

締結・接合・接着部の事故例と 力学対策技術の今後*

日本機械学会論文集(A編)
75巻756号(2009-8)

服 部 敏 雄*¹

Accident Examples and It's Mechanical Measures for Joint Structures

Toshio HATTORI*²

*² Faculty of Engineering, Gifu University,
1-1 Yanagito, Gifu-shi, Gifu, 501-1193 Japan

Key Words: Mechanical Joints, Bolted Joints, Welded Joints, Adhesive Joints, Fretting Fatigue, Stress Singularity Parameters, CAE

1. 構造強度上の継手部の重要性

ほとんどの機械、製品はその生産性、メンテナンス性を確保するため、多くの継手部(締結・接合・接着部)を有している。ここではこれらの機械・製品の強度・信頼性上のトラブルの多くがこの継手部で起こることに注目してみる。

古くは鉄道車軸焼ばめ部のフレット疲労、大型タンカー船溶接接合部の脆性破壊、その後航空機のリベット締結部の疲労、新幹線のぞみ号のモータ締結ボルトゆるみ落下、HII ロケット用 LE VII エンジン配管溶接部破損、最近ではトレーラハブの破損、蒸気タービン翼締結部破損、ジェットコースタの車軸ボルト破損、電子機器でも瞬間湯沸かし器はんだ接合部の断線など、例を挙げたらきりが無い。

この原因はそもそもこれら継手部での力の流れが複雑、かつ接触条件など関連因子が多く、応力解析、強度評価が面倒なため、真正面から力学的検討をせず、従来からの経験に頼り過ぎてきたこともあると思われる。たとえば、図1に示すような、片持ち梁構造あるいは、圧力容器を設計しようとした場合、まずは初等的な材料力学を用いて片持ち梁ならば、根元の最大応力 $\sigma = M/Z$ 、圧力容器ならば、周方向応力 $\sigma = PD/2t$ を用いて強度評価を行うが、現実にはこのような単純な構造はほとんど存在しなく、例えば片持ち梁構造ならば、根元をねじ締結したり、締りばめ締結するのが通常であり、破損は通常この締結部で起こる。また、

圧力容器の場合でも一般には鋼板を溶接あるいはリベット締結によって製作するのが通常で、破損も同様の部位で起こる。平滑部位で破損を起こすような単純な設計ミスはまずありえない。しかし何もこれは、主部材、平滑材を主対象とする材料力学解析が役に立たないと言っているのではない、基本的な強度評価には材料力学は不可欠だが、それに加えて重要なことは、最終的な強度評価にはさらに一步踏み込んで、これら継手部に十分注意を払わなければならないということである。

もちろんこのようなトラブルには、力学的検討以外に、生産技術の介入したばらつき、材料科学的な検討も必要な場合も多々あるが、ここではこの継手部のトラブルを力学的な面からのみ追求し、今後の教訓・対策として紹介する。

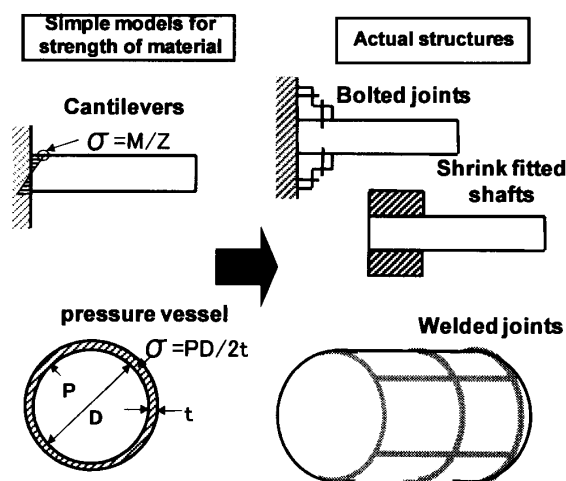


Fig. 1 Material strength models and actual structures

* 原稿受付 2009年5月29日。

*¹ 正員、フェロー、岐阜大学工学部(〒501-1193 岐阜市柳戸1-1)。

E-mail: hattori@gifu-u.ac.jp

2. ねじ締結部

ねじ締結は、分解・再組み立てが可能なこと、小さな力で大きな締結力が得られることなど、多くの利点を有し、機械要素としては最も古い歴史を有しており古くから多くの解析・研究がなされてきた^{(1)~(13)}。しかしねじ・ボルトの類はあまりにも身近なゆえに力学的検討が軽んじられている風潮がある。ねじ締結の上述の利点は、反面一歩間違えると「緩み」、「破壊」というトラブルに直結することになり、ねじ軽視は命取りになることを十分認識することが重要だ。

最近のねじ締結のトラブルの背景に、異材との締結の増大がある。例えば軽量化を目的としたアルミ材、FRP材の使用⁽¹⁾⁽²⁾、半導体をはじめとする電気・電子機器では絶縁体としてのプラスチック材の締結などである。一般にねじ締結体には図2に示す軸方向と、軸直角方向の2種類の負荷が考えられる。まず軸方向負荷に対しては内力係数の考えが重要となる。図3にボルト、被締結体ともに鋼の場合と、被締結体にアル

ミを使用した場合の締付け三角形を示す。外力 F_t に対するボルトの荷重負担分 F_b を、内力係数 ($\phi = F_b/F_t$) と言うが、被締結体をアルミにし、被締結体の剛性を1/3に低下することにより、ボルトの負担荷重が倍増し、緩み、疲労破壊等を引き起こす可能性が高まる。また鋼とアルミ、電子機器のように熱膨張係数の異なる2種類の被締結体を複数のボルトで締結した場合の問題は軸直角方向負荷に対するゆるみである。

ねじ締結体に軸直角方向の負荷が働く場合、図4に示すごとく以下の2つの接触面、

すべり面 A：両締結体間

すべり面 B：ボルト頭と、被締結体間

でのすべりが考えられる。荷重の上昇とともに、まずすべり面 A ですべりが発生し、すべり面 B は固着、つまりボルトの頭(あるいはナット)と被締結体は一体となっており、このすべり変位は全てボルトの弾性曲げ変形で吸収している。しかしさらに外力を増す(強制変位を増やす)と、ボルトの弾性曲げ変形がこの強制変位に追従できなくなりすべり面 B でもすべるよ

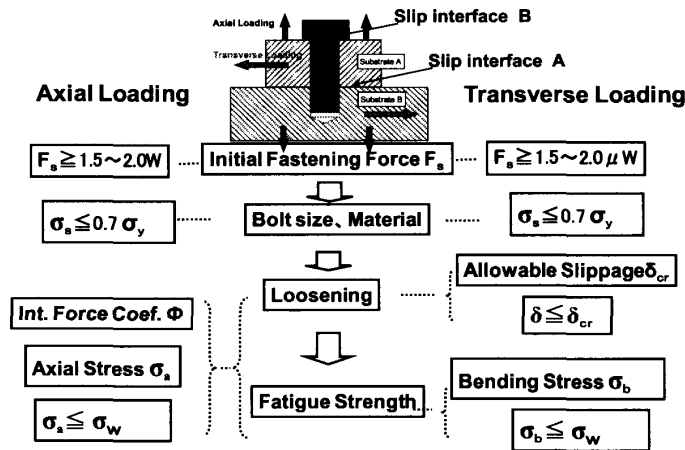


Fig.2 Design methodology of bolted joints for each loading directions

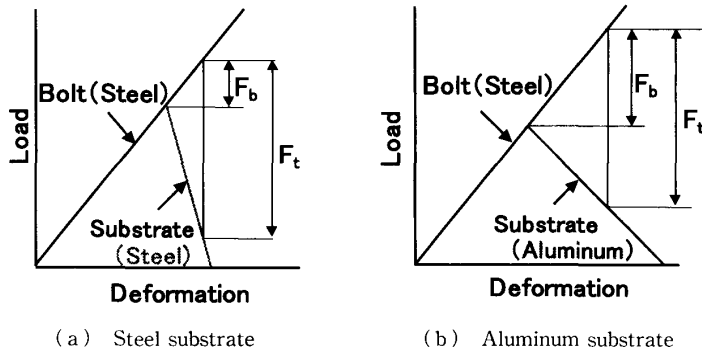


Fig.3 Allotment ratios of bolts depend on the stiffness of substrates

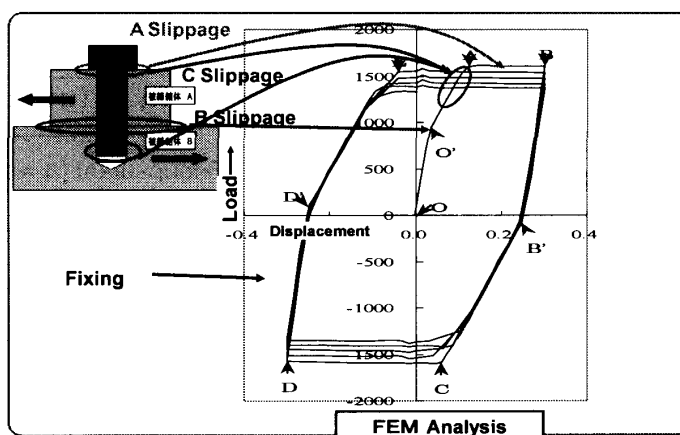


Fig. 4 Slippage and loosening behavior on transverse loadings

うになる。このすべり面 B ですべりが発生し始めると、すべり中にボルト頭に回転のモーメントが与えられボルト(あるいはナット)に回転ゆるみが発生することも観察、シミュレーションされており、このすべり面 B でのすべり発生点がすべり面 A でのゆるみ限界すべり量 S_{CR} として設計に供されている⁽²⁾⁽³⁾。

教訓・対策としては、まずは、内力係数に基づいた強度設計の重要性があげられる。そのうえで、場合によっては熱変形に対して限界すべり量に着目したゆるみ評価等も必要となってくることになる。

3. 接 着 部

最近の接着剤の利用は目覚しく、例えば軽量化設計が要望されている航空機や自動車においては、構造用接着剤による強度部材の接合が各所で採用される様になってきている。また、電子・光学機器の組立て、電子部品の封止(パッケージ)などの分野でも、精密固定、無応力締結あるいは工程上の容易さなどの利点から接着剤利用の拡大は著しい。

しかしこのような現状にもかかわらず、接着接合部の強度評価が難しいこともあり、トラブル事例は数多くある。ここでは、電子機器の封止を例に取り上げ、そのトラブルと、対応としての新しい強度評価法の提案について述べる。

図5に代表的なIC樹脂封止(プラスチックパッケージ)の構造を示す。このパッケージの組立てにあたっては、まずシリコンウエハから切り出した個々のチップを接着剤や Au-Si 共晶接合などによって金属製リードフレームのタブ部に固定する。次にチップとリードフレームを金線によって電気接続し、これらの周囲をエポキシ樹脂によってモールドする。

パッケージの主要な損傷モードを図6に示す。チッ

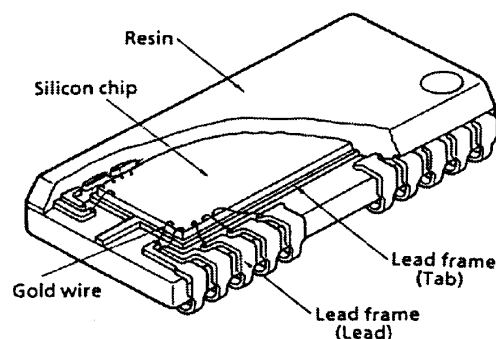


Fig. 5 Structure of IC package

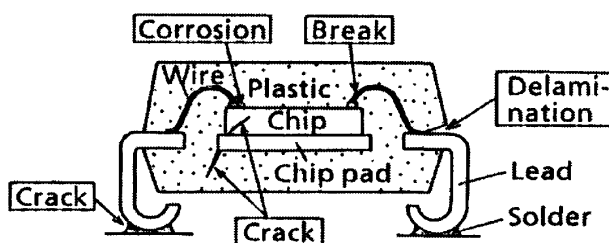


Fig. 6 Failure modes of IC package

プ、リードフレーム、モールド樹脂などは互いに線膨張係数が異なるため、モールド温度(170°C前後)からの冷却や、信頼性試験のための温度サイクル試験などでは、パッケージ内部に熱応力が発生する。この熱応力が原因となって、チップや樹脂、接着界面などに種々の損傷が発生する。また組立てプロセスなどの外力や、はんだ付け加熱時のパッケージ内部の蒸気圧などによっても同様な損傷が発生することがある。これら損傷モードの多くには、界面のはく離が関与しており、もし界面のはく離を完全に防止できるならば、パッケージの信頼性は飛躍的に向上する。以下に界面のはく離が関与したいくつかの損傷モードの例について述

べる。

(1) アルミ配線腐食

チップ/樹脂界面のはく離あるいは樹脂中のボイドなどによって、チップ表面にすき間が存在すると、この部分で水分が結露して水膜を形成し、チップ表面の微細 Al 配線を腐食させる。またリードや金属と樹脂の界面のはく離すると、外部の水分が容易にチップ表面に到達するようになり、腐食寿命を低下させる。

(2) チップ割れ⁽¹⁴⁾

チップ割れは多くの場合、チップをタブに固定するダイボンディング工程で発生する。リードフレーム材(42アロイなどの Fe-Ni 合金または Cu 合金)の線膨張係数はシリコンより大きいため、ダイボンディング後の冷却過程で熱応力が発生する。チップ、タブの曲げ剛性が低い場合には、反りによる引張り応力がチップ表面に作用して垂直型のチップ割れが生じ、剛性が高い場合にはチップ端部から水平型の割れが生じることがある。チップ/タブ間に部分的な接着あるいは接合不良がある場合には、チップに座屈状の変形が発生し、樹脂モールド後でもチップ割れを生じることがある。

(3) 温度サイクル時の樹脂割れ⁽¹⁵⁾

温度サイクル時の樹脂割れはタブ、リードなどの端部から発生し、これには通常何らかの界面はく離が関与している。代表的なリードフレーム材である 42アロイと Cu 合金の場合について、樹脂割れの発生メカニズムを図 7 に示す。42アロイではタブ/樹脂間、Cu 合金ではチップ/タブ間の熱膨張差が、界面はく離によってタブ下端部に応力を集中させる。

(4) リフローはんだ付け時の樹脂割れ

パッケージに使用する樹脂には、わずかではあるが吸湿する性質がある。現在、電子部品の基板への実装法として、基板全体を電子部品とともに加熱するリフローはんだ付けが一般となっている。この実装法ではパッケージ自体が 200°C 以上の高温にさらされるため、樹脂が吸湿している場合、水分が気化してタブ/樹脂などの界面に高い蒸気圧が作用する。この蒸気圧は図 8 に示すように界面をはく離させ、さらに樹脂の割れを引き起こすことがある⁽¹⁶⁾。図 9 はパッケージ加熱開始後の蒸気圧の変化を、水分拡散・変形シミュレーションによって求めた例⁽¹⁶⁾である。40 秒後のパッケージ温度は約 210°C であり、この時の圧力は約 1.3 MPa にも達している。これらのトラブルを防止するためには、各接着界面のはく離強度の正確な評価が不可欠である。接着界面の強度評価で最も困難な点は、はく離発生の起点となる接着端では材料および形状の

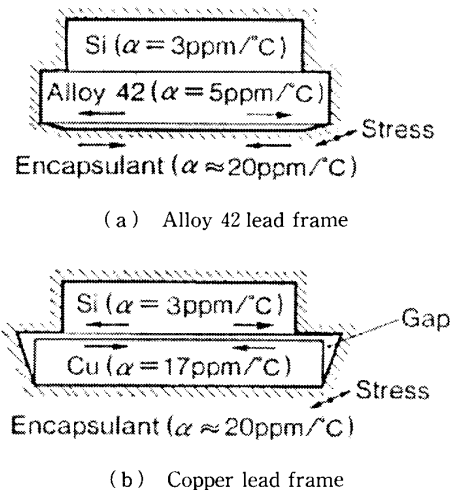


Fig. 7 Mechanisms of resin cracking (α : Thermal expansion coefficient)

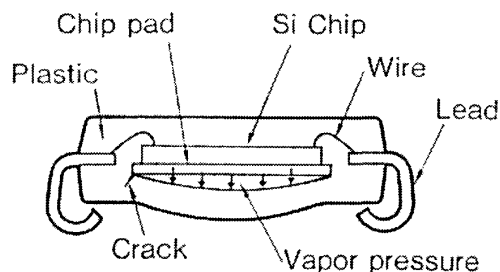


Fig. 8 Resin cracking caused by steam pressure

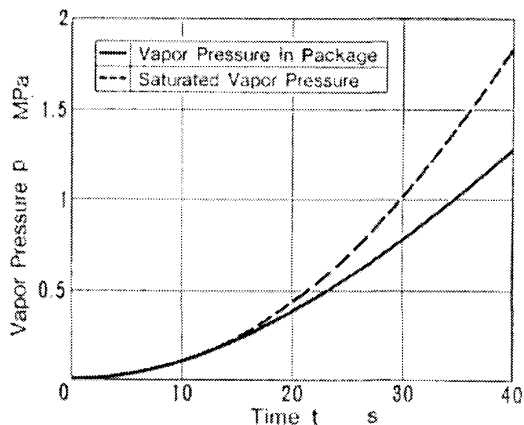


Fig. 9 Steam pressure in soldering process

不連続のため、応力の特異場となり、応力値のみでは高精度な評価ができないことである。そこで過去この応力特異場を近似的に表現する二つの応力特異場パラメータを用いて接着界面の強度評価をする方法が提案されてきた^{(17)~(22)}。例えば、図 10 に示す接着端の場合、この近傍の応力分布が近似的に

$$\tau(r) = H/r^\lambda \quad \dots\dots\dots (1)$$

$\tau(r)$: 応力 MPa
 r : 特異点からの距離 mm
 H : 応力特異場の強さ
 λ : 特異性の指数

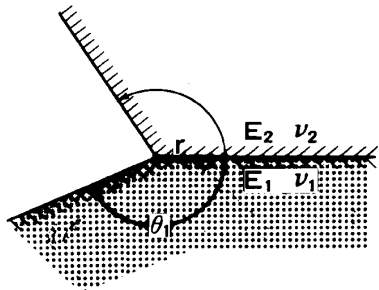


Fig. 10 Geometry of bonding edge

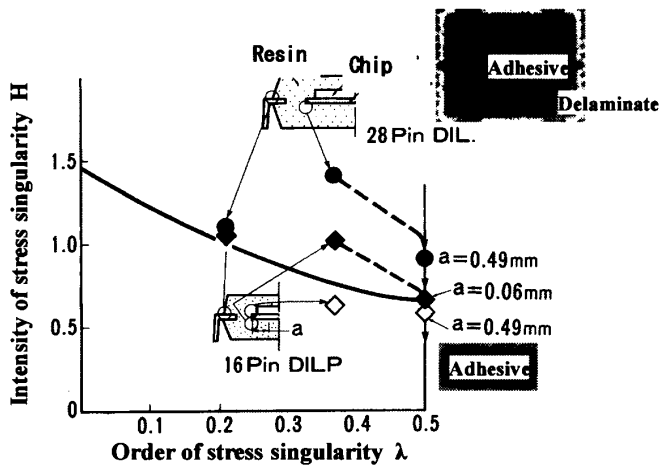


Fig. 11 Adhesive strength evaluation using stress singularity parameters

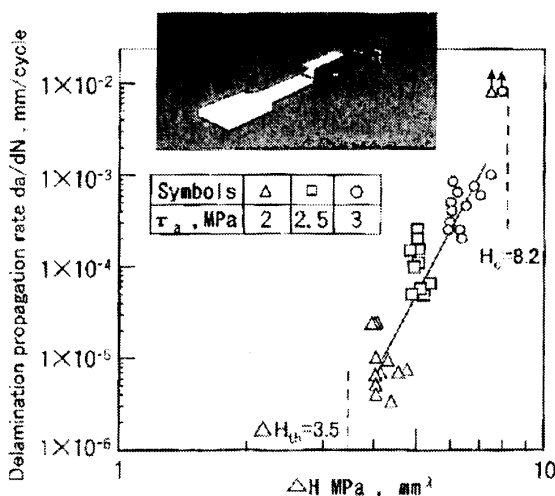


Fig. 12 Delamination rate evaluation using stress singularity parameters

で示されることに着目し、この H と λ によって接着構造の強度を評価する方法を提案し、種々適用を行ってきた⁽²⁰⁾⁽²¹⁾。この方法をパッケージモールド後の降温過程ではなく離発生を予測した結果を図11に示す。16ピン及び28ピンのいずれのパッケージでも、タブ下面の接着端にはく離が発生する。しかしこのはく離は、16ピンパッケージの場合、はく離はほとんど進展しないで停止すると予測されるが、26ピンの場合かなりの領域まではく離が進展すると予測される。これらの予測結果は、同図の超音波観察の結果ともよく一致しており、この評価法の妥当性が確認できる。

この手法は、破壊力学でのき裂進展評価 ($\Delta K-da/dN$) 同様に、接着界面の熱サイクルあるいは繰返し負荷下でのはく離進展の評価 ($\Delta H-da/dN$; 図12参照) に供されるようになり、接着構造物機器の寿命評価も可能となった⁽²²⁾。

4. 接触端部

接触端部も接着端部と同様応力特異場となっており、非常に低い応力の繰返しで、接触端に微小き裂が発生することがある。これをフレットング疲労と呼び過去解析的・実験的な研究が種々行われてきた^{(23)~(31)}。例えば、図13に示すような、焼きばめ軸継手、タービン発電機コイルウエッジ部、ターボ機械動翼はめ込部などである。ここではタービン発電機コイルウエッジ部のトラブルをとりあげ、その状況と対応について示す⁽²⁷⁾。

タービン発電機は図14に示すごとく、ローターとステーターより成り、ローターの断面は、図15のごとく多数のロットが形成されており、ここにコイルを入れて電極を構成している。ここでこのロット内でコイルが遠心力で飛び出ないようにウエッジで押さえられている。この場合ウエッジは軸方向に多数に分断され、ロットは軸方向に一体となっているため、必

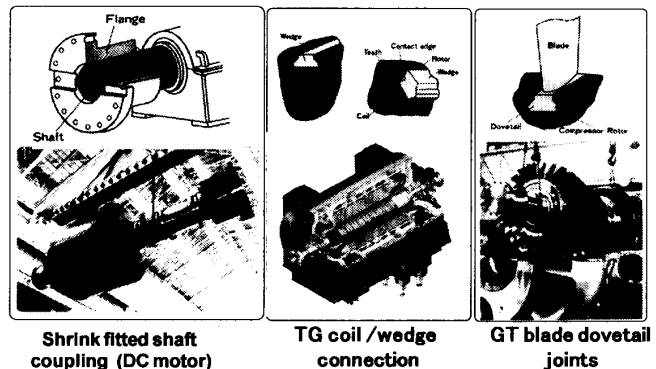


Fig. 13 Failure examples of fretting fatigue

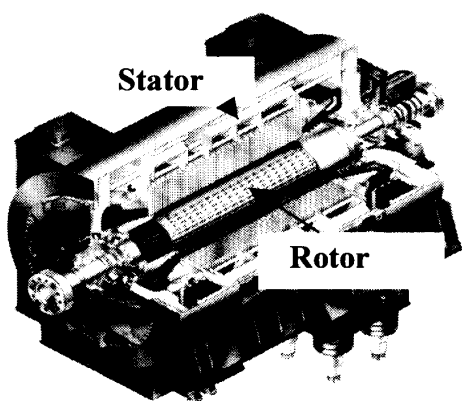


Fig. 14 Turbine generator

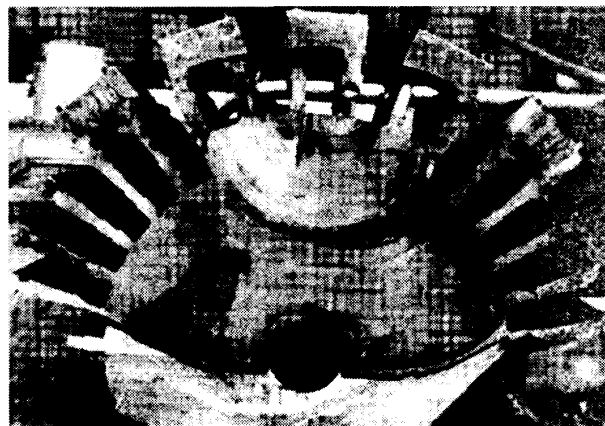


Fig. 17 Fatigue failure surface of TG rotor

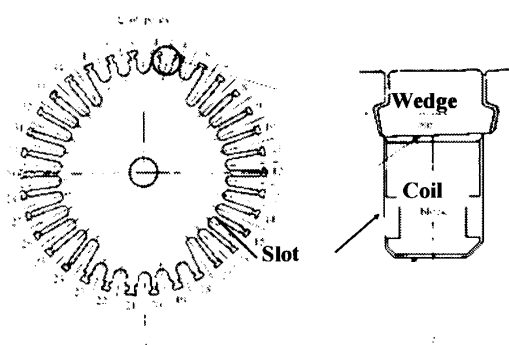


Fig. 15 Cross section of TG rotor⁽²⁷⁾

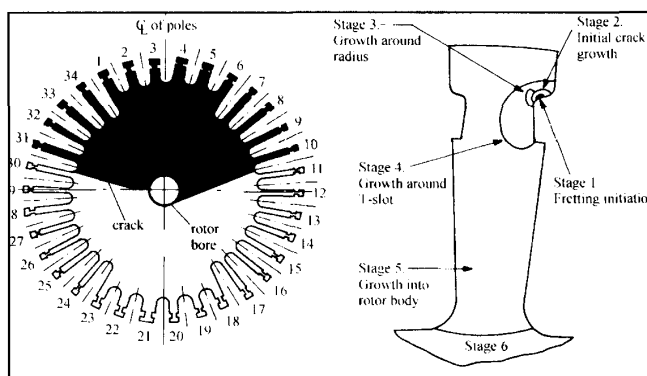


Fig. 18 Fretting fatigue crack propagation process in TG rotor

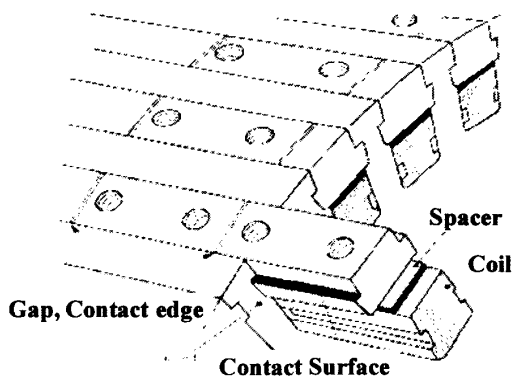


Fig. 16 Gap between slot and wedge⁽²⁷⁾

ず図16のように接触端、ギャップが存在し、ローターが自重で撓んだ状態で回転するとローターの一回転毎にこの接触端で相対的なすべり及びせん断力の集中が発生することになる。近年タービン発電機の大容量化に伴いローター長が伸びると、この相対すべり、せん断力の集中も増大し、上記フレット疲労により、ローターが破断するという事故が1976年英国で起こった。破面は図17、18に示すように、ダミースロットの接触端部に微小き裂が発生し、最初非常にゆっくり

進展し、長い時間をかけて進展し破断に至るというフレット特有の経過を示している。

この種のフレット誘起疲労損傷を考慮した強度設計には、この微小き裂の発生、進展の予測が不可欠である。従来は、この接触条件下の応力解析が困難であったこと、フレット疲労強度の低下は単に応力のみでなく、酸化などの金属学的、化学的な因子が重要視されていたため、近似モデルを用いた疲労試験データに基づいて強度設計されてきたが、最近では、接触条件下の応力解析技術の進歩⁽²⁸⁾、破壊力学解析、応力特異場解析の進歩^{(24)(29)~(31)}によって、応力のみから相当精度よく強度予測できるようになった。ここではこれらフレット疲労の全プロセスを考慮した強度評価法について述べる。図19にそのモデルを示すが、そもそも接触端は応力が集中して、き裂は発生し易いが、この発生した微小き裂はこの接触端に働く高い接触面圧のために開口しづらく進展しないままある程度の寿命を費やすことになる。しかし、この接触端部にフレット摩耗が進展してくるとこの高い面圧集中が緩和され、この微小き裂も開口し易くなり

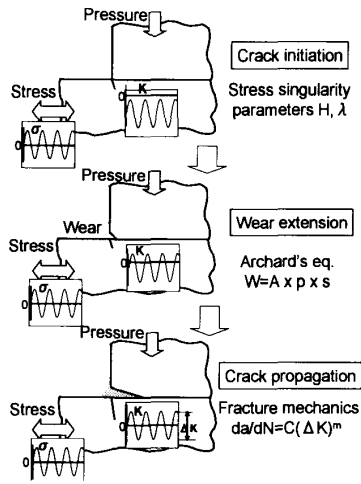


Fig. 19 Mechanisms and processes of fretting fatigue

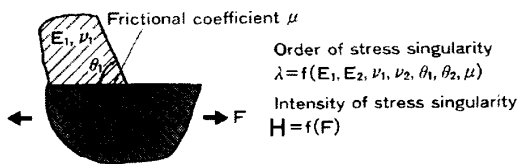


Fig. 20 Geometry of contact edge and stress singularity parameter

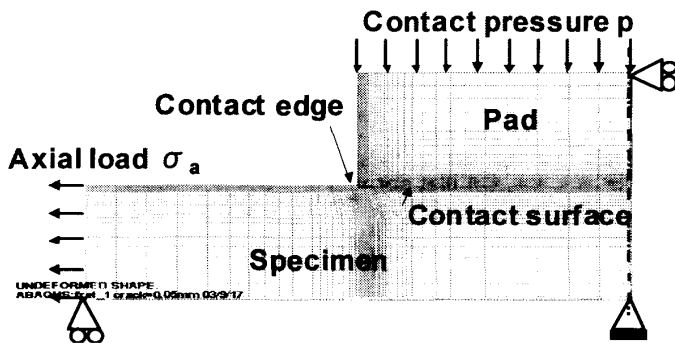
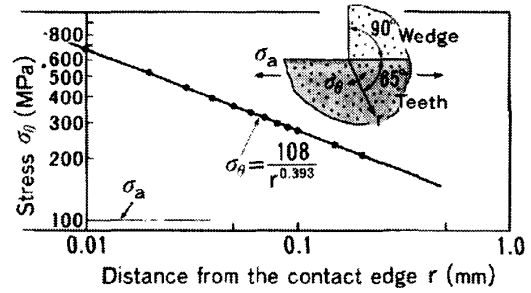


Fig. 21 Contact model for analyze initiation of fretting fatigue crack

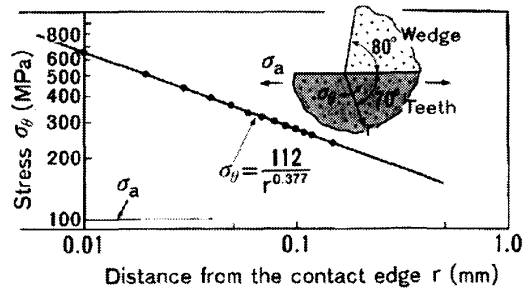
いよいよ進展し始めることになる。

そこで以下に、応力特異場パラメータを用いたフレットング微小き裂の発生予測, それを用いた接触端部構造の最適化について述べる。

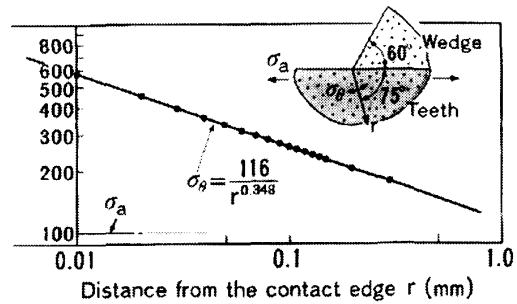
一般に図 20 に示すような接触端近傍の応力分布は、前述の接着端と同様、二つの応力特異場パラメータ H と λ で表わされる。特異性の指数 λ は、各々の材料の弾性係数、接触端の角度、摩擦係数によって決まる。図 21 の単純なフレットングモデルの解析例を図 22 に示す。また接触端角度それぞれ 90° , 80° , 60° 及び 45° の場合の接触端近傍の応力分布を式 (1) にベスト



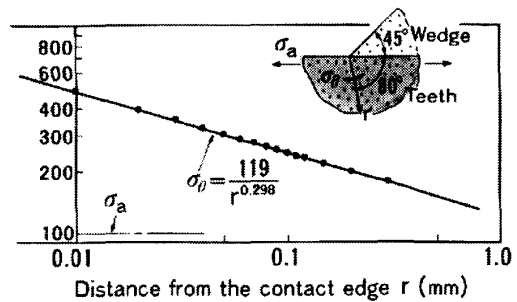
(a) Wedge angle $\theta=90^\circ$



(b) Wedge angle $\theta=80^\circ$



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



(d) Wedge angle $\theta=45^\circ$

Fig. 22 Stress distributions near contact edge

フィットして求めた H と λ を図中に示す。このようにして求めた応力特異場パラメータを、素材(Ni-Mo-V 鋼)の疲労強度データベース (σ_{w0} など)、破壊力学データベース (ΔK_{th} など)より求めたき裂発生限界基準(図 23)と比較することにより、フレットングき裂発生強度が、図 24 のごとく求まる。この図から、接触端角度を $\pi/3$ 以下にするとフレットング疲労

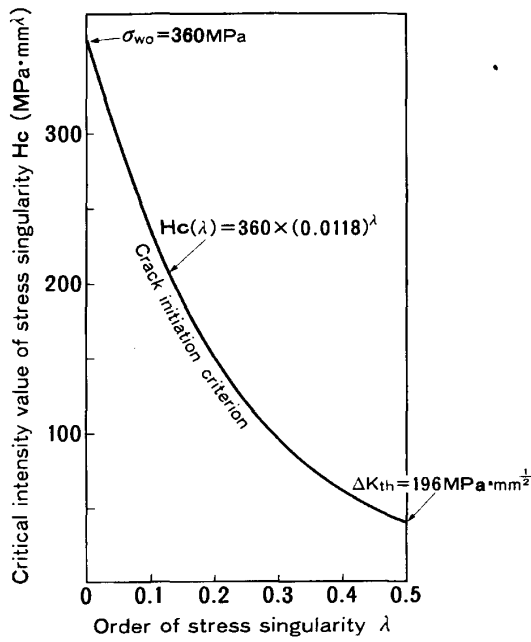


Fig. 23 Crack initiation criterion using stress singularity parameters

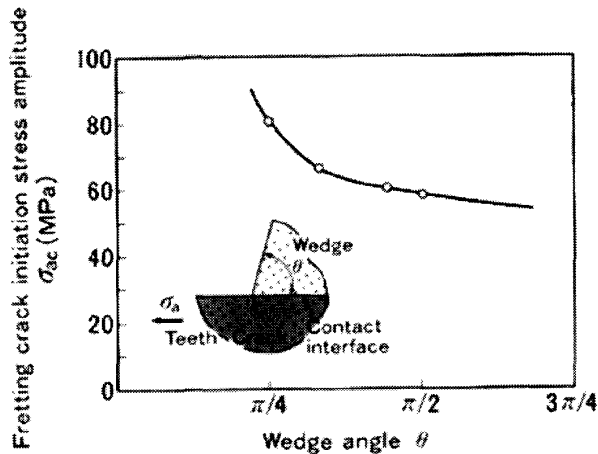


Fig. 24 Relation between fretting fatigue crack initiation strength and contact edge angle

き裂発生強度を高めることができることが分かる。従ってフレットング疲労強度の観点から言えば、接触端の形状は、図 25 の左側の形状よりも右側の形状が適切であることが分かる。この見方は先述の接着端でも同様であるが、このような応力特異場部位は、図 26 に示すように、むしろ一体化されたモデルとして見たほうが実用的で分かり易く、容易に対策形状が思いつくことになる。

次にこの発生した微小き裂の、摩耗の進行に伴いながらの進展を予測する必要があるが、摩耗の進行に関しては Archard の式、き裂の進展に関しては破壊力学を用いて詳細に解析した例⁽³²⁾があるのでご参考願

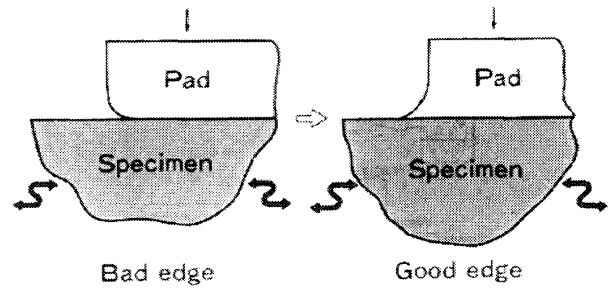


Fig. 25 Recommendation of contact edge shapes

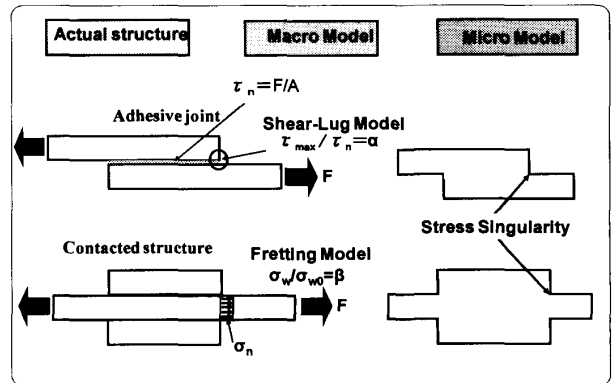


Fig. 26 Imagination models for fatigue strength evaluation of adhesive or contacted structures

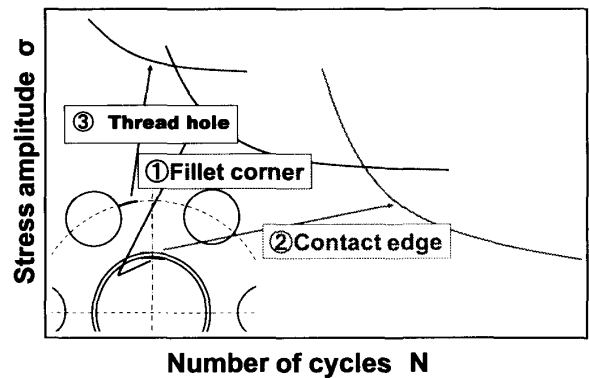


Fig. 27 Fatigue strength for each portion in hub joint structure

いたい。結果的には、超長寿命の果てに、フレットング疲労強度は、先述の接触端でのき裂発生強度にまで下がることになり、実験室的に得られる 10^7 程度の疲労強度を用いて製品の強度設計を行うと失敗をすることとなる。その例が先述のタービン発電機ロータ破損、最近のトレーラハブ、ゆりかもめハブ、ジェットコースター車軸等の輸送機器の締結部の破損と考えられる。図 27 に、トレーラの破損例ハブ締結部位を示す。負荷が大きい場合は③のねじ孔部をつなぐ部位の静的破断が考えられるが、負荷が下がり高繰返し数領域に

なるに従って、応力集中の高い①の段差部、さらに超高繰返し数領域になると、フレッティング疲労による②の接触端部での破損が考えられる。これを $S-N$ 曲線で示すと図 27 の如くなる。製品の品質保証試験として工場内で、通常の疲労強度確認として行われる 10^7 程度の繰返し数領域で確認したのみでは、実際の顧客でのそれ以上での稼働繰返し数領域での摩耗を伴ったフレッティング疲労強度レベルを充分把握したことにはならず、顧客の使用中に事故につながる可能性がある。

5. CAD/CAE 一貫通設計ツールの開発

これまで、締結・接合部の力学設計に関わる問題点とそれを解決する個別技術を述べてきたが、これからの産業界での現場設計者の重要な仕事は、これら高度な個別技術を正確に使いこなして頂くことにある。常日頃幅広い技術分野をレポートリーとしておられる機械設計者として、これらを一切見落とし無くカバーすることは至難の業とも考えられるゆえ、誰が設計しても上記要素技術を見落とさないような規格・基準化、さらにはこれらの基準の設計ツールへの組込みが必要となる。例えばフレッティング疲労に関しては、以前機械学会機械材料・材料加工部門内にフレッティング疲労標準試験法作成分科会を設立(武藤委員長)し、世界に先駆けて学会標準規格「JSME S 015 フレッティング疲労試験方法」⁽³³⁾ を出版し、設計技術者の設計精度向上に大いに貢献している。一方 IT 活用設計技術の目覚ましい進展の中であって構造設計は立派なソルバー(FEM 解析ソフト)があればよいんだという安易な納得がある。確かに最近非線形、接触、衝撃等ほとんどの問題に対応できるソルバーの開発は目覚ましいが、それよりさらに重要なことは、

- ①この解析に用いる締結・接合部モデルの正しい作成。
- ②解析結果に基づいた汎用的強度評価法の確立。
- ③これらを図 28 の如く結びつけた一貫通 CAE 設計システムの構築。

である。以下これらを具体的に説明する。

5.1 締結・接合部のモデル化(等価剛性, 等価減衰率) 勿論一体成形(削り出し)で製作された機械・機器ならば上記障害は無く FEM 解析で十分正しい解が得られるが、ほとんどの機械・機器はその組立て性、解体性の要求から多くの締結・接合部を有しておりこの締結・接合部をどうモデル化するかが重要となる。これは一見ささいな問題ではないかと錯覚を受けるが、ほとんどの構造物が材料力学で言う“不静定問

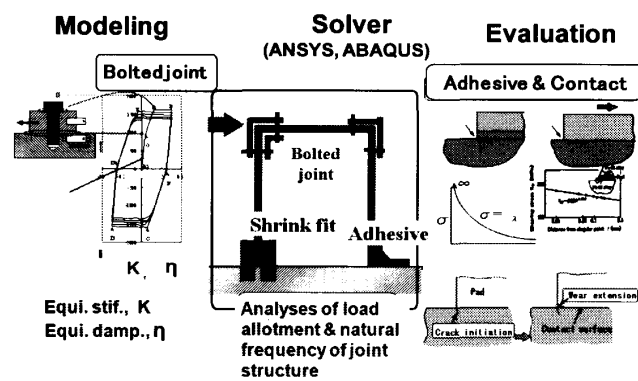


Fig. 28 Modeling/Analysis/Evaluation unified CAE systems and necessary databases for each process

題”であることから重大なこととなる。例えば図 28 中央に示す 3 本の柱・梁を 3 種類の締結方法で組み立てたとする。この構造物に外力が加わった場合の各梁に加わる応力を計算しようとする場合実はこの 3 種類の締結部の等価剛性が分からないと各柱・梁に加わる荷重分担が予測できないのである。つまり剛性の高い締結部、柱・梁には大きな荷重分担を引き受けさせられ、剛性の低い締結部、柱・梁は遊ぶことになる。従ってある締結部の等価剛性を見誤ると、その締結部のみでなく構造全体の荷重分担を見誤ることとなりせっかく立派なソルバーを使っても解析者が正しい等価剛性、等価減衰率を入力しなければ正確な解は得られない。それならばこの締結・接合部を実機のまま忠実にモデル化すればいいのではないかという考えもあるが、一般に機械・機器は何十、何百というねじ締結、はめあい部を多用しており、これらを全て接触問題で解析するのは現実的に不可能であり、コストパフォーマンスを考えたら意味の無いこととなる。

5.2 解析結果の表示と強度評価 通常 FEM 解析の結果表示は応力分布の等高線表示が主で、強度評価は単純にこの等高線の最大応力値を使って疲労強度評価等を行っているのが現状である。しかし一般に最大応力が発生する複雑形状の表面の節点応力は積分点応力からの外挿が一番難しいところであり、結果的に多くの費用と労力を使いながら一番誤差の大きい応力値を用いて強度評価している事になる。従ってせっかくの解析結果を 100%使い切るためには、応力分布を等高線表示のみでなく最大応力勾配方向に沿っての応力分布グラフ表示を自動化し、これを用いて強度評価する設計システムを構築する必要がある。この最も象徴的な例が接着端、接触端部(焼嵌め端部)の応力特異場領域の解析結果表示、強度評価である。この場合に

Table 1 Organization/role map of committee RCD 356 "Construction of modeling, analyzing, evaluation CAE system on joint structure"

WG	Databases for CAE		Standardization of test	Chair of each WG
	Modeling (Pre.)	Evaluation(Post.)		
Bolted joint	Internal load ratio Equivalent stiffness Equivalent damp. fac.	Fatigue strength Loosening	Axial loading Transverse loading Thermal cycle	T. Kagiwada S. Izumi
Adhesive	Elements for adhesive interface & bond edge Properties of material	Multi-axial stress Surface energy Stress singularity Fracture mechanics	Standardized TP Lap, Butt, Tear, Delamination da/dN Thermal cycle	G. Satou M. Iwasa
Fretting	Contact problem Explicit/Implicit od ABAQUS, DYNA	Crack initiation Wear Crack propagation	JSME S015	M. Kubota N. Nishimura

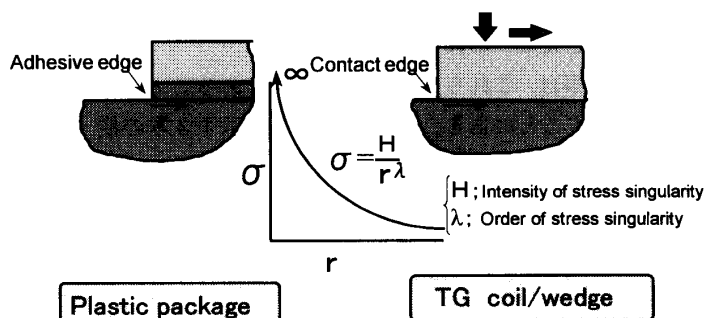


Fig. 29 Stress distributions near adhesive or contact edges and strength evaluation using stress singularity parameters

は図 29 に示すごとく端部で応力は無限大となる応力分布をしており FEM の最小要素寸法を小さくすればするほど最大応力は大きくなり従来の方法では汎用的な強度評価が出来ない。そこでこの応力分布が 2 つの応力特異場パラメータ、つまり応力特異場の強さ H と、特異性の指数 λ で表示できる事に着目し、この 2 つのパラメータを応力分布からベストフィット自動算出して強度評価する方法が必要となる。

これらの技術は、現在産業界での厳しいグローバル競争の時代に、世界に先駆けて標準化を勝ち取るべき戦略上重要な技術と考えている。

これを目標に、過去 2006 年 4 月～2009 年 3 月まで、機械学会機械材料・材料加工部門の中に、RSCD 356 「締結・接合・接着部の CAE 用モデリング及び評価技術の構築」分科会を設立して、表 1 の 3 つの WG に分けて、モデリング(プリ)、表示・評価(ポスト)に分けて活動を進めてきた。

現在これらの要素技術成果にさらに幅広いものづくり現場の設計・生産技術・品質保証・保全の技術者の意見も入れた汎用ツールに仕上げるべく、この 2009 年 4 月～2011 年 3 月までの計画で、RC-D 6 「締結・接合・接着部の CAE モデリング・解析・評価システ

ム構築研究分科会」が設立され、さらに実用のフェーズに向けた分科会活動が展開が続けられている。当分科会では引き続き新しい研究委員、企業委員の参加依頼を続けているので、ご賛同頂ける方は是非お申し出願いたい。

文 献

- (1) NIKKEI, *New Materials*, (1992, 10, 5), p. 8.
- (2) Izumi, S., Three-dimensional Finite Element Analysis on Tightening and Loosening Mechanism of Bolted Joint, *Transactions of the Japanese Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 71, No. 702 (2005), pp. 204-212.
- (3) Nishimura, N., Hattori, T. and Yamashita, M., Self Loosening Behavior of Metal Thread Joints under Transverse Cyclic Loading, *Key Engineering Materials*, Vol. 340-341 (2007) pp. 1467-1472.
- (4) Yamamoto, A., *Theory and Design of Bolt Joints* (in Japanese), (1977), p. 30, Yokendo.
- (5) Yoshimoto, I., *Points for Design of Bolt Joints* (in Japanese), (1992), p. 177, Japanese Standards Association.
- (6) Editorial board of handbook of joint technique, *Handbook of Joint Technique* (in Japanese), (1994), p. 615, Industrial service center.
- (7) VDI 2230, Systematische Berechnung Hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, (1974).
- (8) Fukuoka, T., Finite Element Simulation of Mechanical

- Behaviors and Seal Performance of Oil Seal Plug, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 64, No. 625 (1998), pp. 2395-2401.
- (9) Kim, J. G., Finite Element Modeling and Experimental Verification of the Structures with Bolted Joints, *Transactions of the Korea Society of Mechanical Engineers*, Vol. 20, No. 6 (1996), pp. 1854-1860.
- (10) Hurrell, P. R., Good Practice in Modelling of Pressure Vessel Bolted Joints for Stress and Fatigue Analysis, *ASME PVP*, Vol. 405 (2000), pp. 123-130.
- (11) Montgomery, J., Methods for Modeling Bolts in the Bolted Joint, *ANSYS 2002 Conference*, (2002).
- (12) Rutman, A. and Kogan, J. B., Software takes the load off joint modeling, *Machine Design*, Vol. 70, No. 6 (1998), pp. 79-87.
- (13) Naruse, T., Simple Modelling and Strength Evaluation Methods for Bolt Joints Using Shell Elements and Beam Elements ((1) Modelling Method), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 73, No. 728 (2007), pp. 522-530.
- (14) VanKessel, C. G. M., *IEEE Trans. Comp., Hybrids, Manuf. Technol.*, CHMT-6 (1983), pp. 414-420.
- (15) Nishimura, A., *IEEE Trans. Comp., Hybrids, Manuf. Technol.*, Vol. 12 (1989), pp. 639-645.
- (16) Fukuzawa, I., *Proc. 23rd Int. Reliability Physics Symp.* (1985), pp. 192-199.
- (17) Ioka, S., Kubo, S., Ohji, K. and Kishimoto, J., *JSME International Journal*, Vol. 39, No. 2 (1996), pp. 197-203.
- (18) Kubo, S., Kuchinishi, M., Sakagami, T. and Ioka, S., *International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics*, Vol. 15 (2001), pp. 261-267.
- (19) Koguchi, H., Muramoto, T. and Ihara, I., *JSME International Journal*, Vol. 42, No. 1 (1999), pp. 80-89.
- (20) Hattori, T., A stress singularity parameter approach for evaluating adhesive strength, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 54, No. 499 (1988), pp. 597-603.
- (21) Hattori, T., A stress singularity parameter approach for evaluating the adhesive strength of single lap joints, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 56, No. 523 (1990), pp. 618-623.
- (22) Iwasa, M. and Hattori, T., New application of fracture mechanics, *Journal of Material Science*, Vol. 39, No. 439 (1990), pp. 463-469.
- (23) Mutoh, Y., *JSME International Journal*, Vol. 38, No. 4 (1995), pp. 405-415.
- (24) Xu, J.-Q., Mutoh, Y., Shirai, S. and Kondoh, K., *Journal of Japan Society of Materials Science (in Japanese)*, Vol. 52, No. 1 (2003), pp. 69-74.
- (25) Hirakawa, K. and Kubota, M., *Proceeding of Instantaneous Mechanical Engineers*, Vol. 215-F (2001), pp. 73-82.
- (26) Kondoh, Y., *Journal of Japan Society of Materials Science (in Japanese)*, Vol. 51, No. 9 (2002), pp. 1017-1022.
- (27) Suresh, S., *Fatigue of Materials*, 2nd ed., (1998), Cambridge Univ. Press.
- (28) Okamoto, N. and Nakazawa, M., *International Journal of Numerical Methods in Engineering*, Vol. 14 (1979), pp. 377-385.
- (29) Hattori, T., Fretting fatigue analysis using fracture mechanics, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 53, No. 492 (1987), pp. 1500-1507.
- (30) Hattori, T. and Nakamura, M., Fretting Fatigue Evaluation using Stress Singularity Parameters at Contact Edges, *Fretting Fatigue,ESIS 18*, (1994), pp. 453-460.
- (31) Hattori, T., Nakamura, M. and Watanabe, T., Fretting Fatigue Life Simulation using Stress Singularity Parameters and Fracture Mechanics, *Developments in Fracture Mechanics for the New Century ASMS*, (2001), pp. 110-117.
- (32) Hattori, T. and Watanabe, T., Fretting Fatigue Strength Estimation Considering the Fretting Wear Process, *Tribology International*, Vol. 39 (2006) pp. 1100-1105.
- (33) Mutoh, Y., *Standardization of fretting fatigue test*, JSME S 015 (2002), JSME.