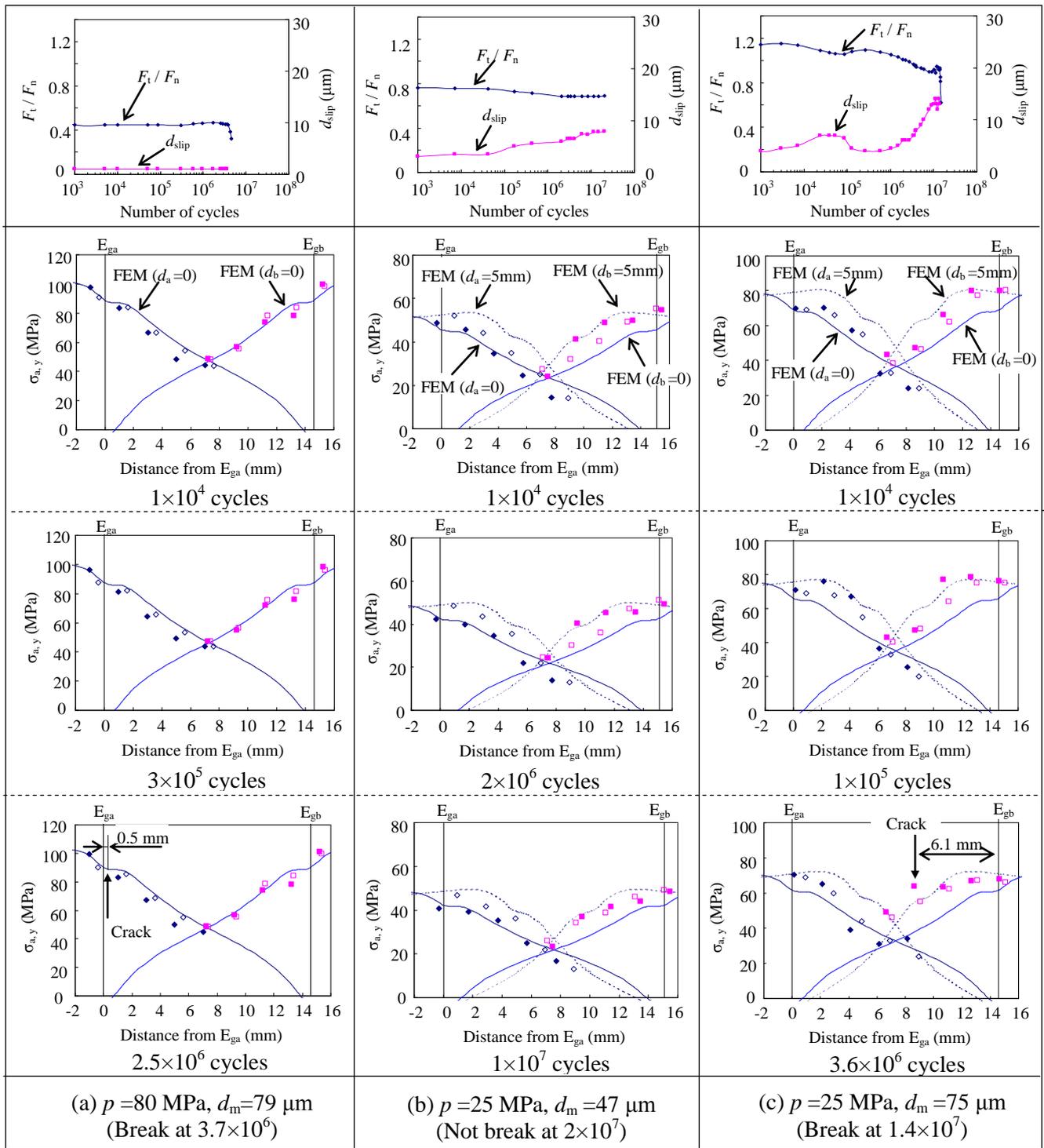


Fig. 3-20 Comparison of measured and calculated stress distribution near contact surface.

ている。接触端が内部に位置したのは、低面圧のため端部の拘束が弱くなったからであると考えられる。本条件では、繰返しにより応力分布はほとんど変化しなかった。

最後に、面圧 25 MPa で、繰返し初期 (1,000 サイクル) の接線力係数 (約 1.15) が、安定状態における摩擦係数 (約 0.9) よりも大きい条件の結果を図 3-20(c)に示す。計測値から接触端の位置を見積もると、 1×10^4 サイクルの繰返し時に B 点側の接触端が E_{gb} から約 3 mm の位置にあったと推定され、繰返し数の増加に伴って、接触端がさらに内部へ移動する現象が確認された。 3.6×10^6 サイクルの繰返し数では、接触端が E_{gb} から 5 mm 以上内部に位置したと推定される。本条件では、き裂発生位置は E_{gb} から約 6.1 mm の位置 (B 点側) であった。この位置は、 3.6×10^6 サイクルにおける接触端の推定位置と概ね一致する。これらの検討より、接触面内部に発生したき裂の評価にあたって、 E_{gb} からき裂まで完全に接触していないと仮定するモデルにより、その応力分布を概ね近似できることが分かった。

図 3-13 に示したように、約 30 MPa 以下の面圧で E_g からき裂までの距離が急増したのは、面圧低下により端部の拘束力が低下する効果に加えて、繰返しに伴い接線力係数が低下 (すべり量が増加) して接触端が移動する効果が寄与したからであると推察される。繰返しに伴い接触端が移動する要因の一つとして、服部⁵⁾らが指摘している摩耗による影響が関与していると推測される。

3.4.3 参照応力によるフレットング疲労強度の定量的評価

図 3-16 に示した参照応力を用いて、疲労強度に及ぼす面圧の影響を定量的に評価する。汎用的な評価を行うために、第 2 章で述べた面接触条件によるパッド試験結果についても評価する。平均応力をパラメータとしたパッド試験の試験結果を図 3-21 に、その解析モデルを図 3-22 に示す。2次元平面応力要素を用い、試験によるき裂発生位置が幾何学上の接触端 E_g から少し内部に位置したことを考慮して、 E_g から 0.1 mm の領域を非接触長さとした。パッド試験においても、図 3-16 に示した方法で参照応力を算出した。

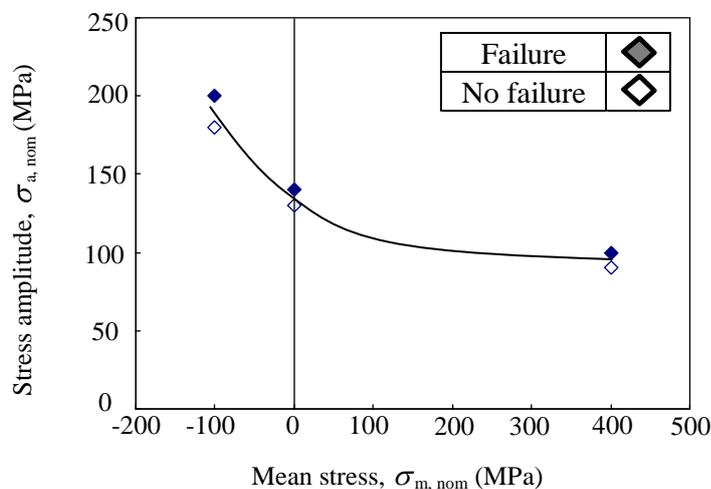


Fig. 3-21 Test results in pad-fretting test at plane contact condition. ($p = 80$ MPa)

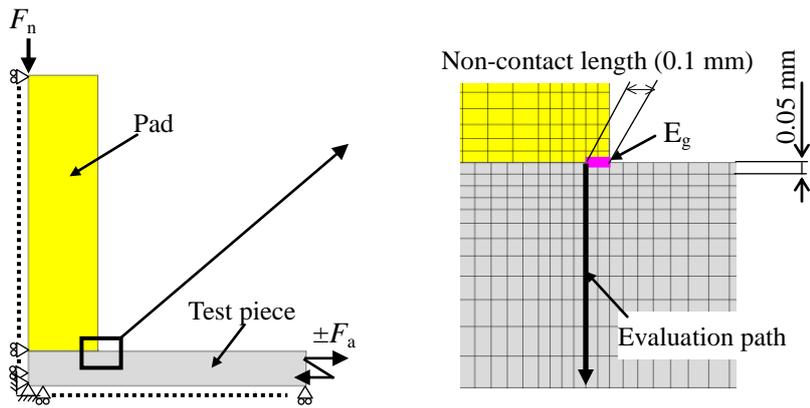


Fig. 3-22 FEM model for pad-fretting test at plane contact.

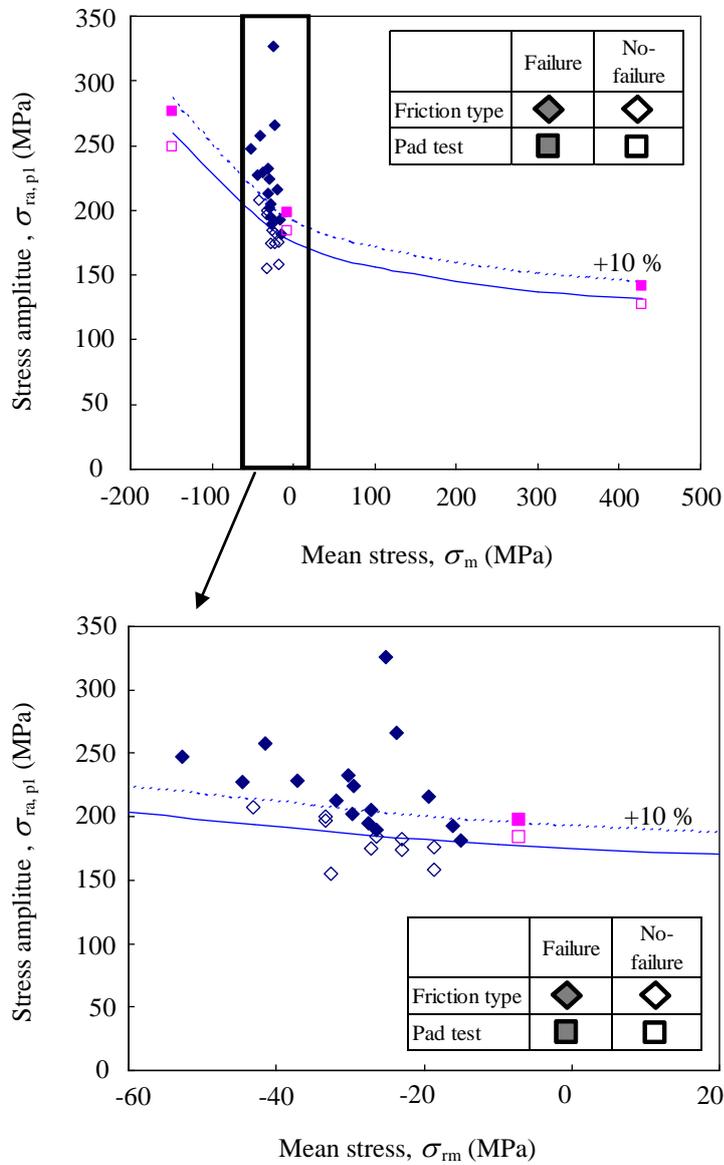


Fig. 3-23 Evaluation results of fretting fatigue strength using reference stresses.

3.4.2 項での考察をふまえ、摩擦型試験の破断試験体では、 E_g からき裂までの距離が非接触領域であったとみなして、参照応力を算出した。き裂と反対側の非接触長さについては、計測応力分布より推定した長さを評価に反映した。未破断試験体については、 E_g からき裂位置までの平均距離（図 3-13）を非接触長さとして仮定した。

横軸を平均応力、縦軸を主応力振幅で整理した参照応力による評価結果を図 3-23 に示す。未破断結果を白抜きで、破断結果を塗りつぶして表記している。図 3-23 に示すように、異なる面圧条件による摩擦型試験の破断応力と未破断応力の境界線が、概ね 1 本の曲線で統一的に整理できることを確認した。さらにパッド試験結果と比較しても、10%以内の誤差で良く一致しており、実用に供する十分なレベルであると考えられる。

3.5 結言

低面圧・大すべり条件のフレット疲労強度に及ぼす面圧の影響とそのメカニズムを明らかにすることを目的として、新たに考案した摩擦伝達型のフレット疲労試験をした結果、以下の結論を得た。

- (1) 接触面圧を低下するほどフレット疲労強度が低下し、本試験条件では約 25 MPa の面圧で最小の疲労強度を示した。全周連結翼のカバー接触面では、接触面の摩耗進行などにより経年的に面圧が変化する可能性が考えられるため、実機のフレット疲労評価では面圧をパラメータとした最小の疲労限度を把握する必要があるといえる。面圧低下により疲労強度が低下したのは、面圧低下により、接触端が幾何学上の接触端 E_g から接触面内部へ移動して応力集中が増加し、圧縮平均応力の絶対値が低下してき裂進展が容易になったからであると考えられる。
- (2) 接触面近傍のひずみ分布計測と非接触長さをパラメータとした応力解析により、面圧 p が低い条件 ($p = 25$ MPa) では、真の接触端が接触面内部へ移動し、さらに繰返しに伴って接触端位置が変化する可能性があることを示した。真の接触端が接触面内部へ移動したのは、面圧が低いことによる端部の拘束力低下や繰返しに伴う摩耗量の増加が原因と推定される。
- (3) 面圧が 25~30 MPa の領域で、面圧変化に対してフレット疲労強度と接線剛性 k_{tm} が急減した。これは、上記面圧領域で、真の接触端の接触面内部への移動量が急増したことが原因として考えられる。
- (4) 横軸に平均応力、縦軸に主応力振幅で整理した参照応力により評価した結果、異なる面圧条件で実施した摩擦型試験による破断応力と未破断応力の境界線が概ね 1 本の曲線で統一的に整理できることを確認した。さらに同材料を用いたパッド試験結果も 10%以内の誤差で評価できることを明らかにした。
- (5) すべり量 d_{slip} が 10~25 μm 付近で、フレット疲労が極小値を示した。これは、 d_{slip} が 10~25 μm 付近で接線力係数 F_t/F_n が極大値を示したことや、これ以上の d_{slip} ではフレット疲労によりき裂が発生しても、そのき裂が試験体を破断させる方向に進展せずに摩滅する場合があったことに起因すると推察される。

参考文献

- 1) JSME Standard, "Standard method of fretting fatigue testing (2nd Edition)", JSMES015 (2009).
- 2) Nagata, K., Matsuda, T., and Kashiwaya, H., "Effect of contact pressure on fretting fatigue strength", *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 53, No. 486 (1987), pp. 196-199.
- 3) Satoh, T., Mutoh, Y., Yada, T., Takano, A., and Tsunoda, E., "Effect of contact pressure on high temperature fretting fatigue", *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, Vol. 42, No. 472 (1993), pp. 78-84.
- 4) Nishioka, K. and Hirakawa, K., *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 34, No. 266 (1968), pp. 1644-1649.
- 5) Hattori, T., Nakamura, M., and Watanabe, T., "A new approach to the prediction of the fretting fatigue life that considers the shifting of the contact edge by wear", *Fretting fatigue: Current Technology and Practices, ASTM STP 1367* (2000), pp. 19-30.
- 6) International Institute of Welding Document XIII-1965-03/WV-1127-03 (2003), PP.25
- 7) Kondo, Y., and Bodai, M., "Study on fretting fatigue crack initiation mechanism based on local stress at contact edge", *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 63, No. 608 (1997), pp. 669-676.
- 8) Asai, K., "Effect of contact pressure on fretting fatigue strength in friction-type joints", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 75, No. 755 (2009), pp. 909-917.
- 9) Fouvry, S., Kapsa, P., and Vincent, L., "Fretting wear and fretting fatigue: relation through a mapping concept", *Fretting Fatigue, ASTM STP 1367* (2000), pp. 49-64.

Table 3-1 (Continued) Test results of friction-type fretting fatigue.

	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10	A11	A12	A13	A14	A15
Test condition	F_n	←	3.75	←	←	←	←	←	4.5	←	←	←	←	5.25	←
	p	20	←	←	←	←	←	←	30	←	←	←	←	35	←
	f	25	30	35	22	20	25	20	25	25	20	16	25	35	18
Measured values at steady state	Relative displacement (mm)	0.066	0.073	0.047	0.062	0.07	0.071	0.085	0.067	0.071	0.095	0.098	0.14	0.066	0.09
	Tangential force (kN)	3.16	2.84	2.59	3.25	3.75	3.52	3.30	3.65	3.70	4.10	4.30	4.20	4.16	4.68
	Normal force (kN)	3.08	3.10	3.78	3.83	3.82	3.89	3.70	4.50	4.60	4.74	4.45	4.79	5.30	5.38
Test result	Tangential coefficient	1.03	0.92	0.69	0.85	0.98	0.90	0.89	0.81	0.80	0.86	0.97	0.88	0.78	0.87
	Pressure (MPa)	20.5	20.7	25.2	25.5	26.3	25.9	24.7	30.0	30.7	31.6	29.7	31.9	35.3	35.9
	Slip range (μm)	9.5	25	8	8.9	12	18	11	32	9.7	11	28	20	7	12
Test result	Nominal stress amplitude (MPa) (Membrane + bending)	63.2	56.8	51.8	65.0	71.6	70.4	66.0	73.0	74.0	82.0	86.0	84.0	83.2	93.6
	Cycle number (Crack initiation cycle or fatigue limit cycle)	2.1×10^7	2.6×10^7	2.0×10^7	2.0×10^7	5.9×10^6	1.4×10^7	2.0×10^7	2.0×10^7	1.2×10^7	1.2×10^7	4.2×10^6	1.1×10^7	2.9×10^7	1.4×10^6
	Fracture (Y) or not (N)	N	N	N	N	Y	Y	N	N	Y	Y	Y	N	N	Y

Table 3-1 (Continued) Test results of friction-type fretting fatigue.

		A16	A17	A18	A19	A20	A21	A22	A23	A24	A25	A26	A27	A28
Test condition	Normal Force (kN)	6	←	7.5	←	←	←	←	←	9	←	12	←	←
	Pressure (MPa)	40	←	50	←	←	←	←	←	60	←	80	←	←
	Frequency (Hz)	30	30	30	30	30	30	25	18	30	20	25	30	25
	Relative displacement (mm)	0.071	0.089	0.068	0.079	0.08	0.088	0.096	0.12	0.075	0.081	0.075	0.079	0.09
Measured values at steady state	Tangential force (kN)	4.45	5.24	4.49	5.00	4.75	5.46	6.38	7.90	5.15	5.60	5.20	5.50	6.17
	Normal force (kN)	6.11	6.17	7.45	7.59	7.51	7.61	7.52	7.49	9.07	8.98	11.60	11.96	11.97
	Tangential coefficient	0.73	0.85	0.60	0.66	0.63	0.72	0.85	1.06	0.57	0.62	0.45	0.46	0.52
	Pressure (MPa)	40.7	41.1	49.7	50.6	50.1	50.7	50.1	49.9	60.5	59.9	77.3	79.7	79.8
Test result	Slip range (μm)	7	10	4.4	5	5.5	7	6.5	5	5	4	1.5	1	2
	Nominal stress amplitude (MPa) (Membrane + bending)	89.0	104.8	89.8	100.0	95.0	109.2	127.6	158.1	103.0	112.0	104.0	110.0	123.4
	Cycle number (Crack initiation cycle or fatigue limit cycle)	2.0×10 ⁷	3.6×10 ⁶	1.0×10 ⁷	4.3×10 ⁶	7.1×10 ⁶	4.4×10 ⁶	1.5×10 ⁶	5.5×10 ⁵	1.2×10 ⁷	2.4×10 ⁶	2.0×10 ⁷	3.7×10 ⁶	2.1×10 ⁶
	Fracture (Y) or not (N)	N	Y	N	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	N	Y	Y

第4章 フレッシング摩耗評価

4.1 緒言

全周連結翼のカバー接触面でフレッシング摩耗が進行すると、カバー法線方向のギャップが増加して接触力が低下する。そのため、適切なカバー接触力を維持するには、フレッシング摩耗量の評価が重要である。一般的に摩耗量を評価する場合には、ピン・オン・ディスクなどの一方向すべり摩耗試験が行われている¹⁾。しかし、カバー接触面は微小振幅の往復振動によるフレッシング摩耗状態であるため、一方向すべり摩耗と摩耗率が異なる可能性が考えられる。第1章で述べたように、フレッシング摩耗と一方向すべり摩耗の摩耗率を比較すると、相対すべり量が大きい領域では両者の摩耗率が概ね同じであるが、振幅が小さい領域では前者は後者より摩耗率が小さくなることが報告されている^{2)~7)}。しかし、両者の摩耗率に差が生じる境界条件や定量的な比較については、十分に明らかにされていない。

そこで、本章では、フレッシング摩耗の定量的な評価、およびフレッシング摩耗と一方向すべり摩耗の比較を目的として、第3章で述べた摩擦伝達型のフレッシング摩耗試験とスラストシリンダ式の一方向すべり摩耗試験をした。計測した接線力とすべり量から接触面の消費エネルギーを算出して、フレッシング摩耗との相関について検討する。また、消費エネルギーの評価精度を確認するために、接触面近傍で温度変化量を計測し、熱伝導解析との照合により接触面の発熱量を評価する。

4.2 摩耗試験方法

4.2.1 フレッシング摩耗試験

第3章で述べた摩擦伝達型のフレッシング試験により、フレッシング摩耗量を評価した。図4-1に示すように、計測した接線力と相対変位のヒステリシスを平行四辺形でモデル化して、その面積から1サイクルあたりの消費エネルギーを算出した。また、レーザ粗さ計（Keyence KS-1100）により接触面の粗さ分布（等分割の11ライン）を計測して、得られた計測値から摩耗体積を算出した。粗さ計測の前にアセトンで接触面を洗浄して、表面に付着した摩耗粉を可能な限り除去した。

消費エネルギーの評価精度を確認するために、接触面近傍の温度変化量 ΔT を計測した。図4-2に示すように、公称接触領域（15 mm）の中心線上で接触面から5 mm離れた位置で温度を計測した。計測点数は、4点（2体の試験体の裏表）である。熱伝導解析により求めた接触面の入熱 q と最大温度変化量 ΔT_{\max} の関係を用いて、計測 ΔT_{\max} から接触面の発熱量を推定した。接触面圧は10~67 MPa、周波数は2条件（10 Hz、20 Hz）とした。なお、具体的な熱伝導解析方法については4.4.1項で後述する。

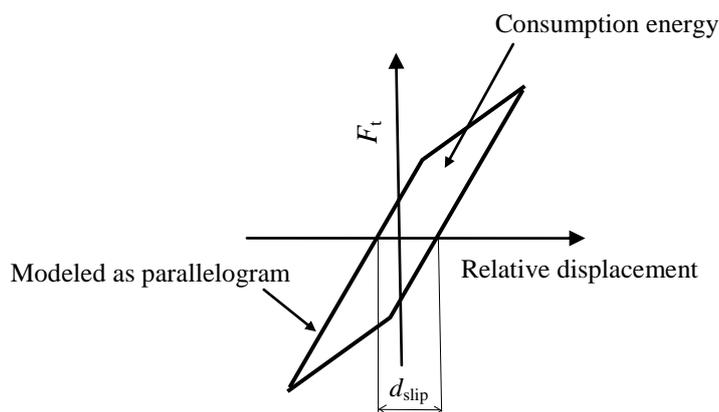


Fig. 4-1 Schematic of tangential contact force vs. relative displacement.

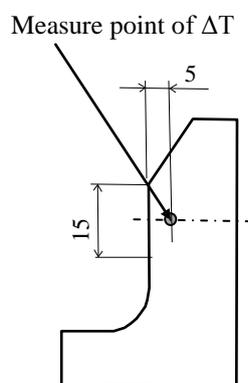


Fig. 4-2 Measure point of temperature.

4.2.2 一方向すべり摩耗試験

図 4-3 に示すスラストシリンダ式の一方向すべり摩耗試験を実施した。可動片と固定片共に、フレットニング試験と同じ 12Cr 鋼 (A 材) を用いた。可動片 (リング) の外径が 25.6 mm, 内径が 20 mm であり, 摩擦距離の算出にはリング肉厚の中央部を通る中心円の直径 (22.8 mm) を用いた。固定片のプレート幅は 10 mm である。接触法線力は 100 N, 50 N (平均面圧 2.4, 1.2 MPa) とし, 回転数は 2~50 rpm とした。計測した負荷トルクを中心円半径で除して接線力を求め, 摩擦係数を評価した。一定時間経過後に試験を中断して, 摩耗深さの計測を行った。試験時の温度は $21\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$, 湿度は $37\% \pm 3\%$ である。

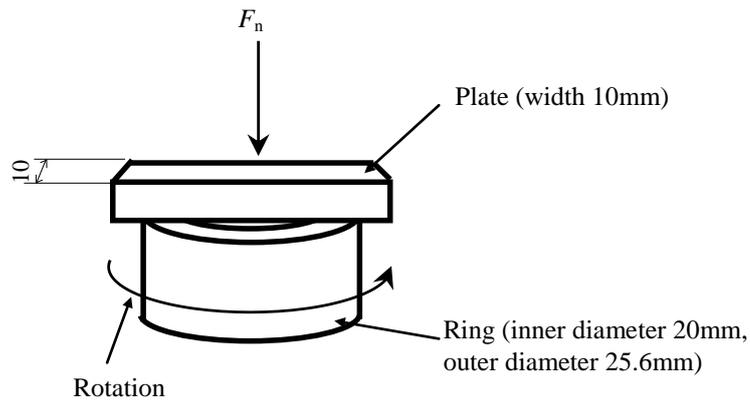


Fig. 4-3 Schematic illustration of one-way sliding wear test.
(Thrust cylinder type)

4.3 フレッシング摩耗の定量的評価

4.3.1 繰返し数と計測物理量の関係

摩擦伝達型のフレッシング試験により計測した繰返し数と接線力係数 F_t/F_n 、すべり量 d_{slip} 、および消費エネルギーの評価例（面圧 p や相対変位 d_m が異なる 6 条件）を図 4-4～図 4-9 に示す。図中には、接触面の外観写真と粗さ計測例も示している。3.3.1 項で述べたように、 F_t/F_n は繰返し数に依存しており、繰返し初期（100 サイクル時）には低い値（一部を除いて 0.15～0.4）であった。繰返し数と共に F_t/F_n が増加して、条件によっては 1 を超える場合があった。図 4-4 に示すように、 $p = 20 \text{ MPa}$ 、 $d_m = 73 \mu\text{m}$ の条件では、繰返し数が 1,000 サイクルのときに F_t/F_n が約 1.3 になり、その後の繰返し数の増加と共に F_t/F_n が低下した。接線力係数が定常時の値（約 0.9）よりも大きくなったのは、接触面の凝着や焼きつきによる影響と考えられる。比較的初期（ 10^5 サイクル以下）の F_t/F_n が高くても、 10^7 サイクル時には約 0.9 に落ち着いた。また、初期の最大 F_t/F_n が大きいほど、 F_t/F_n が定常値（約 0.9）になるときの繰返し数が大きい傾向があった。すなわち、初期の F_t/F_n が約 1.0（ $p = 35 \text{ MPa}$ 、 $d_m = 90 \mu\text{m}$ ；図 4-7）では約 2×10^5 サイクル、同約 1.2（ $p = 25 \text{ MPa}$ 、 $d_m = 85 \mu\text{m}$ ；図 4-5）では約 2×10^6 サイクル、同約 1.3（ $p = 30 \text{ MPa}$ 、 $d_m = 140 \mu\text{m}$ ；図 4-6）では約 5×10^6 サイクルであった。

F_t/F_n が定常時の摩擦係数（約 0.9）よりも低い条件（図 4-8、図 4-9）では、約 2×10^3 サイクル以上の繰返し数に対して F_t/F_n が概ね一定であった。これらの条件では、全面摩耗ではなく摩耗域が接触端近傍のみであった。

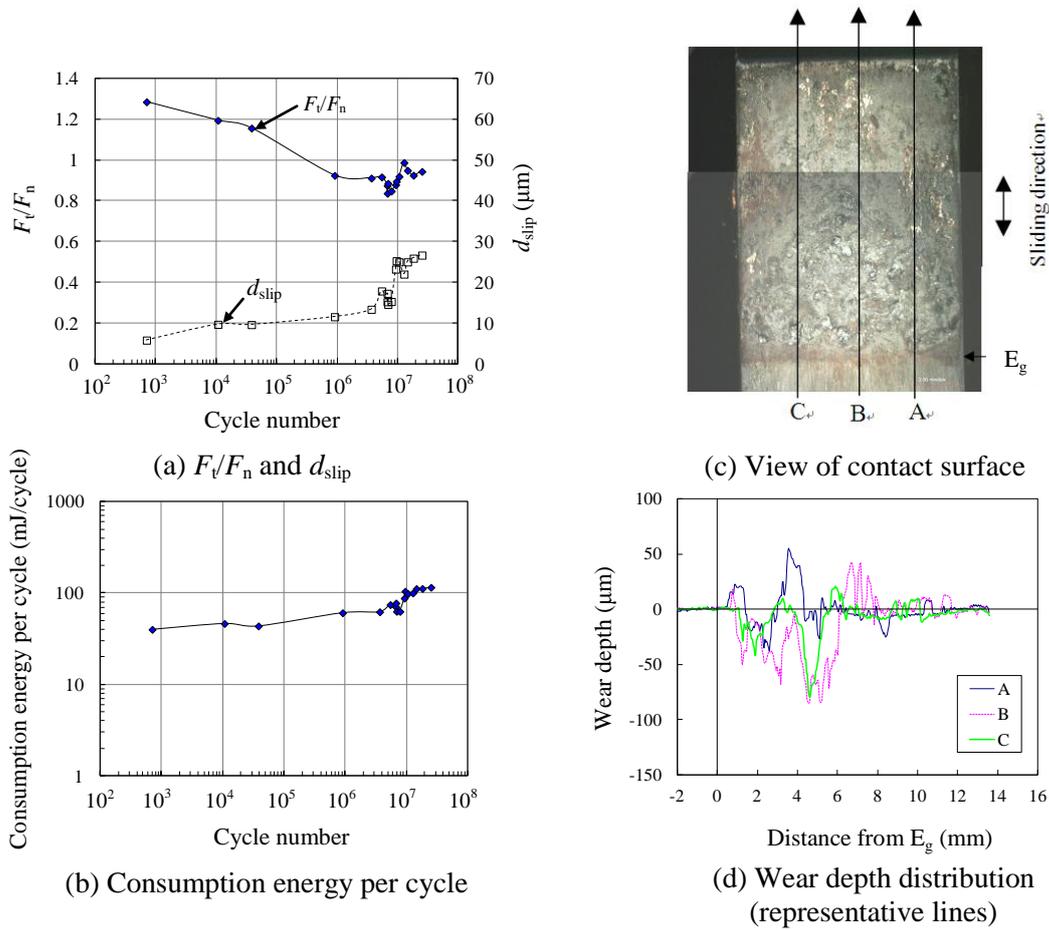


Fig. 4-4 $p = 20$ MPa, $d_m = 73 \mu\text{m}$, not break at 2.6×10^7 cycle.

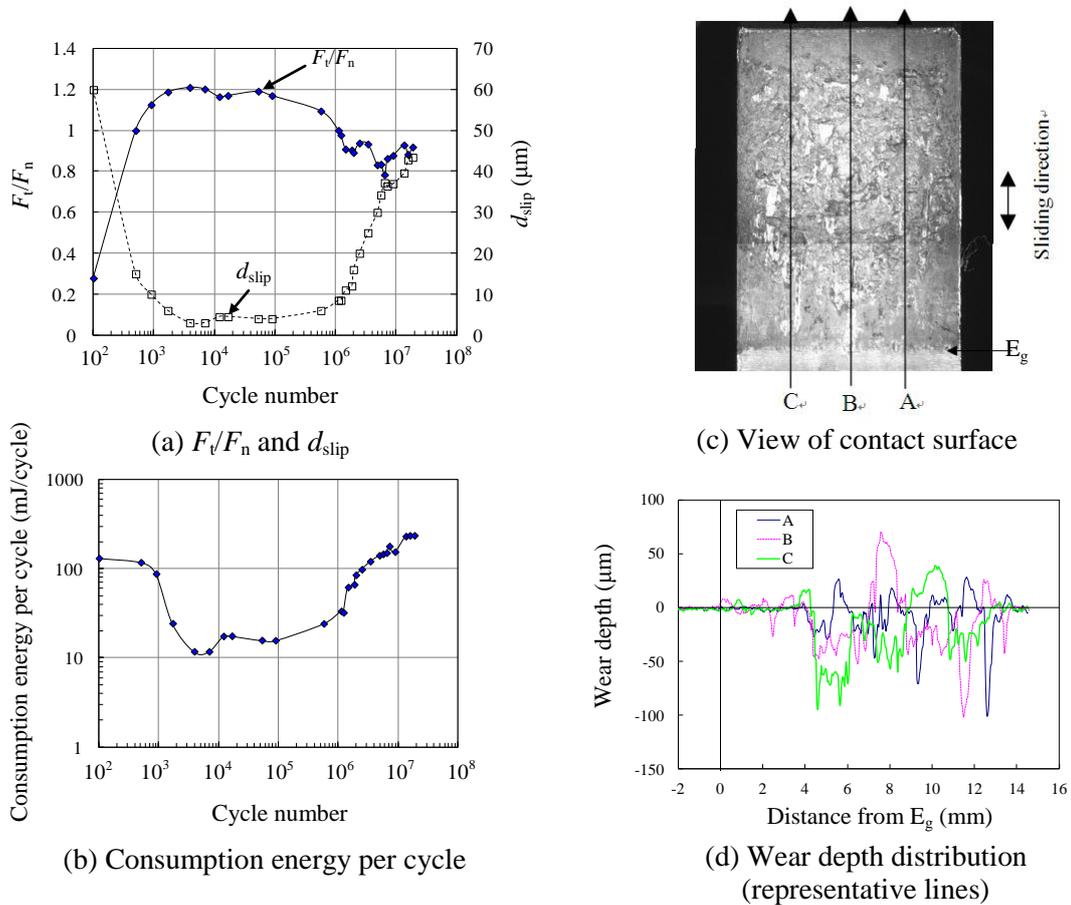


Fig. 4-5 $p = 25$ MPa, $d_m = 85 \mu\text{m}$, not break at 2.0×10^7 cycle.

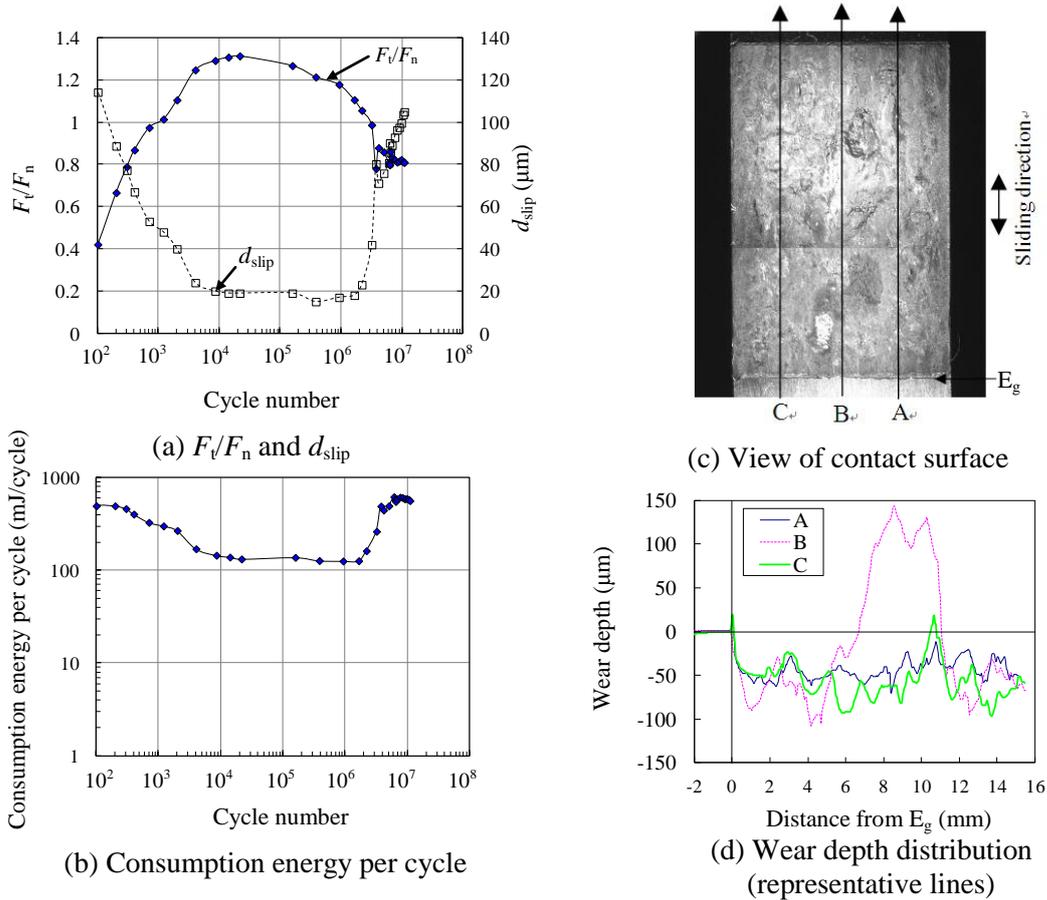


Fig. 4-6 $p = 30 \text{ MPa}$, $d_m = 140 \text{ }\mu\text{m}$, not break at 1.1×10^7 cycle.

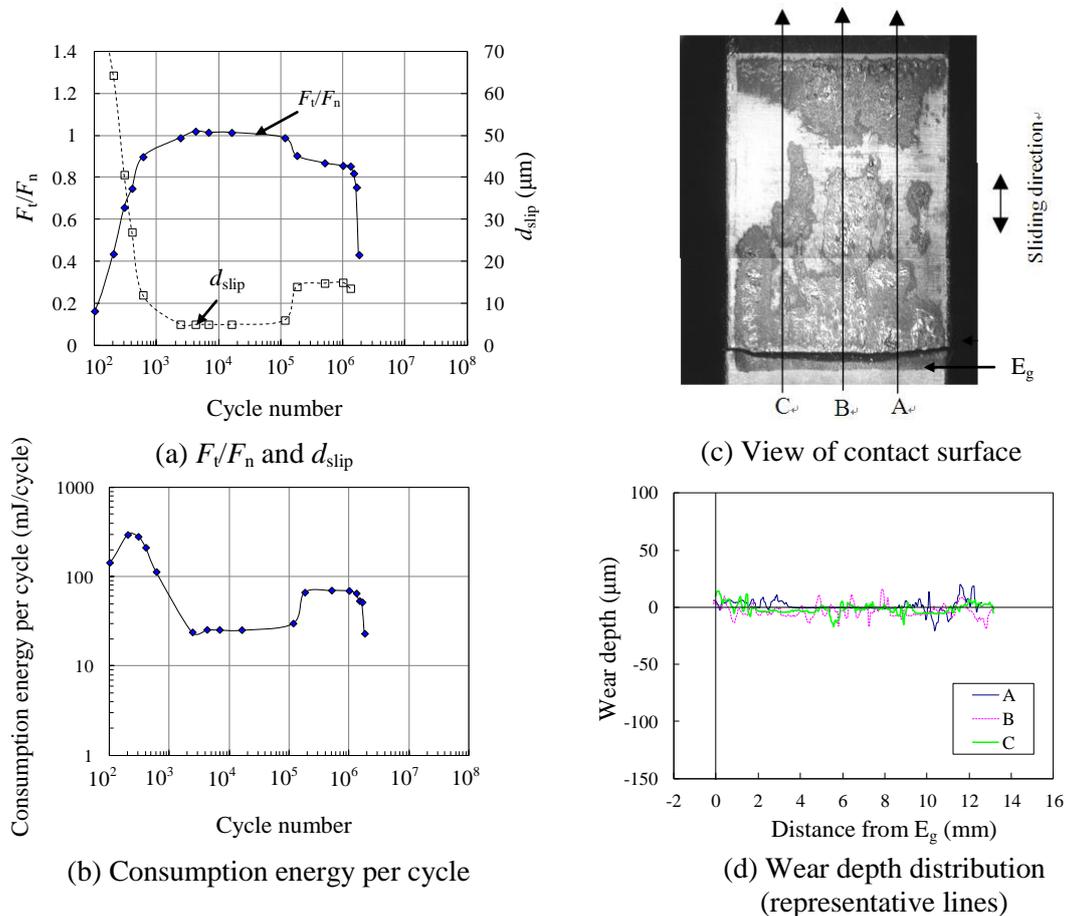


Fig. 4-7 $p = 35 \text{ MPa}$, $d_m = 90 \text{ }\mu\text{m}$, break at 1.4×10^6 cycle.

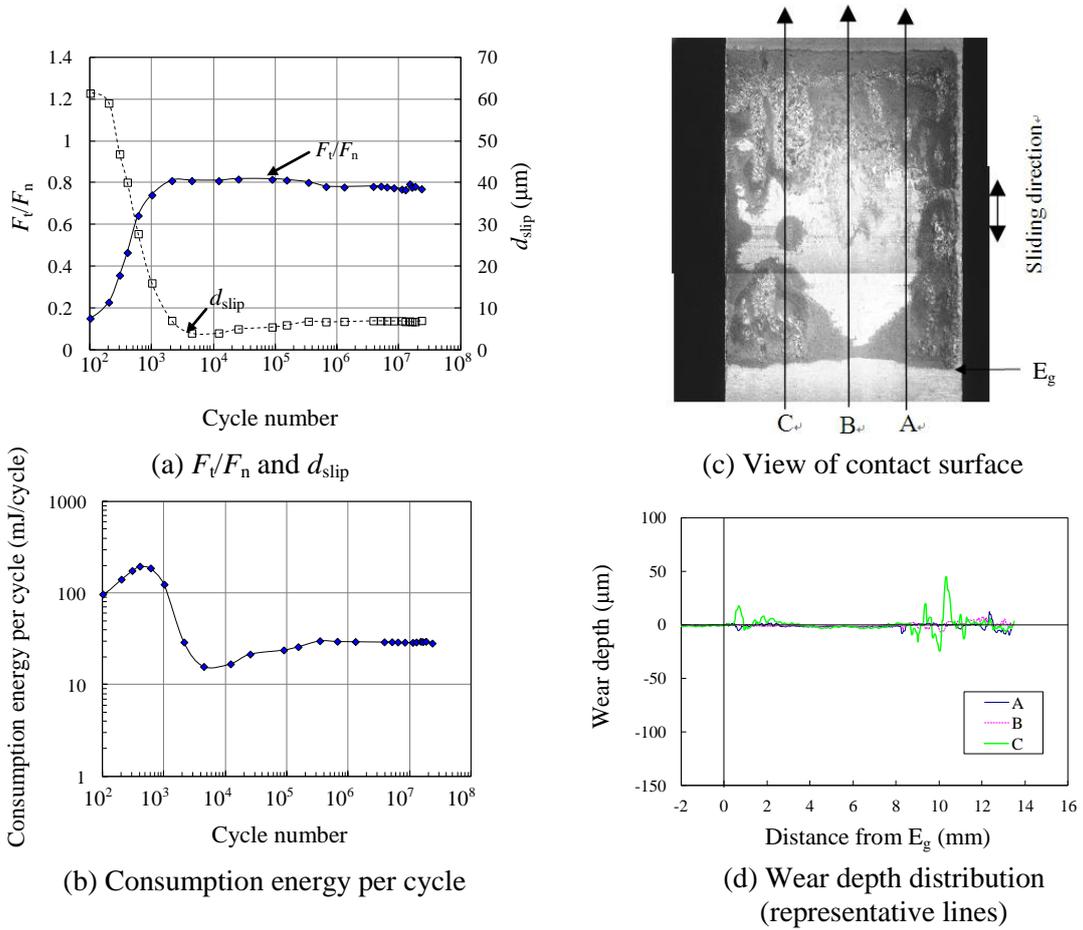


Fig. 4-8 $p = 35 \text{ MPa}$, $d_m = 66 \mu\text{m}$, not break at 2.9×10^7 cycle.

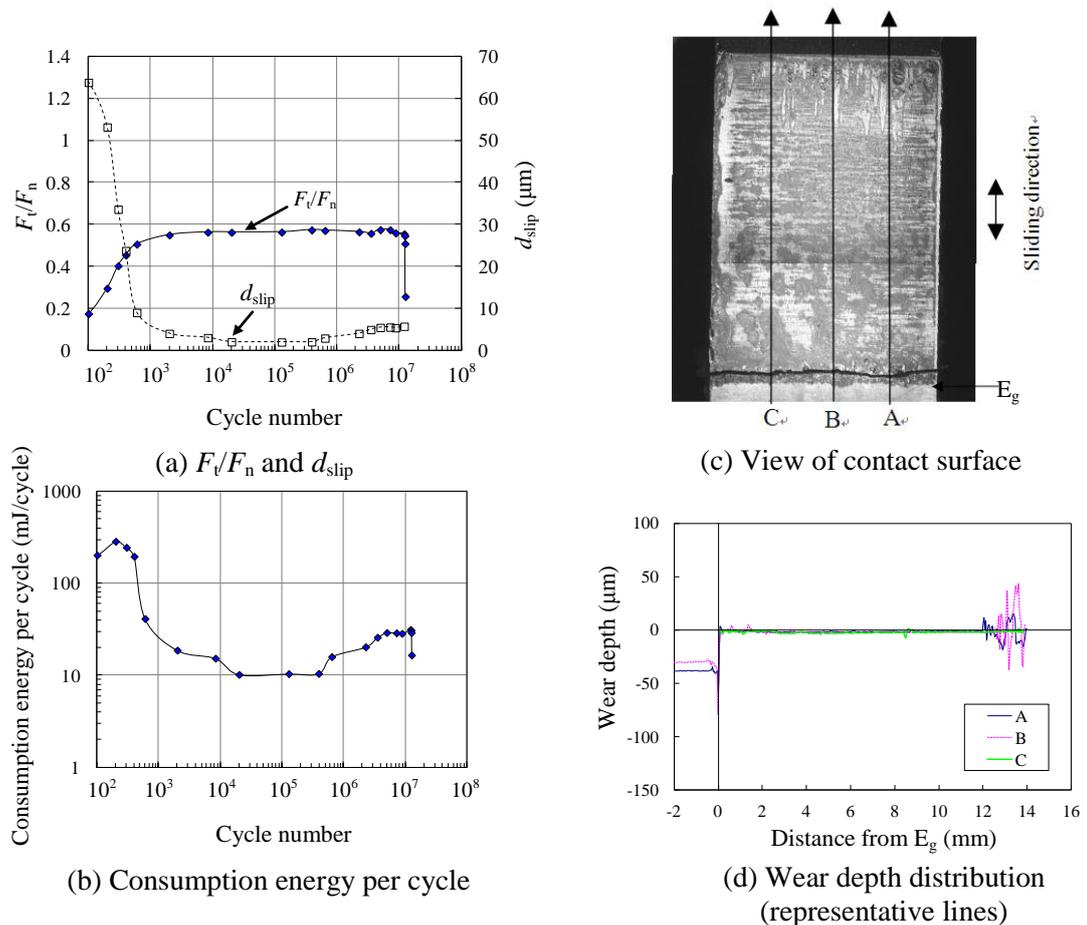


Fig. 4-9 $p = 60 \text{ MPa}$, $d_m = 75 \mu\text{m}$, break at 1.2×10^7 cycle.

4.3.2 フレッシング摩耗の定量評価

累積消費エネルギーとフレッシング摩耗量（1組2体の平均摩耗量）の関係を図4-10(a)に示す。累積消費エネルギーは、繰返し数と1サイクルあたりの消費エネルギーの計測結果を全繰返し数にわたって積分することにより算出した。図4-10(a)に示すように、累積消費エネルギーと摩耗量には相関が見られず、摩耗量のばらつきが大きい（最大約1000倍）ことが分かった。図4-10(a)の実線で結んだデータは、同じ試験体を用いた中断試験の結果である。中断試験による摩耗量は、累積消費エネルギーに概ね比例した。

次に、1サイクルあたりの値により消費エネルギーと摩耗量を整理した結果を図4-10(b)に示す。1サイクルあたりの消費エネルギーは、累積エネルギーを全繰返し数で除して算出した。図4-10(b)に示すように1サイクルあたりの消費エネルギーによる整理により、異なる試験条件で取得したフレッシング摩耗量が比較的狭いばらつき範囲で整理できることが分かった。このことから、全周連結翼のカバー接触面におけるフレッシング摩耗量を評価するには、実機翼に作用する1サイクルあたりの消費エネルギーを算出して、図4-10(b)の評価線図を用いることにより、定量的な評価が可能であるといえる。

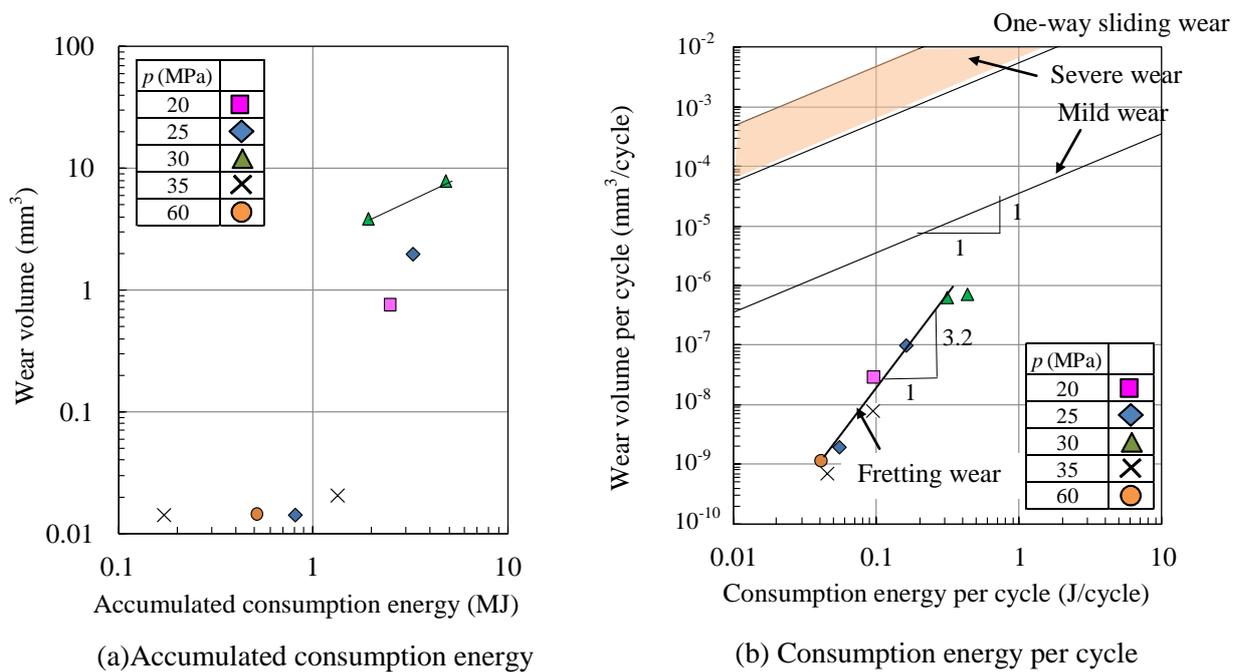


Fig. 4-10 Comparison between fretting wear and one-way sliding wear.

図 4-10(b)には、4.5 節で後述する一方向すべり摩耗試験により取得したデータを示している。本図から明らかなように、フレットング摩耗は一方向すべり摩耗よりも摩耗量が少なく、条件によっては摩耗量が 1/100,000 以下になることが分かった。また、フレットング摩耗と一方向すべり摩耗で、1 サイクルあたりの消費エネルギーに対する摩耗量の増加率（両対数グラフでは傾きに対応）が大きく異なるのが特徴である。一方向すべり摩耗ではその傾きが 1 であるのに対して、フレットング摩耗では傾きが約 3.2 であった。今回の試験結果の外挿によると、約 1 J/cycle のときにフレットング摩耗と一方向すべり摩耗（マイルド摩耗）が等しくなると推定される。

4.4 温度計測による接触面の消費エネルギーの推定

$F_f \cdot d_m$ のヒステリシスの面積から求めた消費エネルギーの評価精度を確認するために、接触面近傍で温度上昇量を計測した。熱伝導解析により求めた接触面の入熱と温度上昇量の関係を用いて、計測温度から接触面の発熱量を評価した。

4.4.1 熱伝導解析条件と解析結果

熱伝導解析の条件を図 4-11 に、解析に用いた物性値を表 4-1 に示す。12Cr 鋼の熱伝導率と比熱は、文献値⁸⁾を用いた。接触面の入熱 q は 2 条件 (0.2W, 2W) とした。実際の試験条件に換算すると、本解析における 0.2W の入熱は、0.4W の発熱量に相当する (1 組 2 体のため)。対称面と試験体底面に断熱条件を設定し、その他の表面は熱伝達境界条件とした。熱伝達係数 h を変数とし、本研究では 20, 50, 100 W/(m²・°C) の 3 種類に変化させた。

解析により算出した計測点の温度履歴を図 4-12 に示す。500~1000 s 経過すると、3 種類のいずれの h に対しても計測点の温度変化量が概ね飽和することを確認した。計測点の最大温度変化量 ΔT_{\max} (2000s 時) を入熱 q で除した値と h の関係を図 4-13 に示す。図 4-13 に示すように、 h が増加するほど $\Delta T_{\max}/q$ が減少する傾向がある。4.4.2 項で後述するように、試験により取得した $\Delta T_{\max}/q$ が 3°C/W ($q \geq 1W$) であったことから、図 4-13 を用いて今回の試験環境における h を推定すると、 $h = 38 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}$ となる。

Table 4-1 Physical properties for heat transfer analysis⁸⁾.

Thermal conductivity	W/(m・°C)	27
Density	Mg/m ³	7.8
Specific heat	kJ/(kg・°C)	0.44
Heat transfer coefficient	W/(m ² ・°C)	20, 50, 100

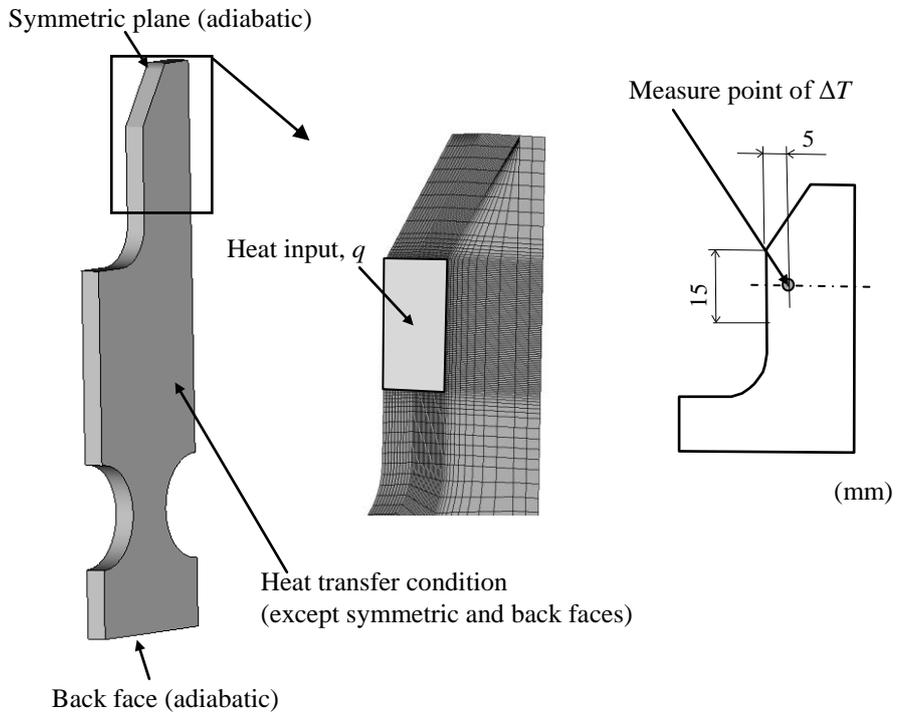


Fig. 4-11 Heat transfer analysis condition.

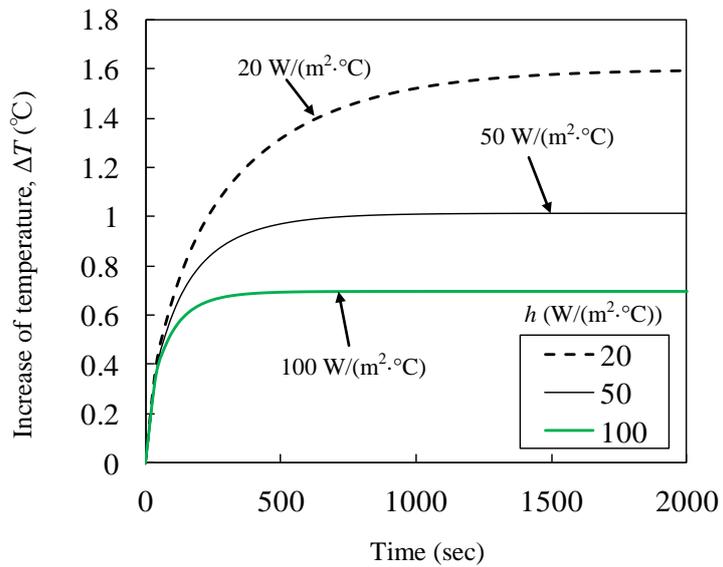


Fig. 4-12 Increase of temperature calculated with various heat transfer coefficient at measure point. ($q = 0.2$ W)

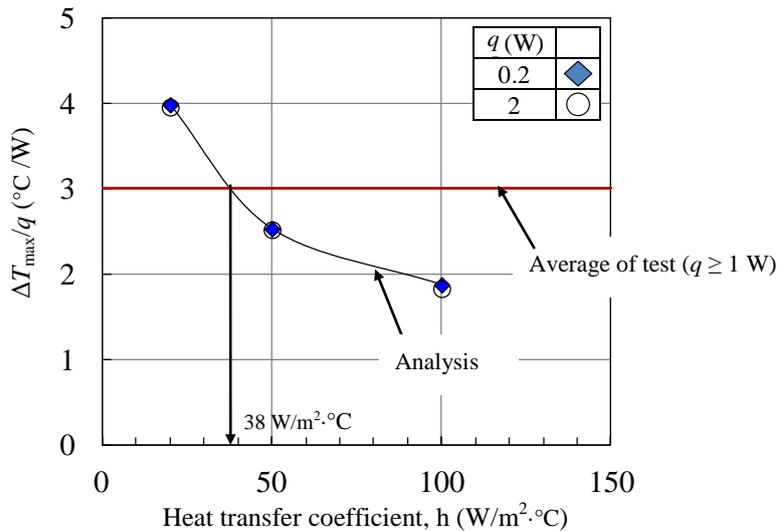


Fig. 4-13 Estimation of heat transfer coefficient from test results.

4.4.2 発熱量と消費エネルギーに関する検討

面圧が 50 MPa, 周波数が 10 Hz の条件における接線力 F_t と相対変位のヒステリシスと, 各条件での温度計測例 (4 箇所 の 平均値) を図 4-14 に示す. 図 4-14(d) に示すように, 計測温度は 500~1,000s で飽和しており, 図 4-12 に示す解析結果とよく一致している.

ヒステリシス面積から算出した 1 サイクルあたりの消費エネルギーと最大温度変化量 ΔT_{\max} (2000 s 経過時) の関係を図 4-15(a) に示す. 横軸の値として, 1 サイクルあたりの消費エネルギーに周波数を乗じた発熱量で整理した結果を図 4-15(b) に示す. 本整理によると, 周波数が 10 Hz と 20 Hz の試験結果が概ね同じ線上で表現できる. 図 4-15(b) には, $h = 38 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ としたときの解析により求めた発熱量 (入熱の 2 倍) と ΔT_{\max} の関係も示している. 図 4-15 (b) に示すように, 発熱量が約 0.5 W 以上では, 解析と試験による発熱量と ΔT_{\max} の関係がよく一致することを確認した. このことから, 発熱量が約 0.5 W 以上では, F_t-d_m のヒステリシス面積から 1 サイクルあたりの消費エネルギーを算出するのは妥当であるといえる. 図 4-10(b) に示したように, フレッシング摩耗が一方向すべり摩耗よりも小さいのは, 評価に用いた消費エネルギーの算出誤差が理由ではなく, 文献⁷⁾で指摘されているようにフレッシング摩耗特有の要因 (すべり速度が遅いことや, 摩耗粉が接触面から排出されにくいことなど) と考えられる.

図 4-15(b) に示すように, 発熱量が 0.5 W 以下では, 同じ横軸の発熱量で比較すると計測による ΔT_{\max} が解析よりも小さい. これは, すべり量が小さい領域では, 実際の発熱量がヒステリシスの面積から算出した消費エネルギーよりも小さいことを示している. このように振幅が微小なために, 接触面で消費されるエネルギーが小さくなる現象

は、文献²⁾で指摘されている「すべり出し」(往復摺動の最大変位に達して反対方向へすべりを開始するときの状態)の摩耗量が小さくなる現象と関係していると考えられる。図4-15(c)に示すように、計測と解析の ΔT_{\max} に差が生じるすべり量は約 $6\ \mu\text{m}$ 以下である。図4-10(b)より、このときのフレッティング摩耗量は、非常に小さいことが分かる(約 $10^{-9}\ \text{mm}^3/\text{cycle}$, 約 $50\ \text{mJ}/\text{cycle}$ 時)。

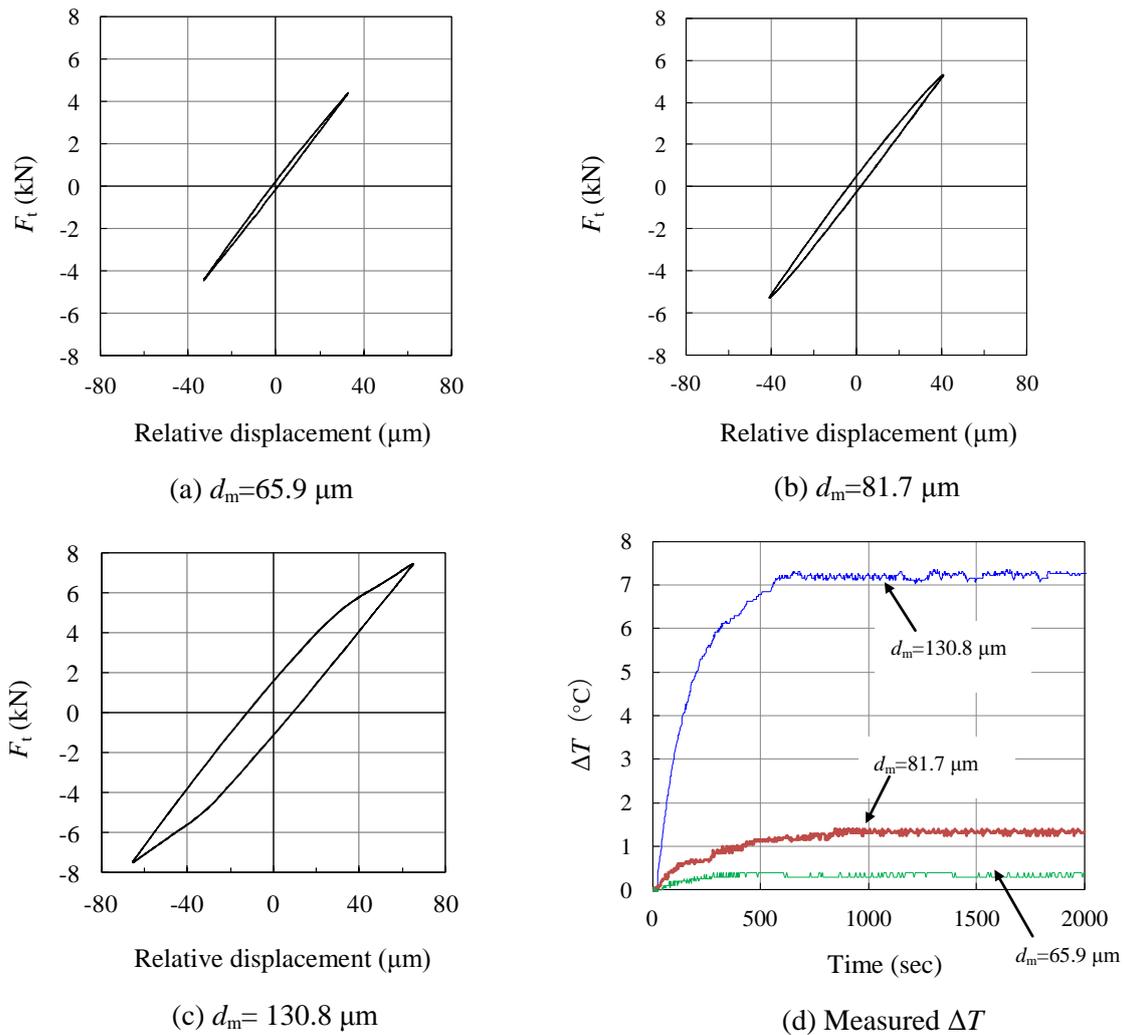
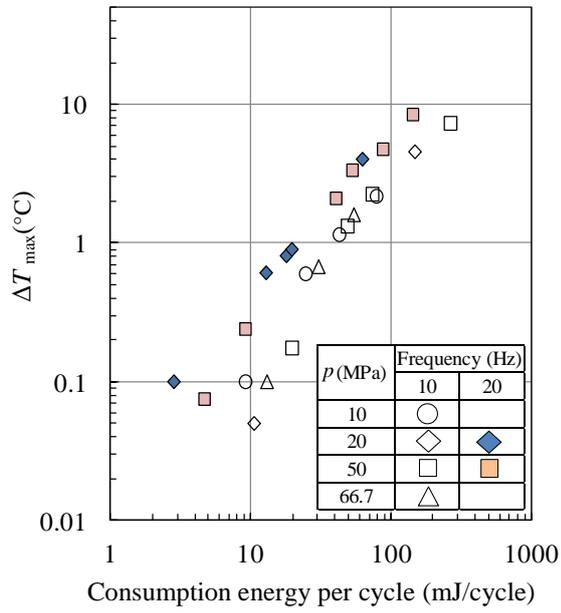
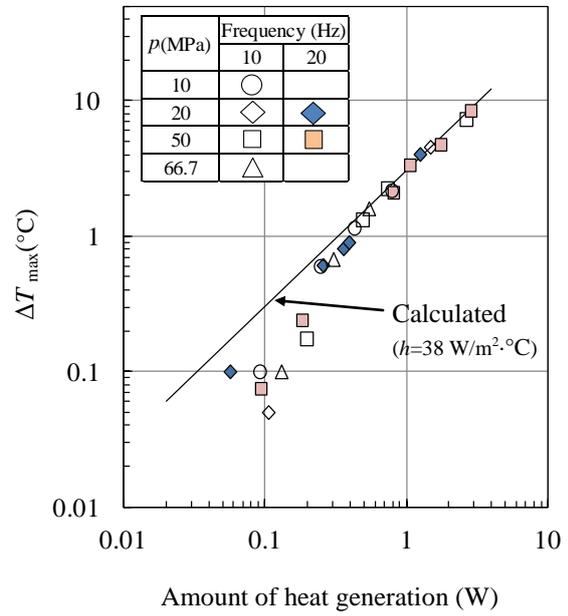


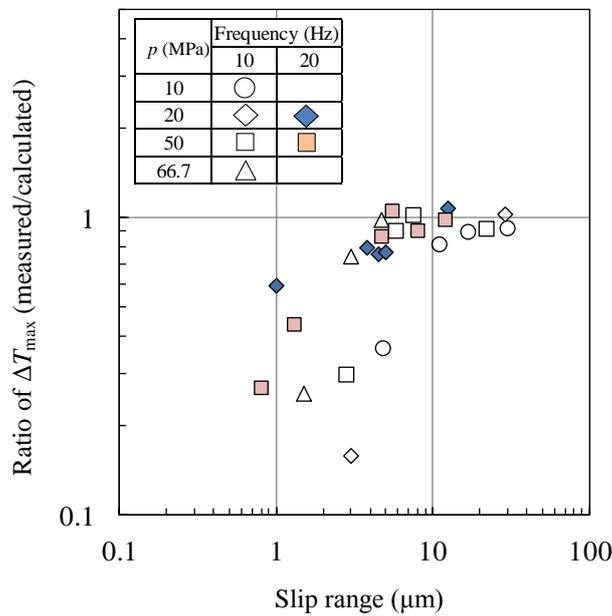
Fig. 4-14 Examples of hysteresis loop of d_m-F_t , and measured ΔT . ($p=50\ \text{MPa}$, $10\ \text{Hz}$)



(a) Consumption energy per cycle



(b) Amount of heat generation



(c) Slip range vs. ratio of ΔT_{\max} (measured/calculated)

Fig. 4-15 Comparison between measured and calculated ΔT .

4.5 一方向すべり摩耗試験結果と考察

一方向すべり摩耗試験により取得した摩擦距離と摩擦係数の測定例を図4-16に示す。ばらつきがあるものの、摩擦係数は約0.8であった。摩擦距離と摩耗量（固定片と可動片の平均値）の関係を図4-17に示す。今回の試験では、面圧が1.2 MPa、回転数が2 rpmの条件のみでシビア摩耗からマイルド摩耗への遷移がみられ、その他の条件では摩耗量が大きいシビア摩耗状態であった。

横軸にすべり速度、縦軸に比摩耗率を整理した結果を図4-18に示す。比摩耗率は、摩耗体積を法線力とすべり距離で除した値と定義される。比較のために、フレットイング摩耗の試験結果も示している。一方向すべり摩耗試験により取得した比摩耗率は、文献⁹⁾で報告されている値（シビア摩耗： $10^{-5} \sim 10^{-6} \text{ mm}^2/\text{N}$ 、マイルド摩耗： $10^{-8} \sim 10^{-9} \text{ mm}^2/\text{N}$ ）と概ね一致した。摩擦速度が約2 mm/sのときで比較すると、一方向すべり摩耗（面圧1.2~2.4 MPa）よりも面圧が高いフレットイング摩耗（面圧20~60 MPa）の方が、比摩耗率が小さいことが分かる。このことから、面圧とすべり速度の条件を揃えても、一方向すべり摩耗試験結果からフレットイング摩耗量を評価するのは適切でないといえる。図4-18によると、すべり速度が増加するとフレットイング摩耗率が増加する可能性が示唆される。

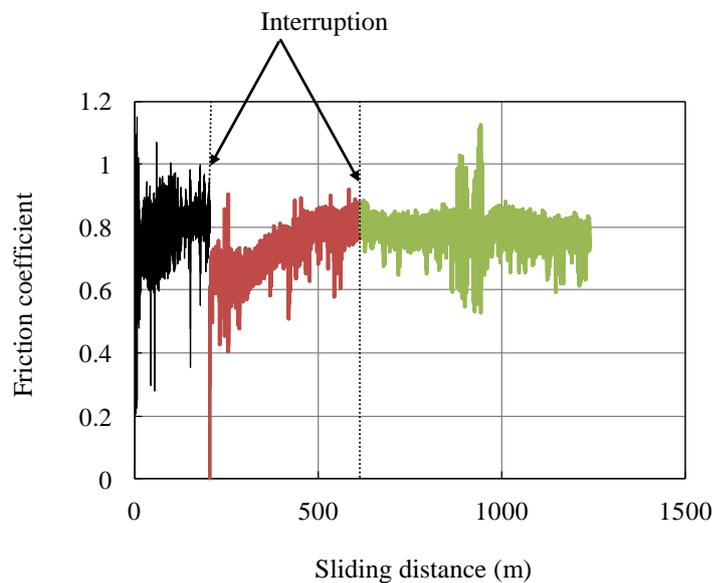


Fig. 4-16 Measured friction coefficient by one-way sliding wear tests.
($p=1.2 \text{ MPa}$, 2 rpm)

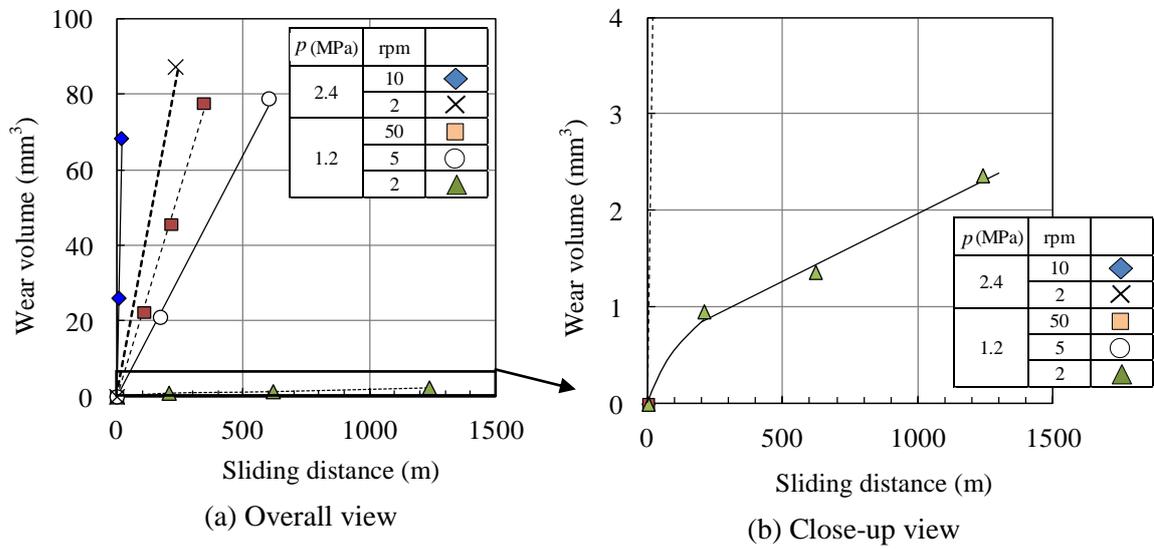


Fig. 4-17 Wear volume obtained by one-way sliding wear tests.

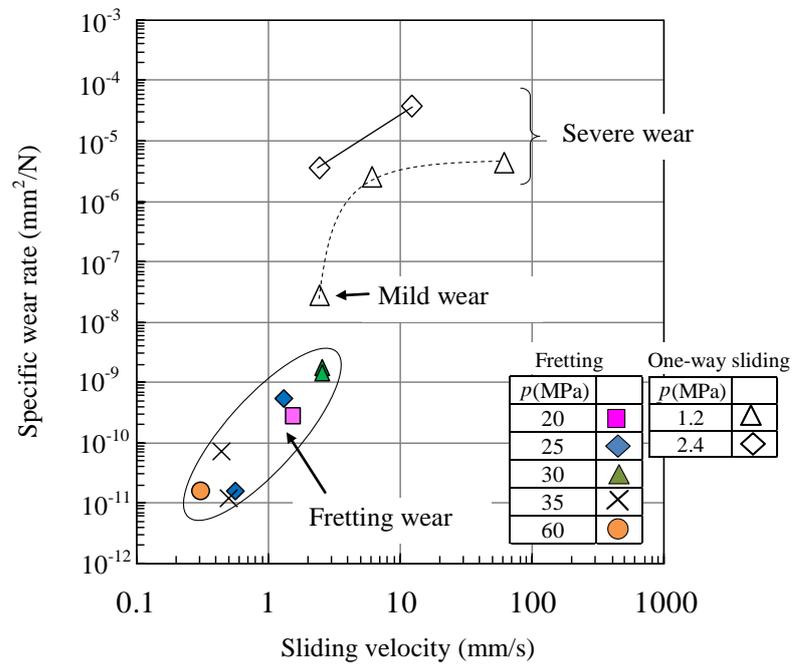


Fig. 4-18 Relation between specific wear rate and sliding velocity.

4.6 結言

フレットリング摩耗量の定量評価, および一方向すべり摩耗とフレットリング摩耗の比較を目的として, 摩擦伝達型のフレットリング摩耗試験とスラストシリンダ式の一方向すべり摩耗試験をした結果, 以下の結論を得た.

- 1) 1 サイクルあたりの消費エネルギーとフレットリング摩耗量に良い相関があることを示した. このことから, 実機運用条件における 1 サイクルあたりの消費エネルギーを算出して, 本研究で取得したフレットリング摩耗評価線図を用いることにより, 全周連結翼のカバー接触面のフレットリング摩耗評価が可能となる. 一方, 累積消費エネルギーによる整理では, 面圧や相対変位が異なる場合のフレットリング摩耗を統一的に評価できないことを示した.
- 2) フレットリング摩耗量は, 1 方向すべり摩耗量よりも小さく, 条件によっては 1/100,000 以下になる場合があった. 面圧やすべり速度を同じ条件にしても, 一方向すべり摩耗試験結果からフレットリング摩耗量を評価するのは適切でないといえる. 試験結果の外挿によると, 1 サイクルあたりの消費エネルギーが約 1 J/cycle のときに, 一方向すべり摩耗 (マイルド摩耗) とフレットリング摩耗が同等の摩耗率になると推定される.
- 3) 接触面近傍の温度計測と熱伝導解析により, フレットリング摩耗試験による発熱量が約 0.5 W 以上では, 接線力とすべり量のヒステリシス面積から求めた消費エネルギーと実際の発熱量が良く一致した. 発熱量が 0.5W 以下では, 実際の発熱量は前記ヒステリシスから算出した消費エネルギーよりも小さいことが分かった. これは, フレットリング摩耗において「すべり出し」(往復摺動の最大変位に達して反対方向へすべりを開始するときの状態)の摩耗量が小さくなる現象と関係していると考えられる.

参考文献

- 1) Japanese society of tribologists, “Friction and wear test machines and its application”, Yokendo (2007), pp. 245.
- 2) Sasada T., “Wear”, Yokendo (2008), pp. 91.
- 3) Iwabuchi, A., “Distinct properties of fretting wear”, *Tribologist*, Vol. 35, No. 6 (1990), pp. 386-391.
- 4) Sato, J., “Fretting wear and its prevention”, *Kikai no kenkyu*, Vo. 55, No. 5 (2003), pp. 81-88.
- 5) Shima, M. and Satoh, J., “Studies of fretting (Part 4)”, *Junkatsu*, Vol. 31, No. 7 (1986), pp.507-514.
- 6) Kayaba, T., and Iwabuchi, A., “The effect of temperature on fretting wear”, *Jyunkatsu*, Vol. 27, No. 1 (1982), pp. 31-38.

- 7) Japanese society of tribologists, "Friction and wear test machines and its application", Yokendo (2007), pp. 48-57.
- 8) Japanese society of mechanical engineers, "JSME Data book: Heat transfer 4th edition", Maruzen (1996), pp. 318.
- 9) Society of Materials Science, "Mechanical materials", Kyodo-insatsu (1991), pp. 168.

第5章 接触面の摩擦モデルと加振試験による固有振動数、 構造減衰に関する考察

5.1 緒言

第1章で述べたように、全周連結翼の構造減衰 ζ_f と固有振動数 f_n を評価するには、カバー接触面における接線力 F_t と相対変位の非線形性を考慮しなければならない。 ζ_f と f_n の評価精度を向上するには、入力条件である摩擦モデルの精度を向上する必要がある。 図 5-1 に示すように、接触面の摩擦モデルにおける主因子は接線剛性 K_{tc} とすべり量 d_{slip} である。 特に、実機タービンのカバー連結部では、発生するすべり量が小さい場合が多いため、マイクロすべり量の定量的な評価が重要になる。

本章における研究目的は、翼とロータの締結部であるダブルテール構造を模擬した加振試験により、接触面の摩擦モデルと、構造減衰・固有振動数の関係を明らかにすることである。 ダブルテール接触面の角度をパラメータ（3 ケース）として、接触角が固有振動数と減衰比に及ぼす影響について考察し、また、加振試験結果から逆解析により求めた摩擦モデルの入力値（ p と K_{tc} 、 F_t/F_n と d_{slip} ）と第3章のフレットイング試験により取得した物性値を比較する。 さらに、面圧 p の低下に伴って接線剛性が低下する現象に関して、そのメカニズムを考察した。

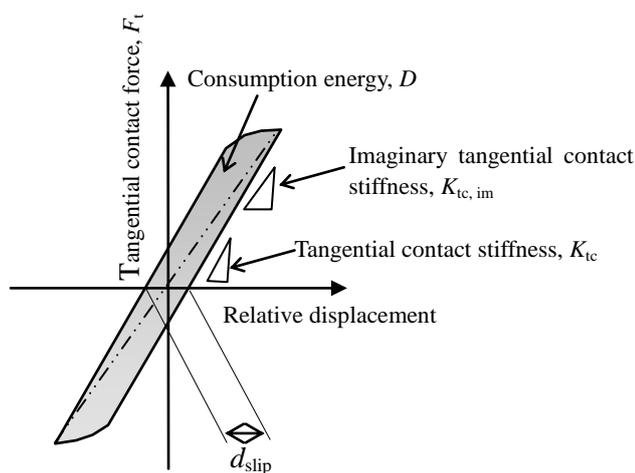
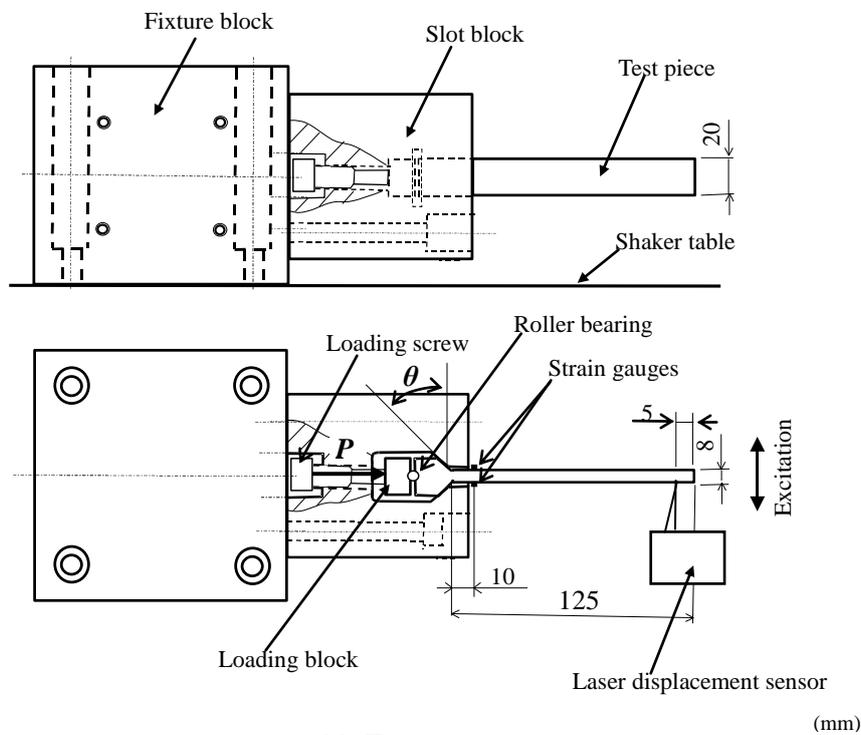


Fig. 5-1 Schematics between tangential contact force and relative displacement.

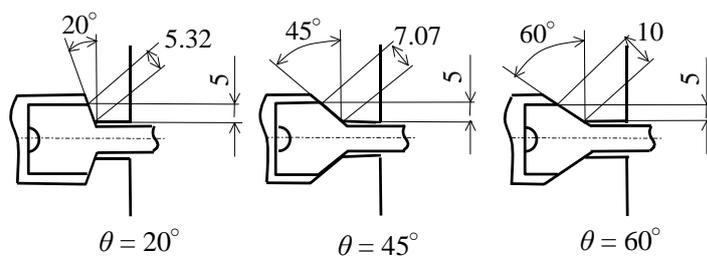
5.2. ダブテールモデルの加振試験

5.2.1 加振試験方法

加振試験の模式図を図 5-2 に示す。Srinivasan らの報告¹⁾を参考に試験体を設計した。一様断面はり（幅 20 mm，長さ 125 mm，厚み 8 mm）の付根にダブテール形状を一体加工した。遠心力による接触を模擬するために，ボルトによる締付力 P を負荷した。あらかじめ取得した較正曲線を用いて，ボルトに貼付したひずみゲージ（4箇所）の出力から P を調整した。可能な限り一様な分布荷重となるように，円筒状のローラベアリングと負荷ブロックを介して接触力を負荷した。接触面の接触角 θ （接触面と加振方向のなす角度と定義）をパラメータとして，図 5-2(b)に示すように， 20° ， 45° ， 60° の3ケースで試験した。それぞれの試験体の公称接触長さは，5.32，7.07，10 mm である。加振方向の座標軸に投影した接触長さは共通にし，5 mm とした。試験体とスロットブロック



(a) Test setup



(b) Geometries of dovetails

Fig. 5-2 Test setup and geometries for dovetail models.

は 3.5%Ni 鋼（タービンロータ材）とした．本節で後述するように，構造減衰の評価精度を高めるために，12Cr 鋼（翼材）よりも材料減衰が小さい 3.5%Ni 鋼を選択した．その機械的性質を表 5-1 に示す．試験体とスロットブロックのダブルテール接触面の表面粗さは，0.2～0.5 Ra とした．

試験は大気環境（ 18 ± 4 °C）で行い，締付力 P （2～40 kN）と入力加速度 g （1～30 m/s^2 ）をパラメータとした．付根断面から 10 mm 離れた位置にひずみゲージを，試験体の裏表に貼付して，応答ひずみを計測した．片持ちはりの材料力学の公式²⁾を用いて，計測ひずみからルート断面の公称曲げ応力 σ_r を算出した．また，はりの自由端から 5 mm の位置で非接触レーザ変位計（Keyence 製 LK-G30，レーザスポット径約 $\phi 30 \mu m$ ，基準距離 30 mm）により変位を計測した．一定速度で周波数を増加させるスイープ加振を行い，取得した応答曲線から固有振動数と減衰を評価した．スイープ速度は，応答波形にゆがみが生じない十分に遅い速度（0.02 Hz/s）とした．

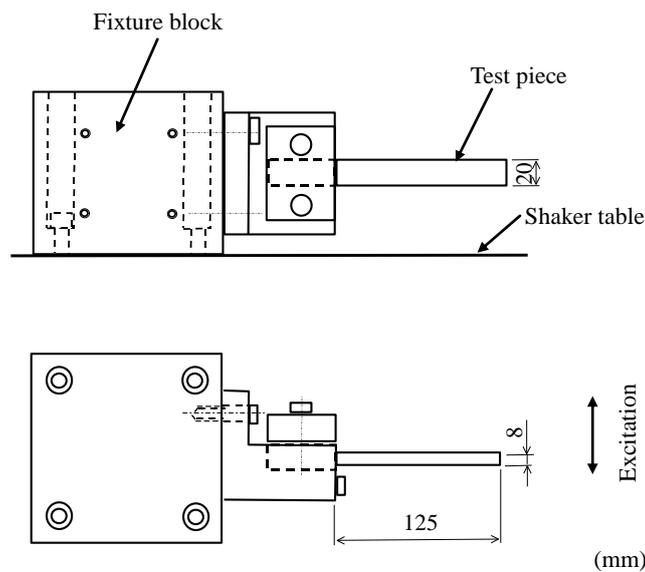


Fig. 5-3 Test setup for simple beam model.

Table 5-1 Mechanical properties of test materials.

	0.2% proof stress (MPa)	Tensile strength (MPa)	Elongation (%)	Reduction of area (%)
3.5Ni steel	760	860	17.1	71.0
12Cr steel (A)	610	745	26.3	65.5

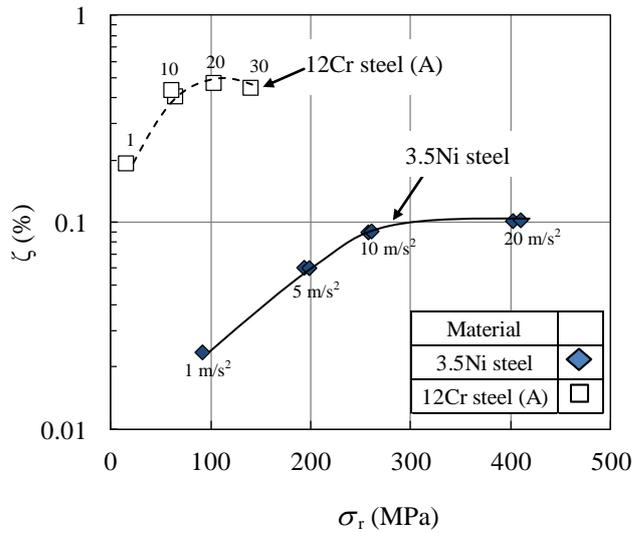


Fig. 5-4 Comparison of damping between 12Cr-steel and 3.5Ni-steel obtained by simple beam model.

図 5-3 に示すように、可能な限り構造減衰の影響を排除した条件として、単純はり試験をした。これは、はり部分がダブルテールモデルと同じ形状であり、固定部をボルト締結により完全拘束した条件である。別途実施した真空中の加振試験により、空力減衰の影響が小さいことを確認したため、単純はり試験により計測した減衰比は、材料減衰が支配的であると考えられる。単純はり試験では、試験材として 3.5Ni 鋼と 12Cr 鋼 (A 材) の 2 種類を用いた。12Cr 鋼 (A 材) は、第 2 章と第 3 章のフレッティング試験で用いた材料と同じである。はり試験による応答応力 σ_r と減衰比 ζ の試験結果を図 5-4 に示す。図 5-4 に示すように、同じ加速度条件に対して 12Cr 鋼の減衰比が 3.5%Ni 鋼よりも大きいことが分かった。今回の試験では、ダブルテール加振試験で計測した減衰比 ζ から材料減衰による値を差し引いて、構造減衰 ζ_s を評価するのが目的である。12Cr 鋼を採用すると、構造減衰の算出誤差が大きくなることが考えられたため、ダブルテール模擬加振試験では 3.5%Ni 鋼を採用した。12Cr 鋼の材料減衰が大きい理由は、磁気ひずみ効果³⁾によると考えられる。

5.2.2 加振試験結果

スイープ加振により取得したひずみの応答曲線の計測例を図 5-5 に示す。図 5-5 に示すように、締付力 P を低下すると固有振動数 f_n が低下し、共振点の最大応答ひずみが減少した。 P を低下すると、応答曲線が共振点に対して左右対称ではなく、共振点が低周波数側に移動した波形になった。これは、漸軟ばね系の非線形振動⁴⁾の特徴であると考えられる。取得した応答曲線から、ハーフパワー法により減衰比を算出した。ルート断

面の公称応力 σ_r (計測ひずみから換算) と減衰比 ζ の関係を図 5-6 に示す. 図 5-6 に示すように, 全ての接触角 θ の条件で, 加速度を増加するほど, また P を低下するほど ζ が増加する結果が得られた. 同様に, σ_r と固有振動数 f_n の計測結果を図 5-7 に示す. 縮付力 P を低下するほど, また σ_r が増加するほど, f_n が低下した.

減衰比と固有振動数に及ぼす接触角 θ の影響を整理した結果 ($g = 10 \text{ m/s}^2$) を図 5-8 に示す. 図 5-8(a) に示すように, θ による ζ の大小関係が P に依存することが特徴的である. すなわち, P が 40 kN のときには, $\theta = 45^\circ$ と 60° の ζ が $\theta = 20^\circ$ の ζ よりも大きい. 一方, P が小さいとき ($P = 2, 5 \text{ kN}$) には, θ が 45° の減衰比が最も大きく, 次いで 20° , 60° であった. $\theta = 20^\circ$, $P = 40 \text{ kN}$ の減衰比は, 単純はりモデルの値とほぼ同じであり, この条件での構造減衰は無視できるくらい小さいことを確認した. 固有振動数に及ぼす接触角の影響を図 5-8(b) に整理する. 興味深いことに, P に対する f_n の変化率が θ に依存しており, θ を小さくするほど f_n の変化率が大きくなることが分かった. 上述した接触角 θ と ζ , f_n の関係について, 5.3.3 項で解析結果と比較して考察する.

はりの自由端から 5 mm 位置で計測した変位 d とルート断面の公称応力 σ_r を用いて, たわみ係数 k_b を算出した. たわみ係数 k_b は, ルート位置の公称応力 σ_r を d で除した値として定義する. f_n と k_b の関係を整理した試験結果を図 5-9 に示す. 図 5-9 に示すように, f_n と k_b に良い相関があることを確認した. このことから, 接触面の相対変位 (すべり量) に起因するたわみ係数 k_b の低下と固有振動数 f_n の低下に相関があることが示唆される.

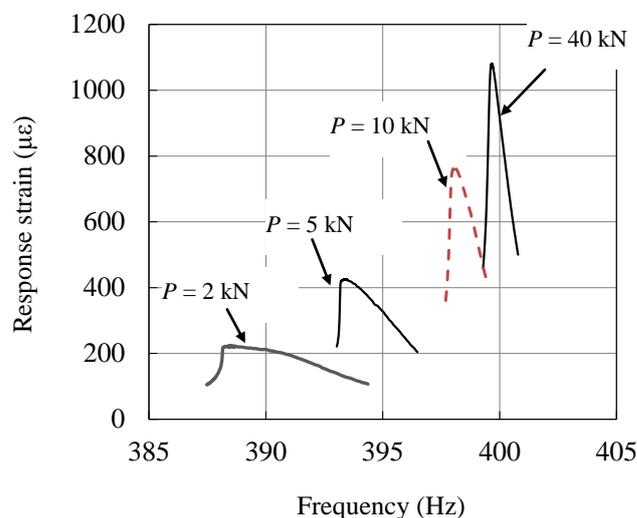


Fig. 5-5 Frequency response curve of measured strain.
($\theta = 45^\circ$, $g = 10 \text{ m/s}^2$)

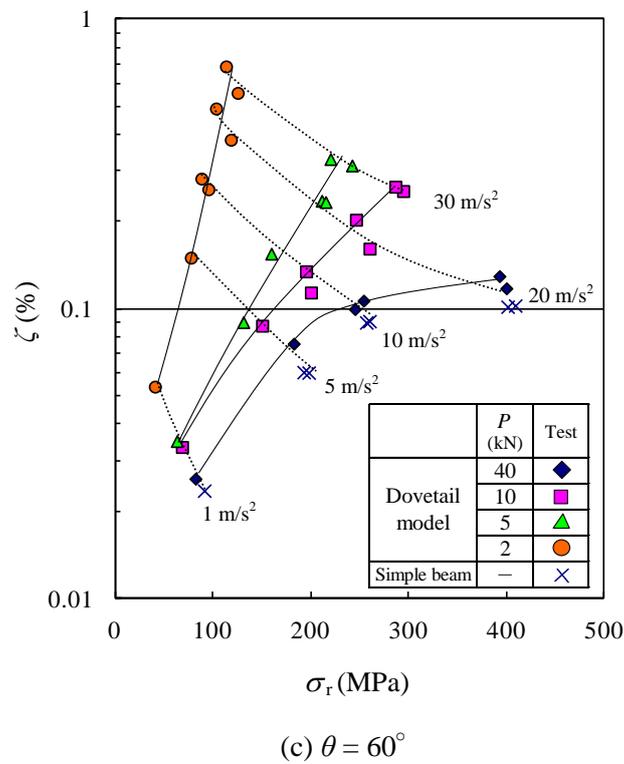
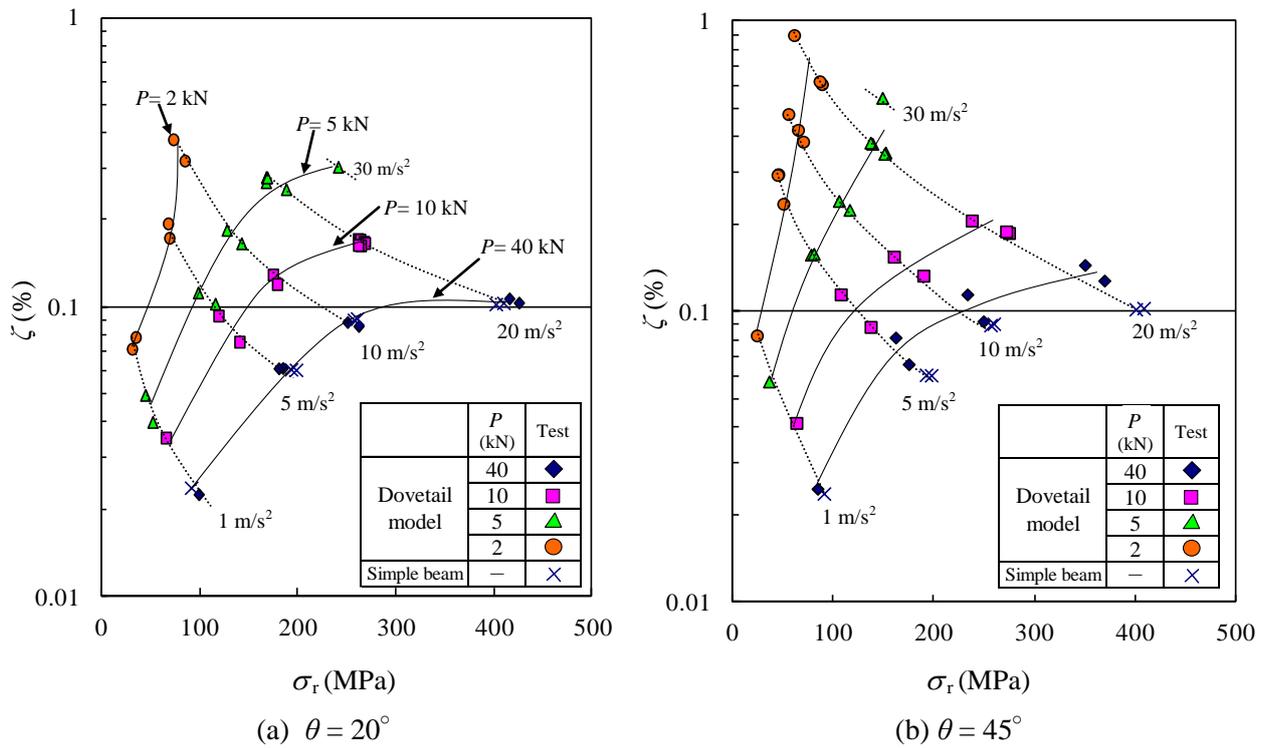
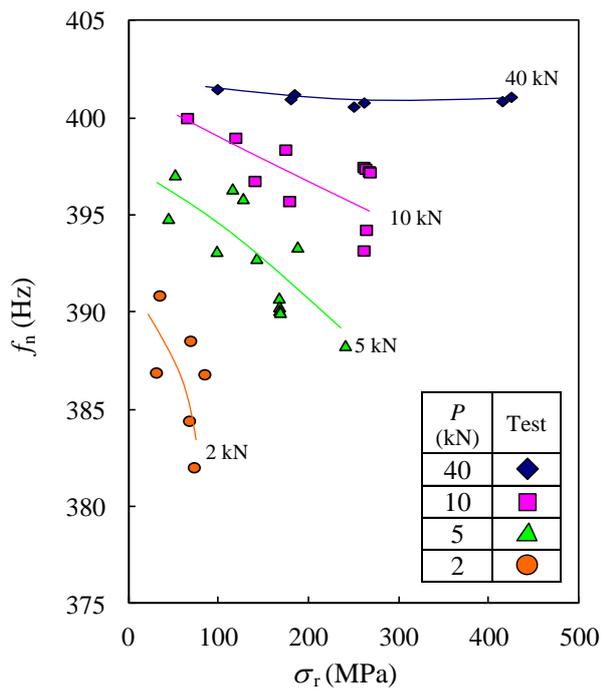
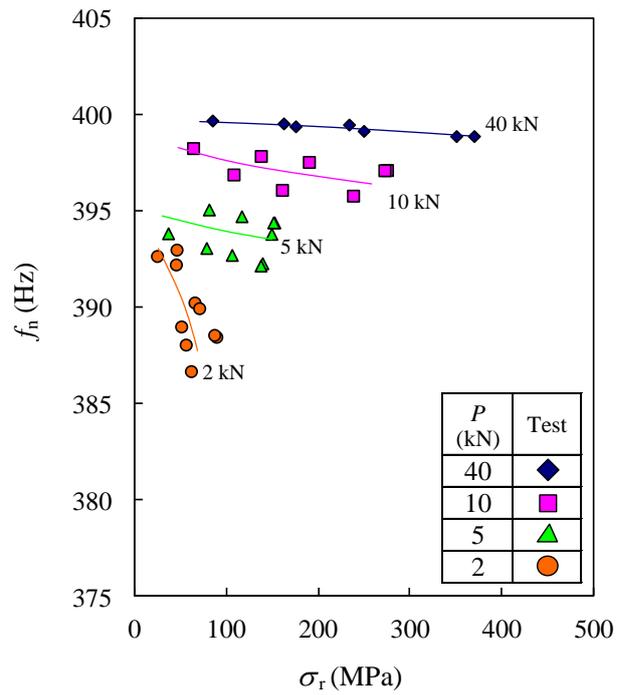


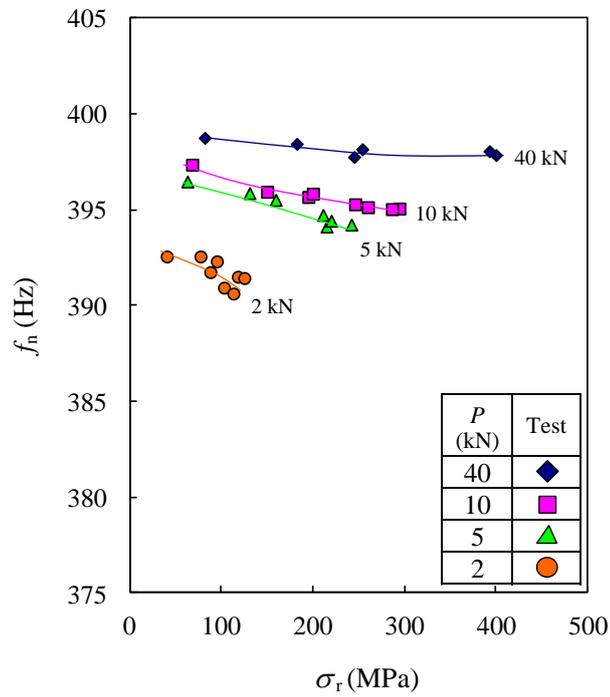
Fig. 5-6 Damping ratio of first-mode obtained through vibration tests as function of stress amplitude.



(a) $\theta = 20^\circ$



(b) $\theta = 45^\circ$



(c) $\theta = 60^\circ$

Fig. 5-7 Natural frequency of first-mode obtained through vibration tests as function of stress amplitude.

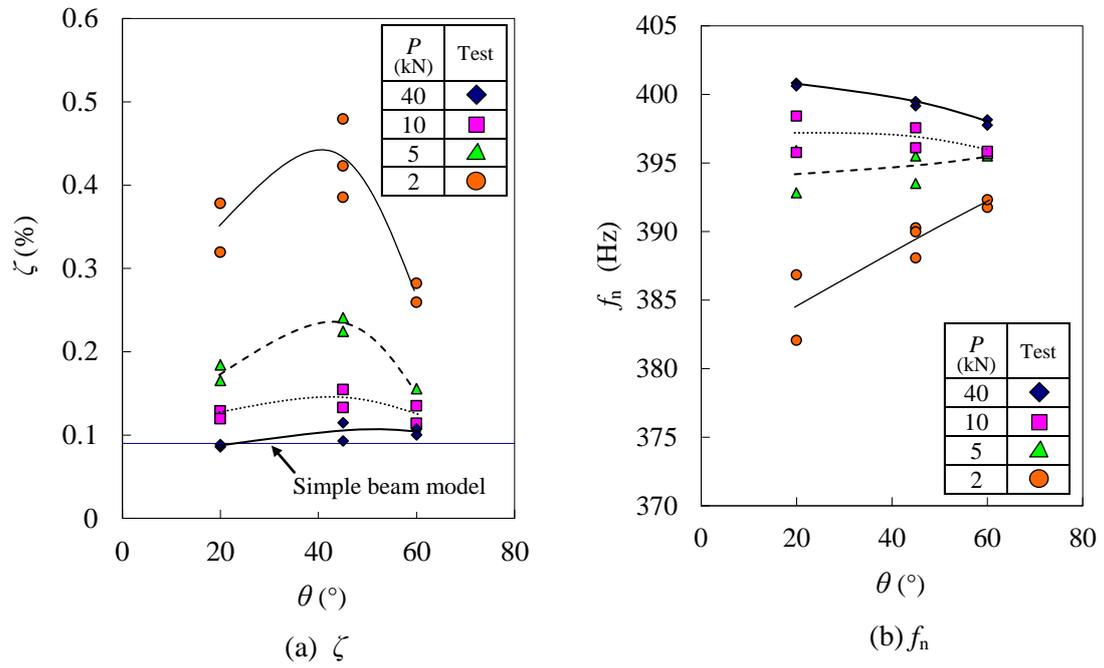


Fig. 5-8 Effect of θ on ζ and f_n at $g = 10 \text{ m/s}^2$

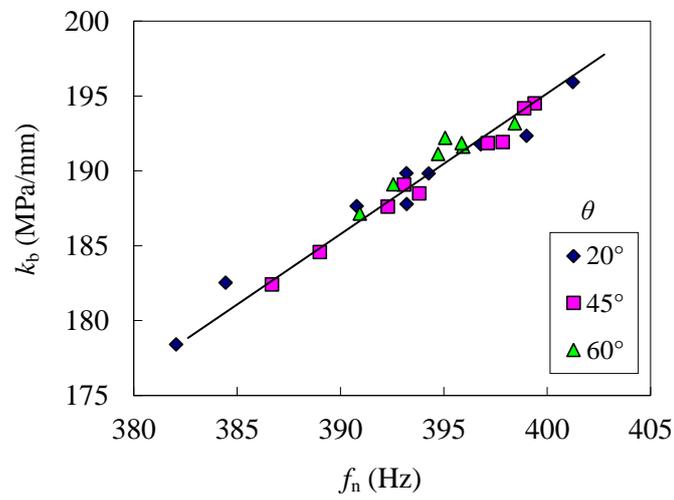


Fig. 5-9 Comparison of k_b and f_n

5.3. 接触面の摩擦モデルと加振試験結果の考察

5.3.1 面圧と接線剛性の関係

摩擦伝達型のフレットング試験で計測した相対変位から算出した接線剛性 k_{tm} と面圧 p の関係を図 5-10 に示す (図 3-9 の再掲). 代表繰返し数 (破断データは破断回数の 1/2, 未破断データは全繰返し数の 1/2 と定義) の値を記号で, 全繰返し数中の最大値と最小値をエラーバーで表記している. 本図に示す計測位置の剛性 k_{tm} から, 接触面の接線剛性 K_{tc} を評価する方法について以下に述べる. K_{tc} を算出するには, k_{tm} から試験系の弾性変形による剛性 K_{tc} を考慮して補正する必要がある. 後述する解析により求めた変形図 (図 5-11) に示すように, 計測点の変位には試験体の弾性変形による変形が大きく寄与していることが分かる. これらの間には, 直列バネの剛性式と同様に, 式(5-1)が成り立つ.

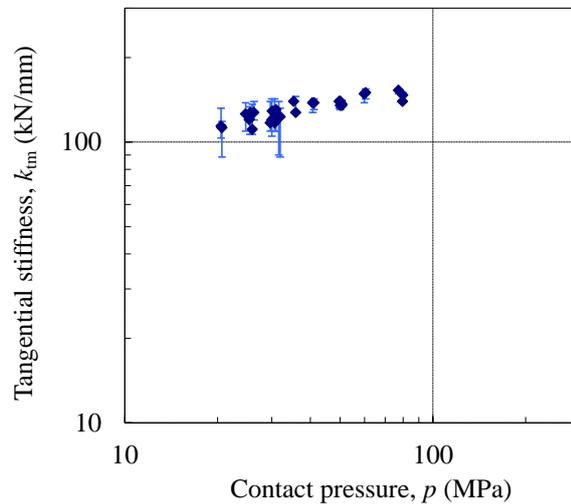


Fig. 5-10 Test results on contact stiffness.

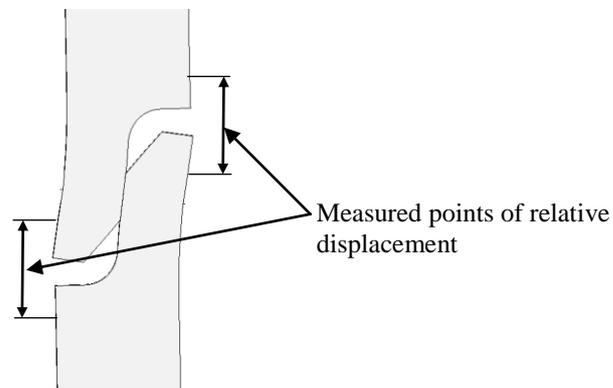


Fig. 5-11 Diagram of deformation by fretting fatigue test.

$$\frac{1}{k_{tm}} = \frac{1}{K_{tc}} + \frac{1}{K_{te}} \quad (5-1)$$

式(5-1)の K_{te} を評価するために、図 3-15 に示した解析モデルを用いて接触解析を実施した。接触面の接線剛性 K_{tc} をパラメータとし、法線方向の剛性 K_{tn} は十分に大きいと仮定した ($K_{tn} = 10^6$ kN/mm)。固着域の相対変位を対象とするため、すべりは考慮に入れていない。すなわち、摩擦係数は 0 とした。

解析で求めた K_{tc} と k_{tm} の関係を図 5-12 に示す。式(5-1)に FEM 解析により求めた $K_{tc} = 157$ kN/mm を代入した結果が図 5-12 の実線である。 K_{tc} が低下すると、式(5-1)により求

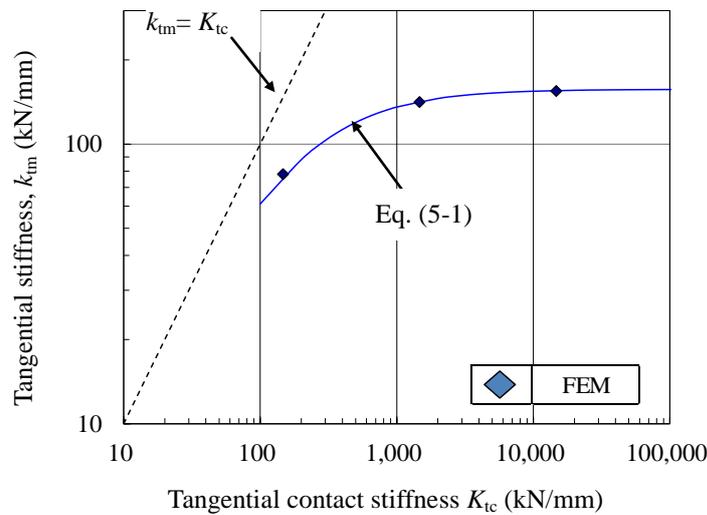


Fig. 5-12 Relation between K_{tc} and k_{tm} calculated by FE analysis.

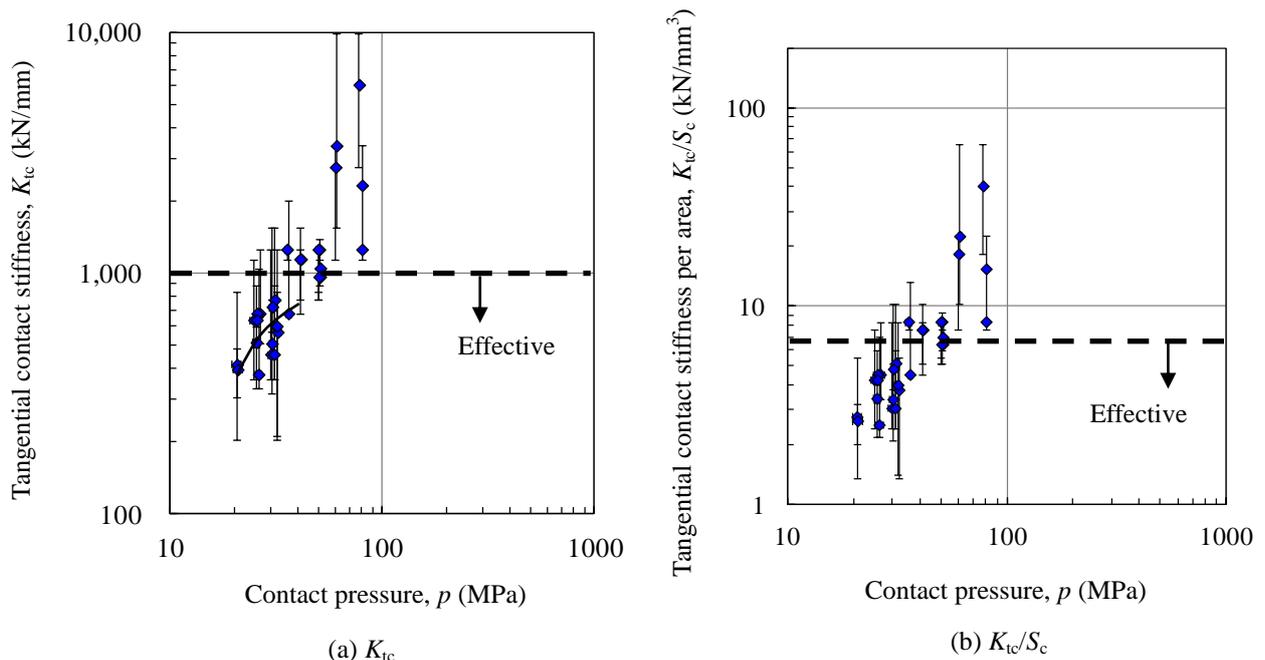


Fig. 5-13 Relation between contact pressure and tangential contact stiffness.

められる k_{tm} は、 $k_{tm}=K_{tc}$ の直線に漸近する。図 5-12 に示す解析結果を用いて、測定した k_{tm} (縦軸) から K_{tc} (横軸) を推定した。 K_{tc} が大きい領域では、傾き k_{tm}/K_{tc} が小さいために K_{tc} の評価誤差が大きくなることに注意しなければならない。本研究では、 K_{tc} の評価感度を考慮して k_{tm}/K_{tc} が 1/100 以上の領域 ($K_{tc} \leq$ 約 1,000 kN/mm) を有効範囲と定義した。この有効範囲の定義は、 k_{tm} の計測ばらつきが ± 1 kN/mm のとき、 K_{tc} の評価ばらつきが 100 kN/mm 以下になる条件である。

前述の方法により、面圧 p と K_{tc} の関係を整理した結果を図 5-13(a)に示す。文献^{5),6)}で報告されているように、 p を低下するほど、 K_{tc} が減少する結果が得られた。単位面積あたりの接線剛性 K_{tc}/S_c に換算した結果を図 5-13(b)に示す。ここで S_c は、接触面積である。解析ソフトの ANSYS[®] Mechanical[™]では、接線剛性を K_{tc}/S_c で入力することを考慮して本値で整理した。

面圧と共に接線剛性が低下する理由について、以下に考察する。第 3 章で述べたように、接触端からの非接触長さ d_a, d_b ($d_a = d_b$) をパラメータとして、非接触長さと k_{tm} の関係を求めた。解析結果を図 5-14 に示す。図 5-14 の縦軸には、 $d_a = 0$ のときの k_{tm0} に対する k_{tm} の比を示している。図 5-14 に示すように、非接触長さの増加と共に k_{tm} が低下する結果が得られた。3.4.3 節で考察したように、各試験条件で推定した非接触長さを用いて、計測位置の接線剛性 k_{tm} を評価した結果を図 5-15 に示す。図 5-15 より、面圧の低下と共に k_{tm} が低下する現象には、接触端が接触面内部に移動する効果が寄与していることが分かる。ただし、この効果だけでは試験結果を説明することができず、面圧低下により接線剛性が低下する効果も関与していると考えられる。

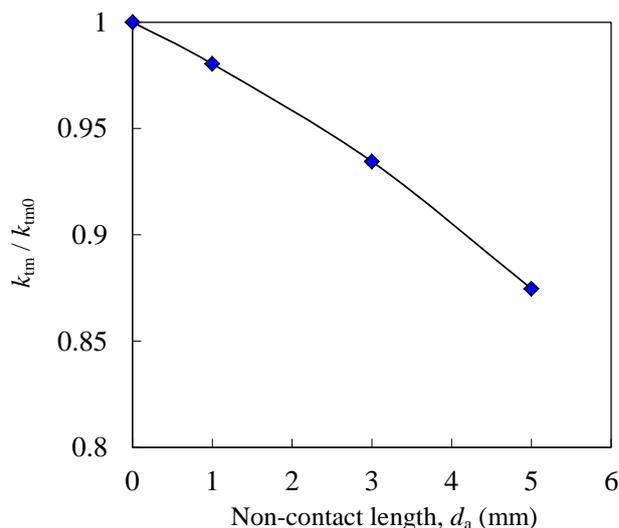


Fig. 5-14 Relation between non-contact length and k_{tm} change when $d_a = d_b$.

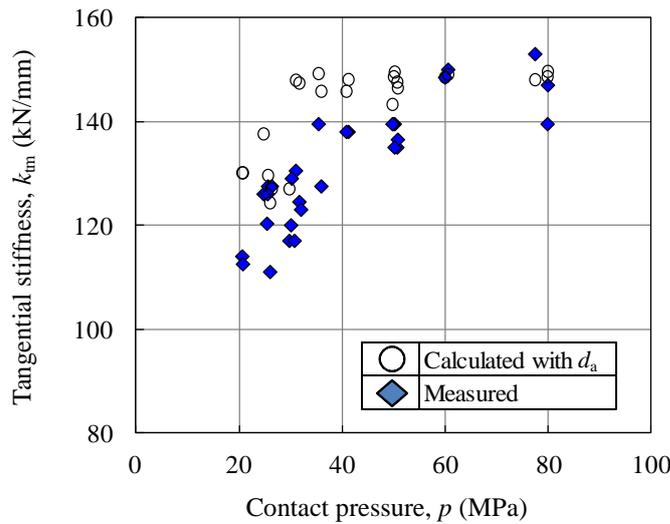


Fig. 5-15 Comparison of $p - k_{tm}$ between measured and calculated considering non-contact length.

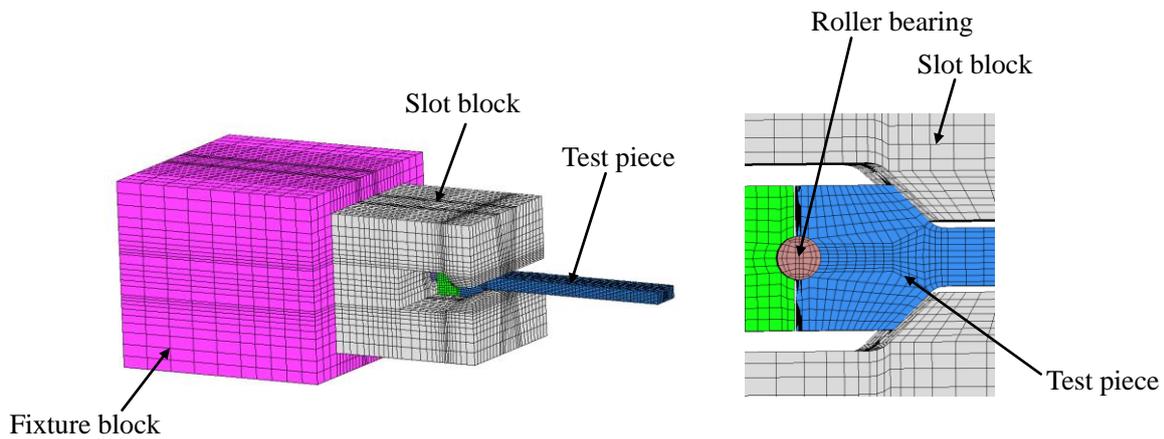


Fig. 5-16 FE analysis model and mesh division for dovetail root joints.

5.3.2 ダブテール加振試験の解析条件

ダブテール加振試験の解析モデルを図 5-16 に示す。本モデルを用いて、3 種類の解析（固有振動数解析，周波数応答解析，締付力 P に対する接触解析）をした。接触面の接線剛性 K_{tc} をパラメータとし，法線方向の剛性が十分に大きいと仮定した ($K_m = 10^6$ kN/mm)。接線力と相対変位が線形の条件で解析を行い，非線形のすべり量については，図 5-1 に示す仮想接線剛性 $K_{tc,im}$ を定義してその影響を考慮した。図 5-1 に示すように， $K_{tc,im}$ は固着域とすべり域の両方の変位を考慮した等価剛性であり， K_{tc} と $K_{tc,im}$ の間に式(5-2)が成り立つ。

$$\frac{F_t}{K_{tc,im}} = \frac{F_t}{K_{tc}} + \frac{d_{slip}}{2} \quad (5-2)$$

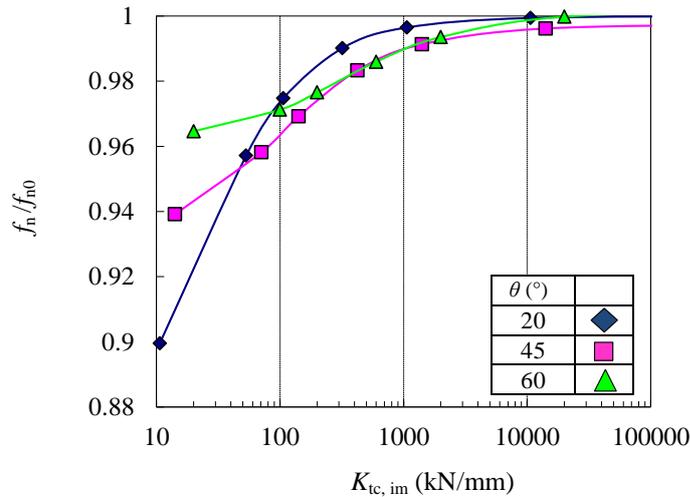


Fig. 5-17 Relation between normalized f_n and $K_{tc,im}$ calculated by natural frequency analysis.

周波数応答解析の入力条件として、加速度 g を 10 m/s^2 、減衰比 ζ を 0.1% とした。異なる g と ζ に対する応答値は、補正計算（応答値が g に比例、 ζ に反比例）により算出した。解析ソフトは ANSYS® Mechanical™ ver. 10.0 であり、節点数は約 112,000、要素数は約 99,800 である。

5.3.3 解析結果と考察

(a) 固有振動数解析

固有振動数解析により算出した、接触面の仮想接線剛性 $K_{tc,im}$ （入力）と固有振動数 f_n の関係を図 5-17 に示す。縦軸の値は、 $\theta = 20^\circ$ 、 $K_{tc,im} = 10,000 \text{ kN/mm}$ のときの固有振動数 f_{n0} で規格化している。図 5-17 に示すように、全ての接触角 θ の条件で、 $K_{tc,im}$ が減少すると f_n が減少する結果が得られた。 $K_{tc,im}$ に対する f_n の減少率は、 θ が 20° のときが最も大きく、次いで $\theta = 45^\circ$ 、 60° である。これは、図 5-8(b) に示したように θ が小さいほど締付力 P に対する f_n の変化率が大きくなる試験結果と定性的に一致している。

(b) 接触面の接線力

周波数応答解析 ($g = 10 \text{ m/s}^2$, $\zeta = 0.1\%$) により求めた $K_{tc,im}$ と接線力 F_t の関係を図 5-18 に示す。図 5-18 に示すように、 $K_{tc,im}$ を低下すると F_t が低下する。 $K_{tc,im}$ に対する F_t の減少率は、 $\theta = 60^\circ$ のときが最大であり以下 45° 、 20° の順であることが分かった。

接触角 θ と減衰比 ζ の関係を示した試験結果（図 5-8(a)）と F_t の解析結果（図 5-18) の比較により、両者の相関について以下に考察する。 $P = 40 \text{ kN}$ のときには、5.3.4 項で後述する $K_{tc,im}$ の評価結果（図 5-22) によると $K_{tc,im}$ が約 $1,000 \text{ kN/mm}$ 以上であり、こ

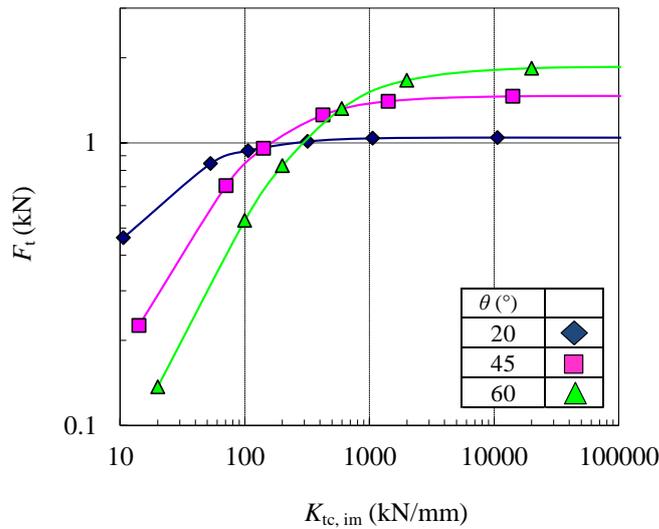


Fig. 5-18 Relation between F_t and $K_{tc,im}$ calculated by frequency response analysis ($g = 10 \text{ m/s}^2$, $\zeta = 0.1\%$).

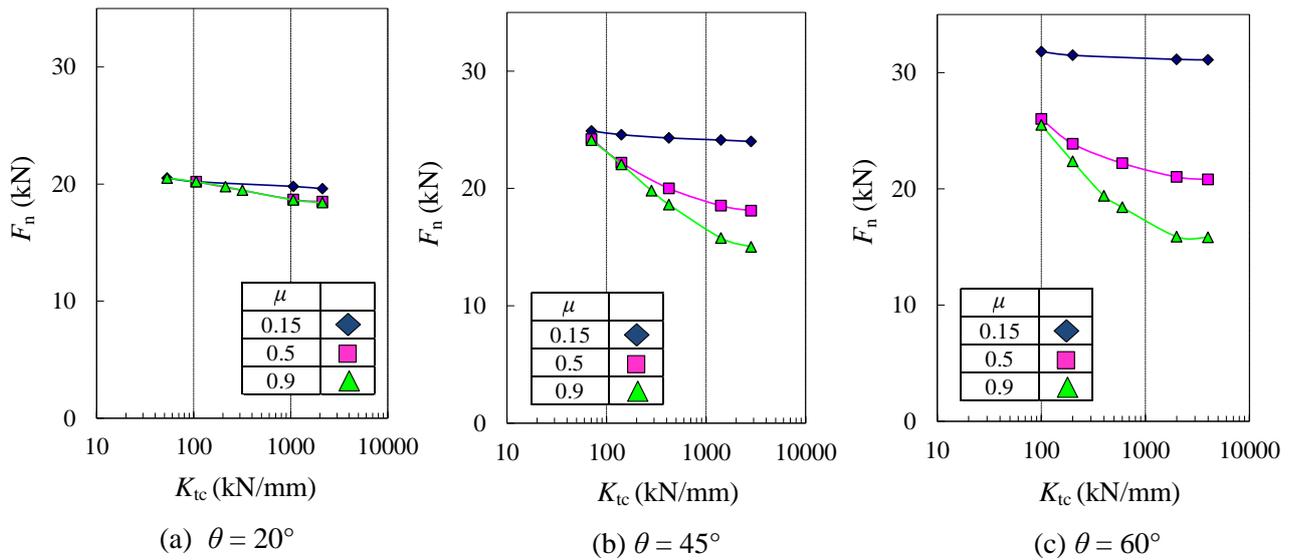


Fig. 5-19 F_n calculated by static FE contact analysis when $P = 40 \text{ kN}$.

のときには図 5-18 に示すように $\theta = 60^\circ$ と 45° における F_t が $\theta = 20^\circ$ の値よりも大きくなる。このことは、 $P = 40 \text{ kN}$ の条件で $\theta = 60^\circ$ と 45° における ζ が、 $\theta = 20^\circ$ の ζ よりも大きい試験結果 (図 5-8(a)) と定性的に一致している。一方、 P が小さいとき ($P = 2, 5 \text{ kN}$) には、加振試験によると $\theta = 45^\circ$ の ζ が $\theta = 20^\circ$ と 60° の値より大きい結果が得られた (図 5-8(a))。後述する評価 (図 5-22(b)) によると、 $\theta = 45^\circ$ ($P = 2, 5 \text{ kN}$) の $K_{tc,im}$ が $100 \sim 500 \text{ kN/mm}$ と推定され、このときの F_t は、 $\theta = 20^\circ$ と 60° の F_t と比較して大きい傾向がある (図 5-18)。減衰比の評価には法線力や系の振動エネルギーなど他の要因が関係する

ため、 F_t のみで ζ の評価ができないが、上述したように加振試験と応答解析による ζ と F_t の大小関係が概ね対応していることが分かった。

(c) 接触面の法線力

接触解析により算出した締付力 ($P = 40 \text{ kN}$) による接触面の法線力 F_n を図 5-19 に示す。図 5-19 に示すように、接触面の法線力 F_n は μ と K_{tc} に依存する。接触角 θ が大きいほど、 μ と K_{tc} に対する F_n の変化率が大きくなることが分かった。本研究では、定常時の値として $\mu = 0.9$ を評価に用いた。

5.3.4 加振試験結果から逆解析により求めた摩擦モデル物性値に関する考察

加振試験で取得した固有振動数 f_n と構造減衰比 ζ_f から、入力値である接触面摩擦モデルの接線剛性 K_{tc} とすべり量 d_{slip} を逆解析により評価する。試験による構造減衰 ζ_f は、計測した ζ から同じ応答力 σ_r におけるはりモデルの ζ を差し引いて求めた。解析による構造減衰 ζ_f の評価にあたり、接触面の消費エネルギー D と系の振動エネルギー U から ζ_f を求める式(5-3)を用いた。

$$\zeta_f = \frac{D}{4\pi U} \quad (5-3)$$

また、接触面の消費エネルギー D は、接線力 F_t と相対変位が描くヒステリシスの面積から式(5-4)により算出した。算出にあたって、 F_t と相対変位が描くヒステリシスを図 5-20 に示す平行四辺形で近似できると仮定した。

$$D = 4 F_t \cdot d_{slip} \quad (5-4)$$

ダブルテール加振モデルには 2 箇所接触面があるので、式(5-4)では 1 箇所あたりの値を

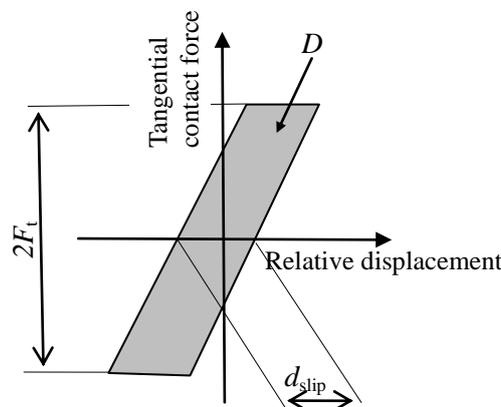


Fig. 5-20 Assumed hysteresis between relative displacement and tangential contact force for calculating dissipated energy.

2倍している。系の振動エネルギー U は、運動エネルギー U_k とひずみエネルギー U_s の和であり、最大変位発生時には運動エネルギーが0のため、 U はそのときのひずみエネルギー U_s と等しくなる。FEM解析の個々の要素における応力とひずみから dU_s を算出し、その総和として U_s を算出した。

加振試験で計測した f_n , σ_r , ζ_f から、摩擦モデルの物性値 (K_{tc} , $K_{tc, im}$, d_{slip}) を逆解析により算出する評価フローを図 5-21 に示す。評価フローは、以下に示す 4 ステップから構成されている。まず、第 1 ステップでは、図 5-17 に示す $K_{tc, im}$ と f_n の関係を用いて、計測した f_n から接触面の $K_{tc, im}$ を算出する。上記方法により算出した締付力 P と $K_{tc, im}$ の関係を図 5-22 に示す。次に第 2 ステップでは、第 1 ステップで取得した $K_{tc, im}$ を用いて、試験で計測した σ_r に相当する F_t を図 5-23(a) を用いて算出する。次に 1 サイクルあたりのひずみエネルギー U_s と σ_r の関係 (図 5-23(b)) から、計測 σ_r に相当する U_s を算出する。図 5-23(b) に示すように、 U_s は σ_r^2 に比例し $K_{tc, im}$ にほとんど依存しないことが分かる。第 3 ステップでは、式(5-3)と式(5-4)を用いて、計測した構造減衰比 ζ_f と第 2 ステップで算出した F_t と U を用いて、すべり量 d_{slip} を求める。最後に、今まで算出した $K_{tc, im}$, F_t , d_{slip} を用いて式(5-2)から接線剛性 K_{tc} が算出できる (第 4 ステップ)。

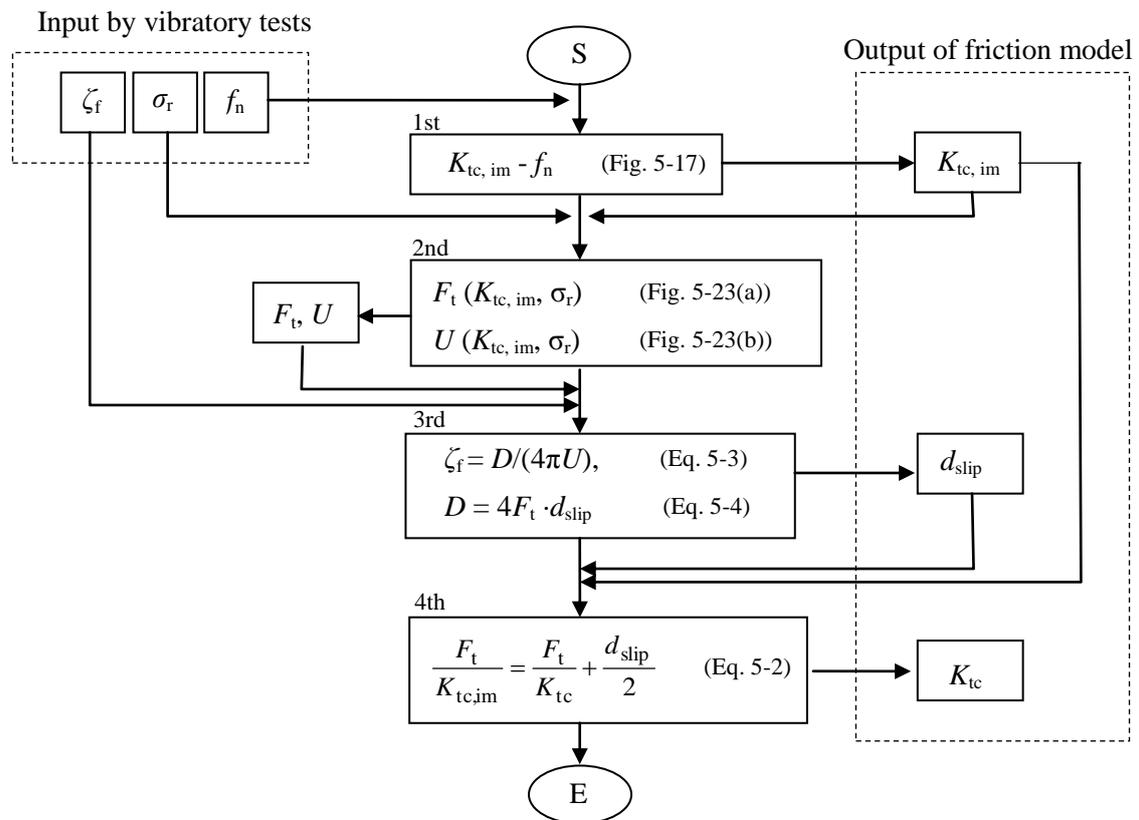


Fig. 5-21 Evaluation flow chart for calculating physical values of friction model by reverse analysis from dovetail vibratory test results.

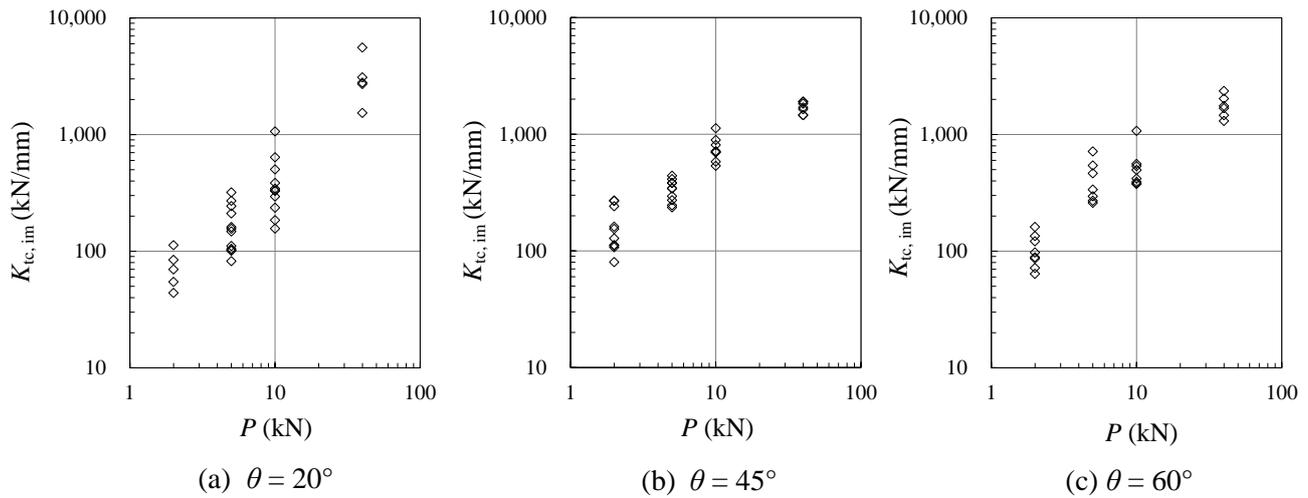


Fig. 5-22 Estimated $K_{tc, im}$ from measured f_n .

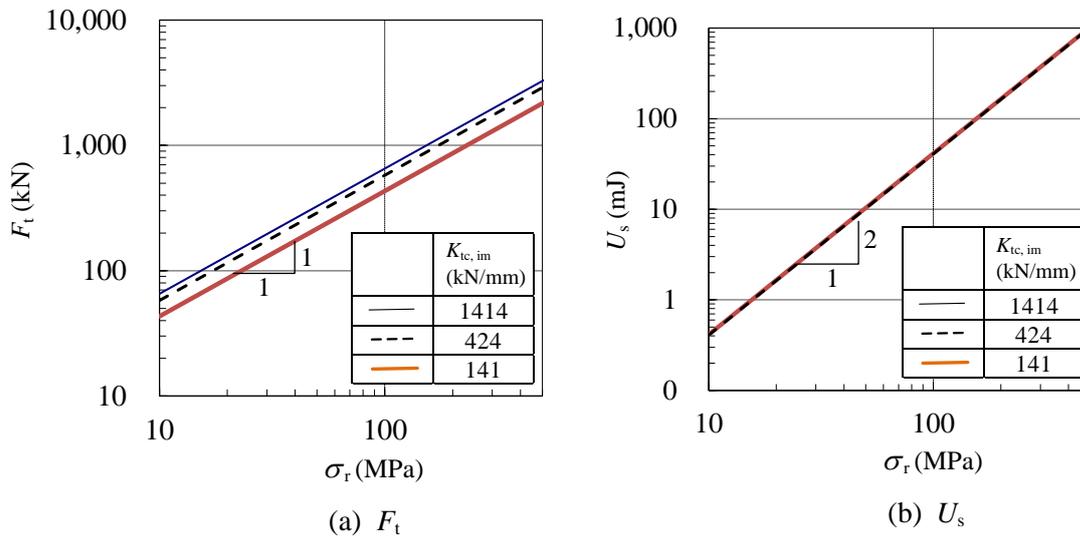
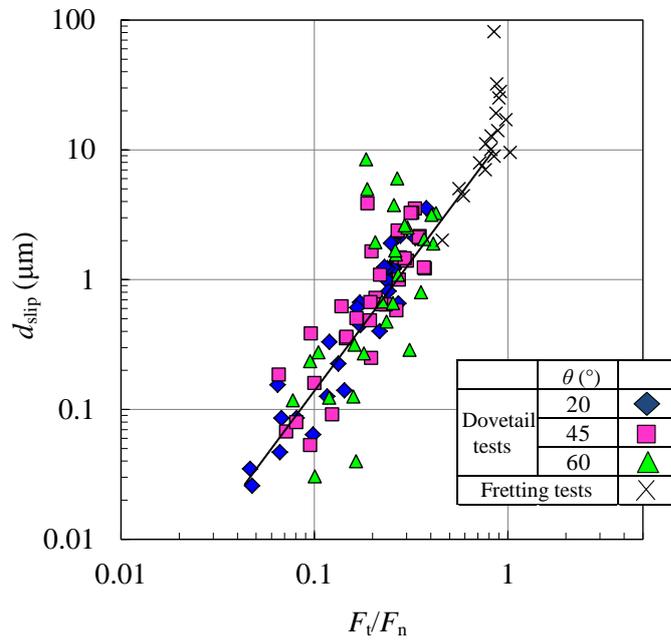


Fig. 5-23 Relations between σ_r and F_t , U_s when $\theta = 45^\circ$ under various $K_{tc, im}$.

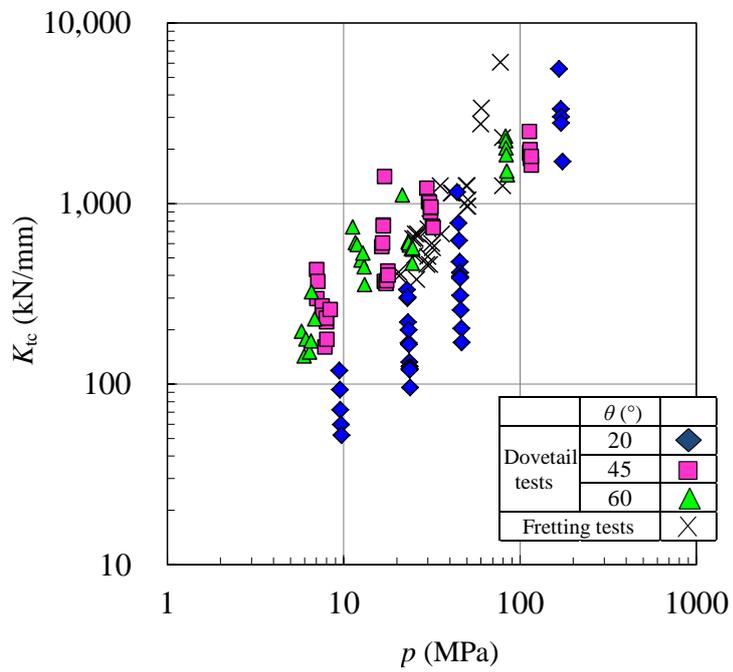
上記手順により求めた摩擦モデルの入力値を図 5-24 に示す。図 5-24(a)には F_t/F_n と d_{slip} 、図 5-24(b)には p と K_{tc} の関係を示す。これらの図には参考値として、第 3 章のフレットング試験により取得した物性値も示している。両者で材料や接触面形状、面圧分布などが異なるため厳密な比較はできないが、概算値の比較として示した。

図 5-24(a)に示すように、 F_t/F_n と d_{slip} については、ダブルテール加振試験の逆解析により評価した結果が、フレットング試験により取得した値 (10^7 サイクル時) を低すべり側に外挿した値と良く一致することを確認した。また、図 5-24(a)よりダブルテール加振試験で発生した接触面のすべり量が非常に小さい ($0.03 \sim 10 \mu\text{m}$) ことが分かった。

$p-K_{tc}$ の関係についても、フレットング試験結果と加振試験からの評価結果が概ね



(a) F_t/F_n and d_{slip}



(b) p and K_{tc}

Fig. 5-24 Comparison of friction model input data obtained by reverse analysis of dovetail vibration tests and fretting tests.

一致していることが分かる (図 5-24(b)). 本評価によると K_{tc} のばらつきが比較的大きく, $\theta = 20^\circ$ の K_{tc} が $\theta = 45^\circ$ と 60° の値と比較して低い傾向がある. この理由として, 接触面の面圧分布や 1 サイクル中の法線力 F_n の変動が関与していると推定される. 図 5-24 に示した摩擦モデルの物性値 (F_t/F_n-d_{slip} , $p-K_{tc}$) が固有振動数 f_n と構造減衰 ζ_f の評価にあたっての重要な入力値であり, これらに関するデータを蓄積してモデル化の精度を高めることにより, 実機タービン翼の f_n と ζ_f の評価精度が向上できる.

5.4. 結言

接触面の摩擦モデルと加振試験による構造減衰, 固有振動数の関係を明らかにすることを目的として, 接触面の角度をパラメータ (3 ケース) としたダブルテール模擬加振試験をした結果, 以下の結論を得た.

- 1) 接触面の接線力と相対変位に関する摩擦モデルで, 接線力係数 F_t/F_n とすべり量 d_{slip} , および面圧 p と接触面の接線剛性 K_{tc} の関係に関するデータが, 固有振動数 f_n と構造減衰 ζ_f の評価における重要な入力値であることを示した. 加振試験により取得した固有振動数 f_n と構造減衰比 ζ_f から逆解析により求めたこれらの物性値 (F_t/F_n-d_{slip} , $p-K_{tc}$) は, フレッシング試験により取得した物性値と概ね一致することを確認した. 本評価により, ダブルテール加振試験による接触面のすべり量が非常に小さい ($0.03 \sim 10 \mu\text{m}$) ことが分かった.
- 2) ダブルテール接触面の接触角 θ と固有振動数 f_n , 減衰比 ζ に関する以下の試験結果が, 振動解析により概ね説明できることを示した.
 - ・接触角 θ が小さいほど, 締付力 P に対する f_n の変化率が大きい
 - ・ P が 40 kN のときには $\theta = 45^\circ$ と 60° の ζ が $\theta = 20^\circ$ の ζ より大きく, $P = 2, 5 \text{ kN}$ では $\theta = 45^\circ$ の ζ が最大になる
- 3) 摩擦伝達型のフレッシング試験で計測した接線剛性 k_{tm} から, 試験系の弾性変位による剛性を補正して, 面圧 p と接触面の接線剛性 K_{tc} の関係を取得した. p を低下するほど K_{tc} が減少した理由として, 面圧が低下すると接触端が接触面内部に移動することが関与していることを示した.

参考文献

- 1) Srinivasan, A. V., Cutts, D. G., and Sridhar S., "Turbojet engine blade damping", NASA Contact report 165406 (1981).
- 2) JSME Mechanical engineers' handbook A4 (1984), pp. A4-28.
- 3) Goodman, L. E., "Material damping and slip damping", Shock and vibration handbook, McGraw-Hill book company (1961), pp.36-1,.
- 4) Irie, T., "Mechanical vibration overview", Asakura-shoten (1994), pp.141.
- 5) Csaba, G., "Modeling of a microslip friction damper subjected to translation and rotation", ASME-Paper 99-GT-149 (1999).

- 6) Sanliturk, K. Y., Ewins, D. J. and Stanbridge, A. B., “Underplatform dampers for turbine blades: theoretical modelling, analysis and comparison with experimental data”, *ASME-Paper 99-GT-335* (1999).

Table 5-2 Experimental results of dovetail model for $\theta=45^\circ$.

P (kN)	g (m/s ²)	σ_r (MPa)	ζ (%)	f_n (Hz)	k_b (MPa/mm)
40	1	84.5	0.025	399.70	—
	5	175.2	0.066	399.40	194.51
	5	162.2	0.081	399.55	—
	10	249.6	0.093	399.16	—
	10	233.6	0.115	399.49	—
	20	370.0	0.128	398.89	194.17
	20	350.6	0.145	398.89	—
10	1	63.4	0.041	398.27	—
	5	137.4	0.089	397.86	191.92
	5	107.6	0.115	396.90	—
	10	189.8	0.133	397.55	—
	10	160.4	0.155	396.10	—
	20	275.0	0.187	397.13	191.84
	20	272.3	0.189	397.12	—
	20	238.0	0.206	395.80	—
5	1	36.1	0.057	393.85	—
	5	77.9	0.157	393.09	189.08
	5	80.7	0.158	395.08	—
	10	116.3	0.224	394.73	—
	10	105.7	0.241	392.72	—
	20	152.1	0.353	394.41	—
	20	151.0	0.350	394.41	—
	20	139.0	0.379	392.29	187.61
	20	137.1	0.382	392.17	—
	30	149.0	0.546	393.82	188.49
2	1	24.0	0.083	392.67	—
	5	45.4	0.298	393.00	—
	5	44.7	0.296	392.23	—
	5	50.4	0.235	389.01	184.58
	10	65.0	0.423	390.26	—
	10	70.1	0.385	389.96	—
	10	55.4	0.479	388.07	—
	20	88.8	0.608	388.48	—
	20	86.5	0.622	388.58	—
	20	61.1	0.897	386.70	182.41

Table 5-3 Experimental results of dovetail model for $\theta=20^\circ$.

P (kN)	g (m/s ²)	σ_r (MPa)	ζ (%)	f_n (Hz)	k_b (MPa/mm)
40	1	98.5	0.022	401.51	—
	5	184.2	0.061	401.25	195.92
	5	180.0	0.061	401.00	—
	10	261.4	0.086	400.82	—
	10	250.0	0.088	400.61	—
	20	424.8	0.103	401.12	—
	20	415.0	0.107	400.89	—
10	1	65.0	0.035	400.02	—
	5	118.6	0.093	399.01	192.35
	10	174.2	0.129	398.40	—
	20	260.9	0.171	397.51	—
	20	263.0	0.170	397.42	—
	20	266.8	0.167	397.29	—
	20	267.9	0.166	397.23	—
	5	140.0	0.076	396.79	191.77
	10	178.4	0.120	395.75	—
	20	263.7	0.163	394.27	189.82
	20	261.0	0.163	393.21	187.78
5	1	44.0	0.049	394.89	—
	1	51.4	0.040	397.13	—
	5	97.8	0.112	393.19	189.84
	5	115.2	0.102	396.40	—
	10	142.0	0.165	392.83	—
	10	127.0	0.184	395.91	—
	20	167.0	0.269	390.79	187.65
	20	167.3	0.279	390.34	—
	20	167.4	0.280	390.15	—
	20	168.2	0.280	390.05	—
	20	187.5	0.254	393.42	—
	30	240.5	0.304	388.35	—
2	1	30.5	0.071	386.93	—
	1	34.2	0.078	390.90	—
	5	67.2	0.194	384.45	182.54
	5	68.5	0.173	388.56	—
	10	72.5	0.378	382.05	178.40
	10	84.2	0.320	386.84	—

Table 5-4 Experimental results of dovetail model for $\theta=60^\circ$.

P (kN)	g (m/s ²)	σ_r (MPa)	ζ (%)	f_n (Hz)	k_b (MPa/mm)
40	1	81.8	0.026	398.75	—
	5	182.4	0.076	398.44	193.17
	10	253.9	0.107	398.16	—
	10	245.0	0.100	397.76	—
	20	392.9	0.130	398.06	—
	20	400.0	0.118	397.86	—
10	1	68.0	0.033	397.35	—
	5	150.0	0.088	395.94	191.61
	10	195.0	0.135	395.67	—
	10	200.0	0.114	395.84	—
	20	246.1	0.204	395.29	—
	20	260.0	0.162	395.14	—
	30	294.4	0.256	395.07	192.20
	30	286.4	0.265	395.04	—
5	1	62.8	0.035	396.48	—
	5	130.7	0.090	395.87	191.85
	10	159.4	0.155	395.52	—
	20	211.0	0.237	394.73	191.12
	20	215.0	0.234	394.13	—
	30	242.0	0.313	394.23	—
	30	220.0	0.330	394.43	—
2	1	40.3	0.054	392.57	—
	5	77.1	0.151	392.57	189.11
	10	87.9	0.282	391.75	—
	10	95.0	0.259	392.31	—
	20	102.8	0.492	390.94	187.14
	20	118.0	0.384	391.51	—
	30	113.0	0.688	390.63	—
	30	125.0	0.558	391.44	—

Table 5-5 Experimental results of simple beam model.

g (m/s ²)	σ_r (MPa)	ζ (%)	f_n (Hz)
1	90.8	0.024	412.96
5	192.6	0.061	412.88
5	197.6	0.060	412.82
10	256.7	0.090	412.53
10	259.9	0.091	412.49
20	401.3	0.102	412.05
20	409.1	0.103	411.99

第6章 結論

6.1 本研究の結論

タービン翼の連結部では、フレット疲労や摩耗の防止が重要な課題であり、また接触面で適切なすべりを発生させて、構造減衰を高める必要がある。構造減衰を定量的に評価するには、入力データである接触面の接線力と相対変位に関する摩擦モデルの高精度化が重要になる。そこで、本研究では、フレット疲労と摩耗の定量的な評価方法の提案、および摩擦モデルと構造減衰に関する検討を目的とした。

第1章では、フレット疲労や摩耗、摩擦モデル、構造減衰に関する従来の研究内容と課題について整理した。フレット疲労を2形態（比較的高面圧・小すべり条件と低面圧・大すべり条件）に分類して、疲労限度の面圧依存性やまき裂の位置、疲労限度の有無などに関する両者の相違点を明確にして体系的に論じた。

第2章では、第1章で分類した2形態のフレット疲労の内、タイワイヤやテノン・シュラウドを対象とした比較的高面圧・小すべり条件について検討した。降伏応力 $\sigma_{0.2}$ 以上の高面圧が発生する条件での面圧とフレット疲労強度の関係、および破壊力学による定量的な評価を目的として、強度の異なる2種類の12Cr鋼を用いて、種々の平均応力と接触条件（面接触と線接触）でフレット疲労試験をした。

接触面圧が低い条件では、静的強度が高いB材（A材より約40%高い）の方がA材よりもフレット疲労強度が高いことを明らかにした。一方、局所面圧が高い線接触条件では、両材共に強度が極小となる接触荷重が存在し、極小強度で比較したA材とB材の強度差がわずかであることを示した（約5%）。A材とB材共に、極小強度を示したHertzの平均接触面圧は、約 $1.5 \times \sigma_{0.2}$ に相当することが判明した。

さらに、微小き裂の進展・停留モデルを用いて、フレット疲労強度の定量的な評価を試みた。従来の課題であった微小き裂のき裂進展下限界値 ΔK_{th} に及ぼす平均応力の影響と、傾斜き裂に対する混合モードの影響を考慮し、実験結果に基づいて定量的に評価した点に、本研究の新規性がある。特筆すべき点として、以下に述べる3項目に着目してデータ取得と評価をして、定量的評価の精度を高めることに成功した。

- 1) 平均応力をパラメータとした微小き裂の ΔK_{th} に関するデータ取得
- 2) フレット疲労未破断試験片の停留き裂長さに関するデータ取得
- 3) 傾斜き裂を導入した有限要素法解析による混合モードの応力拡大係数範囲 ΔK の評価

上述の検討を行った結果、最大接線応力説を適用した微小き裂の進展・停留評価モデルにより、異なる接触条件（面接触と線接触）で、2種類の静的強度、種々の平均応力に対するフレット疲労強度を実用上問題のない精度で推定できることを示した。停留き裂長さについても、解析結果と試験結果が良く合うことを示した。試験で観察されたStage IIのき裂角（約 20° ）が、最大接線応力説に基づく応力拡大係数範囲 $\Delta K_{\theta \max}$

の角度と概ね一致したことから、Stage II のき裂進展挙動を最大接線応力説により評価することが適切であることを確認した。また、Stage I の進展角度 (50~70°) は、傾斜き裂に対する混合モードの評価から説明できなかったが、任意の評価角度 θ に対する引張型の応力拡大係数 ΔK_{θ} の最大値である $\Delta K_{\theta \max}$ により、Stage I のき裂進展を評価するのは安全側の評価として有効であることを示した。さらに、フレットング予き裂材を用いた疲労試験により、平均応力が異なっても微小き裂の ΔK_{th} はき裂長さの 1/3 乗に概ね比例し、静的強度の大きい B 材の方が A 材よりも微小き裂進展領域における ΔK_{th} が大きいことを示した。

第 3 章では、全周連結翼のカバー接触面を対象とし、比較的低面圧・大すべり条件のフレットング疲労について検討した。面圧とフレットング疲労強度の関係、およびそのメカニズムの解明を目的として、新たに考案した摩擦伝達型のフレットング疲労試験をした。この摩擦伝達型試験を行った結果、面圧が低下するほどフレットング疲労強度が低下し、本試験条件では約 25 MPa の面圧で最小の疲労強度を示すことを明らかにした。

さらに、面圧が低いほど主き裂が接触面内部に位置したという観察結果に基づいて仮説を立て、これを検証するために、接触面の非接触領域をパラメータとした応力解析と、接触面近傍の詳細なひずみ計測をした。その結果、面圧低下により疲労強度が低下したのは、面圧低下により接触端が幾何学上の接触端から接触面内部へ移動して応力集中が増加し、また圧縮平均応力の絶対値が低下してき裂進展が容易になったからであるとの結論を得た。実機のカバー接触面では、摩耗進行などにより経年的に面圧が変化することが考えられるため、面圧をパラメータとした最小のフレットング疲労限度を把握する必要があることを提起した。接触面近傍のひずみ分布計測と非接触長さをパラメータとした応力解析により、面圧 p が低い条件 ($p = 25 \text{ MPa}$) では、真の接触端が接触面内部へ移動し、さらに繰返しに伴って接触端位置が変化する場合があることを示した。真の接触端が接触面内部へ移動したのは、面圧が低いことによる端部の拘束力低下や繰返しに伴う摩耗量の増加に起因すると考えた。

フレットング疲労強度の評価方法として、横軸に平均応力、縦軸に主応力振幅で整理した参照応力による手法を新たに提案した。本手法により、異なる面圧条件で実施した摩擦伝達型試験による破断応力と未破断応力の境界線が概ね 1 本の曲線で統一的に整理できることを示した。さらに、同材料を用いたパッド試験結果も 10 % 以内の誤差で評価できることも示した。

摩擦伝達型のフレットング試験により、すべり量 d_{slip} が 10~25 μm 付近で、フレットング疲労強度が極小値になることを示した。その原因としては、 d_{slip} が 10~25 μm 付近で接線力係数 F_t/F_n (F_t : 接線力, F_n : 法線力) が極大値を示したことや、10~25 μm を超える d_{slip} ではフレットング疲労によりき裂が発生しても、そのき裂が試験体を破断させる方向に進展せずに摩滅する方向があることを示唆した。

第 4 章では、フレットング摩耗の定量的な評価、およびフレットング摩耗と一方

向すべり摩耗の比較を目的として、第3章で述べた摩擦伝達型のフレットング摩耗試験とスラストシリンダ式の一方向すべり摩耗試験をした。消費エネルギーの評価精度を確認するために、接触面近傍で温度変化量を計測し、熱伝導解析との照合により接触面の発熱量に関して考察した。

上述の検討により、1サイクルあたりの消費エネルギーとフレットング摩耗量に良い相関があることを示した。このことから、実機運用条件における1サイクルあたりの消費エネルギーを算出して、本研究で取得した評価線図を用いることにより、カバー接触面のフレットング摩耗が評価できることを明らかにした。一方、累積消費エネルギーによる整理では、面圧や相対変位が異なる場合のフレットング摩耗を統一的に評価できないことを示した。

フレットング摩耗量は、一方向すべり摩耗量よりも小さく、条件によっては1/100,000以下になる場合があることが分かった。このことから、面圧やすべり速度を同じ条件にしても、一方向すべり摩耗試験結果からフレットング摩耗量を評価するのは適切でないことが判明した。また、接触面近傍の温度計測と熱伝導解析により、発熱量が約0.5W以上では、接線力とすべり量のヒステリシス面積から求めた消費エネルギーと実際の発熱量が良く一致することを示した。発熱量が0.5W以下では、実際の発熱量は前記ヒステリシスから算出した消費エネルギーよりも小さいことが分かった。これは、フレットング摩耗において「すべり出し」（往復摺動の最大変位に達して反対方向へすべりを開始するときの状態）の摩耗量が小さくなる現象に関係していると考えた。

第5章では、接触面の摩擦モデルと、構造減衰や固有振動数の関係を明らかにすることを目的として、翼とロータの締結部であるダブルテール構造を模擬した加振試験をした。ダブルテール接触面の角度をパラメータ（3ケース）として、接触角が固有振動数と減衰比に及ぼす影響について検討した。また、加振試験結果から逆解析により求めた摩擦モデルの入力値と、第3章のフレットング試験により取得した物性値の比較をした。

その結果、摩擦モデルの接線力係数 F_t/F_n とすべり量 d_{slip} 、および面圧 p と接線剛性 K_c に関するデータが、固有振動数 f_n と構造減衰 ζ_f の評価における重要な入力値であることを示した。加振試験により取得した f_n と ζ_f から逆解析により求めたこれらの物性値 ($F_t/F_n - d_{slip}$, $p - K_c$) は、フレットング試験により取得した物性値と概ね一致することを明らかにした。

摩擦伝達型のフレットング試験で計測した接線剛性 k_{lm} から、試験系の弾性変位による剛性を補正して、面圧 p と接触面の接線剛性 K_c の関係を評価した。その結果、 p を低下するほど K_c が減少することを確認した。 p の低下と共に接線剛性が低下する理由として、面圧の低下と共に接触端が接触面内部に移動することが関与していることを示した。さらに、接線力係数 F_t/F_n が繰返し数に依存することを明らかにした。初期の100サイクルでは F_t/F_n が0.15~0.4と低い値であり、 10^7 サイクル付近の定常時には F_t/F_n が約0.9であることを示した。

ダブルテール模擬加振試験により、接触面の接触角 θ が小さいほど、締付力 P に対する

f_n の変化率が大きいことが分かった。また、締付力 P が 40 kN のときには $\theta = 45^\circ$ と 60° の減衰比 ζ が $\theta = 20^\circ$ の ζ より大きく、 $P = 2, 5$ kN では $\theta = 45^\circ$ の ζ が最大になる結果が得られた。これらの試験結果が、振動解析により求めた固有振動数と接触面の接線力により、概ね説明できることを示した。

以上を総括すると、全周連結翼カバーのフレット疲労評価にあたり、摩擦伝達型試験によりフレット疲労強度が最小となる面圧を把握することが重要であることを示した。カバー接触面のフレット摩耗は、1 サイクルあたりの消費エネルギーを算出して本研究で取得した評価線図を用いることにより、定量的な評価が可能になるといえる。また、タイヤやテノン・シュラウドなどの高面圧・低すべりの連結部に対しては、適切な初期き裂長さを仮定することにより、破壊力学に基づく微小き裂の進展・停留評価が適用できる。本研究で取得した接触面の摩擦モデルの物性値として、接線力係数とすべり量、および面圧と接線剛性に関するデータを活用することにより、実機タービン翼の固有振動数と構造減衰の定量的な評価が可能となる。

6.2 今後の研究課題と展望

フレット疲労に関する今後の課題として、Stage I におけるき裂進展挙動の解明が挙げられる。本研究で、Stage I の進展評価には、モード I とモード II によるき裂進展評価だけでは不十分で、初期き裂の発角度にも着目する必要があることを示唆した。また、表面に対するき裂の傾斜角が浅い場合には、発生したき裂が試験体を破断させる方向に進展せずに、摩滅するき裂として離脱する場合があることを示した。傾斜き裂が試験体を破断させるか、それとも摩滅する方向に進展するかの評価が、フレット疲労強度を評価する上で重要になると考えられる。さらに、低面圧・大すべり条件では、本研究で定義した 2×10^7 サイクルでも疲労限度が現れない可能性が考えられ、今後はギガサイクル領域に関する評価を計画している。

接触面のフレット摩耗量の評価にあたって、1 サイクルあたりの消費エネルギーが重要な評価因子であることを示した。しかし、すべり速度がフレット摩耗に及ぼす影響については、まだ十分なデータが取得できていない。今後は、すべり速度をパラメータとしたデータ取得と評価をする必要がある。

接触面の接線力と相対変位の非線形性を考慮した、タービン翼の固有振動数 f_n と構造減衰 ζ_f の評価手法に関しては、概ね確立されていると考えられる。現状の課題は、入力条件である接触面の摩擦モデルの高精度化である。摩擦モデルの物性値として、接線力係数 F_t/F_n とすべり量 d_{slip} 、および面圧 p と接線剛性 K_{lc} に関するデータが、 f_n と ζ_f の評価における重要な入力値であることを示した。本研究では、 $F_t/F_n - d_{\text{slip}}$ に及ぼす繰返し数の影響、および接触端の移動が $p - K_{lc}$ に及ぼす影響について明らかにした。しかし、これらの物性値は、接触面寸法や面圧分布、表面粗さ、材質など種々の因子に依存することが考えられるため、それらのデータ取得とモデル化の精度向上が今後の課題である。また、本研究により、初期の繰返し数の増加と共に接線力係数が増加して、全面すべり

が発生する条件では、 $10^3 \sim 10^4$ サイクル付近で接線力係数が極大値を示す結果が得られた。その理由として、局所的な凝着や焼き付きが原因と考えられるが、面圧やすべり範囲、すべり速度などのパラメータと極大値を示す繰返し数の関係については未解明である。今後、これらのメカニズム解明にむけて、試験を計画している。

各章に対応する発表論文

第2章

- 1) Asai, K., “Fretting fatigue strength under high local contact pressure and its fracture mechanics analysis”, *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, Vol. 55, No. 12 (2006), pp. 1102-1109.
- 2) Asai, K., “Fracture mechanics analysis of fretting fatigue considering small crack effects, mixed mode, and mean stress effect”, *Applied fracture mechanics, Intech* (2012), pp. 177-196.
- 3) Asai, K., “Fretting fatigue strength of 12% Cr steel under high local contact pressure and its fracture mechanics analysis”, *Procedia Engineering*, 2 (2010) pp. 475-484.

第3章

- 4) Asai, K., “Effect of contact pressure on fretting fatigue strength in friction-type joints”, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 75, No. 755 (2009), pp. 909-917.

第4章

- 5) Asai, K., Kudo, T., and Yoda, H., “Experimental validation of fretting fatigue strength and fretting wear rate at contact surface of turbine-blade-shroud cover”, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, GT2012-68576 (2012).
- 6) Asai, K., Kudo, T., and Yoda, H., “Experimental validation of fretting fatigue strength and fretting wear rate at contact surface of turbine-blade-shroud cover”, *ASME Journal of Engineering for gas turbines and power* (under review)

第5章

- 7) Asai, K., Sakurai, S., Kudo, T., Ozawa, N., and Ikeda, T., “Evaluation of friction damping in dovetail root joints based on dissipation energy on contact surfaces”, *Proceedings of ASME Turbo 2009*, GT2009-59508 (2009).

謝辞

本論文をまとめるにあたり、京都大学大学院 エネルギー科学研究科 星出敏彦 教授には、ご多忙な中、適切な御助言を賜るとともに、論文の構成や表現方法などについて、懇切丁寧なご指導をいただきました。謹んで深甚の謝意を表します。本論文の作成と審査に際して、京都大学大学院エネルギー科学研究科 木村晃彦 教授、京都大学大学院エネルギー科学研究科 今谷勝次 准教授には、数多くの有益な御助言をいただきました。心から感謝いたします。

九州大学工学部 近藤良之 教授には、学会や委員会などの機会を通して、フレットイング疲労や製品信頼性などに関して、数々の貴重な御助言をいただきましたことを厚く御礼申し上げます。岐阜大学工学部 服部敏雄 教授（元機械研究所主管研究員）には、フレットイング疲労研究のきっかけを与えていただき、研究遂行にあたっての数々の貴重な助言をいただきましたことを深く感謝申し上げます。茨城県企画部 林眞琴 技監（元機械研究所第三部長）には、著者が入社時の上長として、企業研究者のあるべき姿や論文執筆に関して熱くご指導いただきました。深く御礼申し上げます。

本研究は、著者が株式会社日立製作所に入社後、機械研究所第三部、日立研究所エネルギー材料研究部、および火力システム研究部にて行った研究開発の一部をまとめたものであり、研究を進める過程では、多くの方々に御助言をいただきました。日立製作所電力システム社 櫻井茂雄 主管技師長には、入社時から終始変わらぬ貴重な御指導をいただきました。製品の疲労評価にあたって実働振動荷重の評価が重要であることを御教示いただき、著者が構造減衰の研究に取り組むきっかけを与えていただきました。ここに深く御礼申し上げます。宇佐美三郎 元主管研究員には、第2章の微小き裂に関する研究で貴重な助言をいただくと共に、人と異なる試験や計測、観察が独創性のある研究につながることや、自分の目で納得がいくまで確認することの重要性など、研究者としての基本的な素養から鍛えていただきました。この場を借りて心から御礼申し上げます。電力システム社 早坂靖 主管技師には、著者が入社時の直属の指導員、およびユニットリーダーとして御指導をいただくとともに、第5章の加振台を用いた振動試験に関する研究テーマを与えていただき、厚く御礼申し上げます。日立研究所 町田隆志 主管研究長、電力システム社 池口隆 技師長には、機会あるごとに著者に暖かい声をかけていただき、激励していただきましたことを厚く御礼申し上げます。日立研究所 安齋英哉 部長、北野誠 主管研究長、小林啓信 センタ長、関原傑 ユニットリーダー主任研究員には、本論文を纏めるにあたり、数々の便宜を図っていただきましたことを心から御礼申し上げます。磯部展宏 主任研究員、宮崎克雅 ユニットリーダー主任研究員、妹尾茂樹 ユニットリーダー主任研究員、秋山陵 ユニットリーダー主任研究員をはじめとした日立研究所の方々には、種々の御討論および御助言をいただくと共に、日頃の雑談などを通して、研究遂行の上で必要不可欠な好奇心や探究心を刺激していただきましたことを

厚く御礼申し上げます。

株式会社日立製作所 電力システム社 竹原勲 火力事業部長，笹田哲男 事業主管，町田雅人 担当本部長，柴下直昭 センタ長には，本研究成果の工学的展開について，数多くの懇切丁寧なご指導をいただきました。心から感謝致します。蒸気タービン設計部 野村健一郎 部長には，著者が駆出しのころからご指導をいただき，特に研究者として身につけるべき仮説検証プロセスの意識を植付けていただきましたことを深く御礼申し上げます。蒸気タービン設計部 工藤健 主任技師，依田秀夫 技師には，第3章と第5章の研究遂行で御助言をいただくと共に，日頃から著者の研究をサポートしていただきましたことを厚く御礼申し上げます。また，蒸気タービン設計部 青砥裕明 グループリーダー主任技師，半田孝太郎 グループリーダー主任技師，村田健一 主任技師，中村建樹 技師，鈴木文之 技師を始め，蒸気タービンの研究開発に携わる皆様にも種々の御討論をいただき，厚く御礼申し上げます。

なお，本研究は，上記の方々の他にも多くの方々の御協力をいただいて遂行できたものであり，御協力いただいた皆様にこの場を借りて御礼申し上げます。特に，本研究の有限要素法解析では，著者が入社以来，現在に至るまで公私ともに親交を深めさせていただいているアドバンス CAE ソリューションズ 北村義文 主任技師に大きく貢献していただきました。また，第5章の加振試験では，日立パワーソリューションズ 小澤則彦 技師，池田泰造 技師に，多大なる御協力をいただきました。日立パワーソリューションズ 石川哲也 主任技師，嶋村剛 技師には，数々の無理難題にいつも迅速かつ的確な対応をしていただきましたことを深く御礼申し上げます。

最後に，終始変わらず著者を支え続けてくれた妻 真理子に，心からの感謝の言葉を述べて結びといたします。