

シャシ部品の寿命評価と信頼性向上*

Life Estimation and Improvement in Reliability of Chassis Components

池村 澄男¹⁾ 岩佐 弘司²⁾

Sumio Ikemura

Hirozi Iwasa

To improve the estimation method of fatigue life based on Modified Miner's Rule, influence of mean load and fatigue characteristics under actual service load condition were investigated. As a result, defined Load (stress) conversion factor and correcting factor (real life/calculated life) could be set up in accordance with load types and part shapes. A practical estimation method of fatigue life using these factors was developed. Meanwhile welding joints often have minimum fatigue strength in chassis components, so improvement techniques of endurance reliability on welding joints were investigated. As a result, controlling of the start and end points of weld line, applying of shot peening etc. were found to be effective methods.

Key Words : Chassis, Durability, Welding / Fatigue Life Estimation, Modified Miner's Rule, Mean Load, Load Amplitude, Actual Service Load, Fatigue Strength, Shot Peening

20 分類 : 5

1. ま え が き

設計者が設計段階で部品の疲労強度を適切に評価し、合理的な構造を検討できるようにするため、コンピュータを活用した対話型の疲労強度評価システム

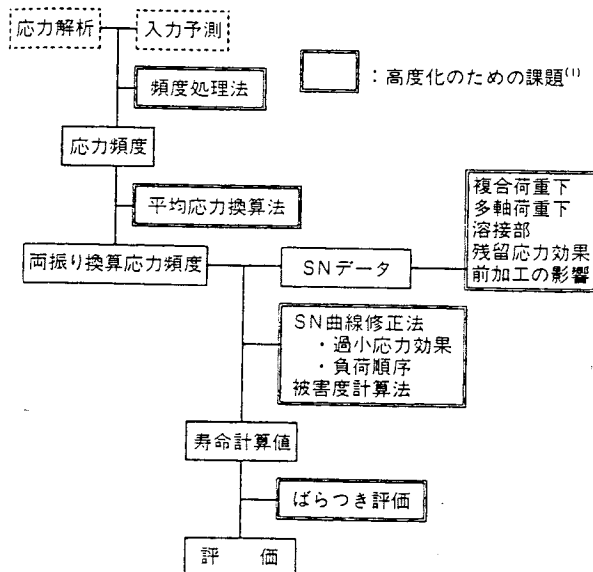


図1 寿命評価の流れ

* 1990年7月16日受付

1)・2) 三菱自動車工業(株)乗用車技術センター (444 岡崎市橋目町字中新切1)

ムの開発が盛んに行われつつある⁽¹⁾。これは図1に例を示すように、部材にかかる入力⁽²⁾と有限要素法による部材の応力解析を合わせて、各種材料のSN曲線をデータベースとして持ち、評価手法を適宜選択し疲労強度を評価しようとするものである。

しかし、知識データベースというべき評価手法は必ずしも確立されたものではなく、図中に示すような“高度化のための課題”⁽¹⁾が多く、真に実用性のある高度なエキスパートシステムとして完成されたものは見あたらない。

そこで、寿命推定方法を実用性のあるものにするに最も基本となる、平均荷重の考慮方法及び変動荷重下の疲労特性について明らかにしたので報告する。また、設計目標に対する合否を合理的に評価する手法を示すと共に、シャシ部品で疲労強度が問題となることの多いアーク溶接部の信頼性の向上について検討した例を紹介する。

2. 寿命予測計算方法

2.1. 荷重換算法

悪路走行等の実働(ランダム)荷重下の疲労強度を評価するには、入力(応力)波形を統計処理して得た頻度曲線と、材料・部材のSN曲線を対比し、被害

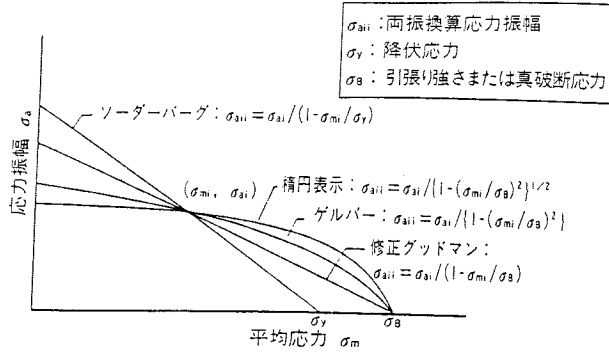
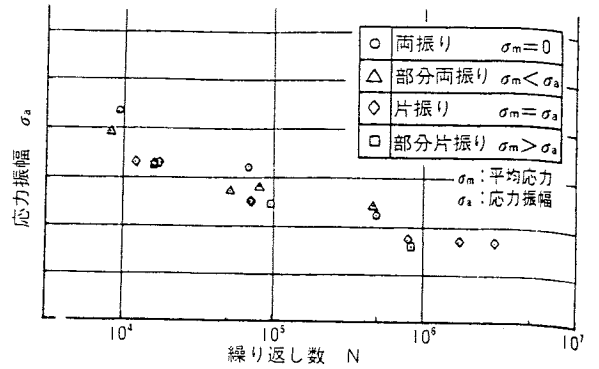


図2 疲れ限度線図



(a) 中実丸棒・曲げ

対象負荷	供試体形状	材質
曲げ	中実丸棒 	S38C 焼入焼戻し
	中空丸棒 	
	鋼板T形溶接 ばらつき抑制のため板端5mmは溶接せず 	
引張・圧縮	中実丸棒 	S45C 焼入焼戻し
ねじり	中実丸棒 	S43C 高周波焼入

図3 供試体(荷重換算法検討用)

度を計算する必要がある。シャシ部品には、乗員・積荷による静的な荷重及び走行時路面から受ける変動荷重が負荷される。この静的な荷重は平均荷重として作用し、また変動荷重も完全な両振りとならず、平均荷重を持つ場合が多い。

一方、疲労データは両振り荷重下のものが多い。このため、寿命予測計算に当たっては、入力波形は等価な両振り荷重に換算する必要がある。平均荷重の疲労限に与える影響は研究例も多く、図2の疲れ限度線図により、任意の平均応力を持つ波形の両振り応力への換算が行われているが⁽³⁾、時間強度域

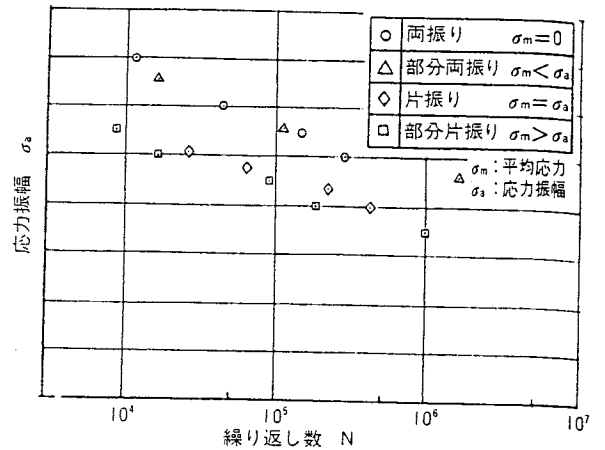


図4 応力振幅と疲労寿命

(有限寿命)での換算方法については確立されたものはない。今回、荷重形態別(引張圧縮、曲げ、ねじり)に、平均荷重の及ぼす時間強度への影響と、両振り荷重への換算方法について実験的に検討した。

(1) 試験方法 シャシ部品に多くみられる材料加工法を考慮し、図3に示す供試体について、平均荷重を種々変え、SN曲線を求めた。

(2) 試験結果 疲労試験結果を応力振幅で整理した例を図4に示す。いずれの場合も平均応力の影響は大きく、平均応力が大きくなる程、疲労強度は低下している。このSN曲線(σ_a-N曲線)から、各平均応力下の $\bar{N} = 10^4, 10^5, 10^6$ での時間強度を読み取り、平均応力との関係を図5(時間強度線図: σ_m-σ_a線図)に示す。この結果、何れの場合も σ_m-σ_a線図は直線回帰でき、かつ荷重形式毎に σ_m-σ_a線図の勾配はほぼ等しいことがわかる。

図6のように、両振り荷重下の荷重振幅 P_a(応力振幅 σ_a)を a、下限荷重(下限応力)0の片振り荷重下の荷重振幅 P_a(応力振幅 σ_a)を b とし、

$$a/b = 2k \quad (1)$$

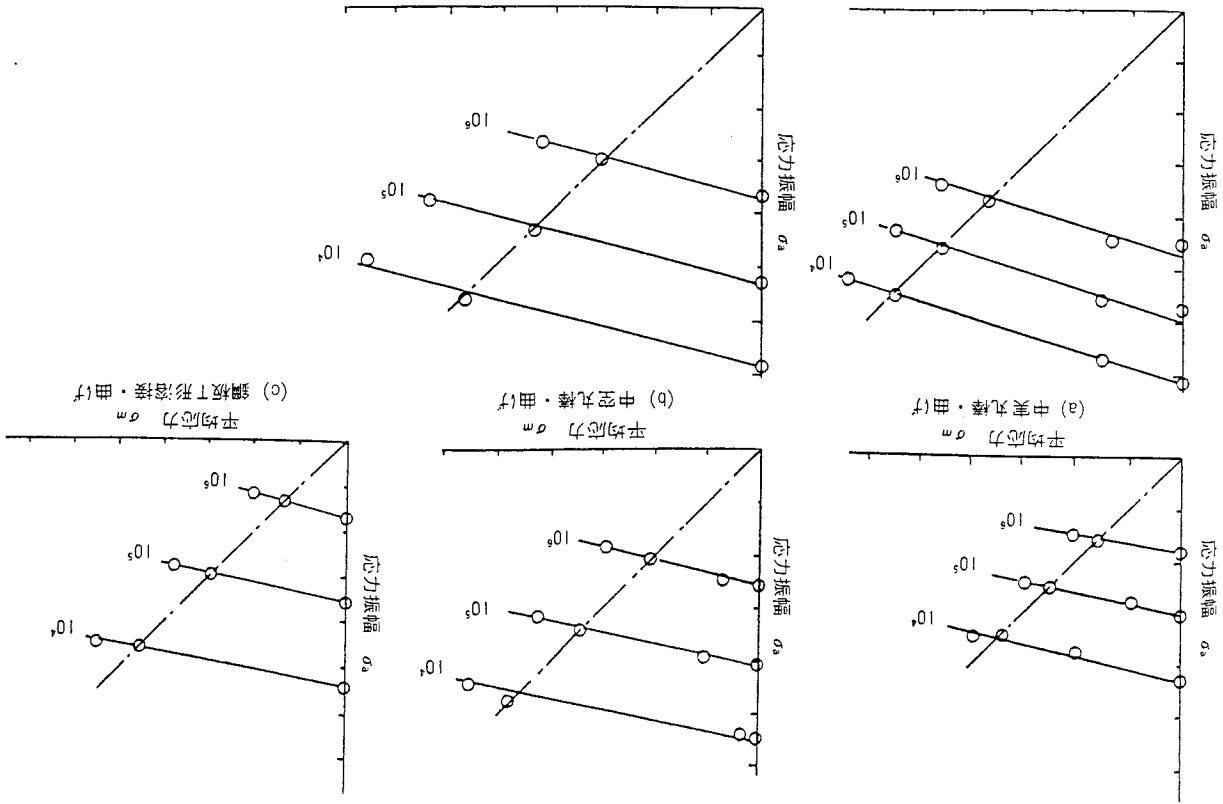


図5 平均応力と時間強度

2.2. 変動荷重下の疲労特性

ば一本のSN曲線に収束できる。変動荷重下の疲労特性は、一定荷重下の疲労特性(SN曲線として表示)と異なり、

疲労限界以下の小応力による疲労被害(過小応力効果)や負荷順序(暫増暫減応力効果)に代表される影響を受け複雑である。最近、これらに関する研究も多くみられるが、

の多くは荷重をプログラム化した多段多重波形によるものである(9)~(10)。実際に悪路等を走行した場合に、シヤシ部品に負荷される実動波形は規則性が乏しく、これら多段多重荷重下の試験結果を、

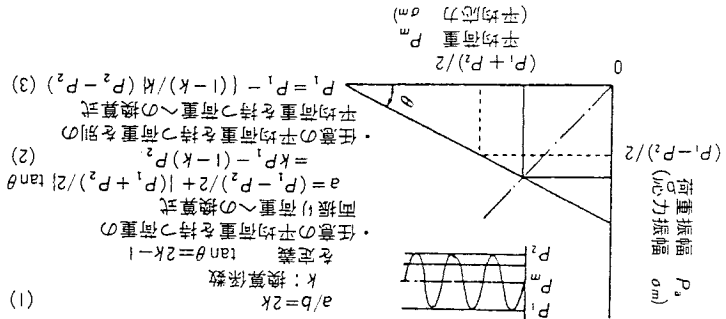
実動波形の場合に単純に適用することは困難である。ここでは、システム荷重下の損傷は、次の(4)式のように、各荷重レベルの被害度を線形に加算したものと

を考慮したSN曲線の修正方法、荷重履歴の統計処理方法(頻度処理方法)及び破損時の D_f 値の特定について検討した。

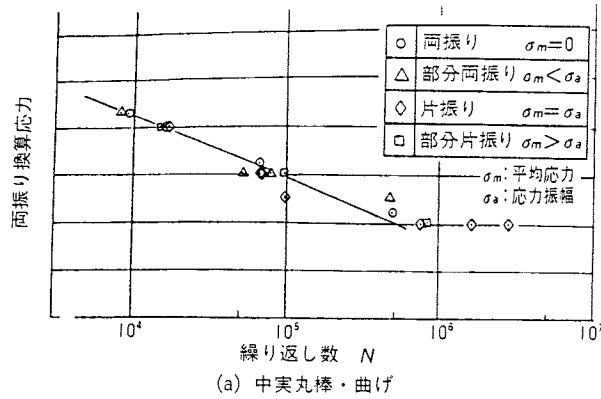
$$2m_i/N_i = D_f^k \quad (4)$$

k: 換算係数

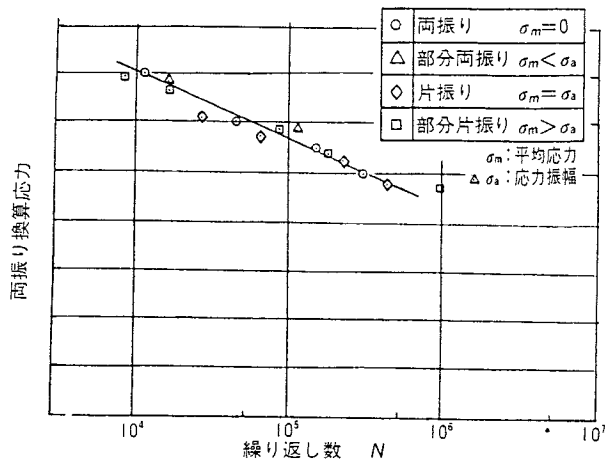
図6 荷重(応力)換算方法



を定義すると、任意の平均荷重(平均応力)を持つ荷重振幅(応力振幅)を、両振りあるいは別の平均荷重(平均応力)を持つ荷重振幅(応力振幅)への換算は図中の(2)ないし(3)式で行える。図5よりこの換算係数kを求めた結果、曲げ、ねじりではほぼ等しく、引張圧縮の場合にはこれよりやや大きめとなった。この結果は、平均応力が疲労限界に与える影響は、曲げ、ねじりでは小さく、引張圧縮では大きいとの従来の報告(4)と同じ傾向である。この換算係数kを用いて求めた両振り換算応力振幅で、図4の疲労データを整理し直すと、図7に示すように、全データほ



(a) 中実丸棒・曲げ



(b) 中実丸棒・引張圧縮

図7 両振り換算応力と疲労寿命

D_T : 計算上の総被害度
 $D_T=1$ で破損するとするのが修正マイナ則であるが、実際には D_T は $10^{-2} \sim 10^2$ にばらつくといわれている。

n_i : 応力振幅 σ_i の頻度

N_i : σ_i を繰り返したときの破損繰り返し数

(1) 試験方法 実車耐久試験路を走行した場合に、シャシ部品に負荷される代表的な入力(上下力)波形を基に実施した実働波形疲労試験結果と、実働波形疲労試験時の荷重履歴(頻度曲線)とSN曲線から、修正マイナ則により求めた計算寿命を比較して、次式で定義する補正係数を求めた。

$$\text{補正係数} = \text{実寿命} / \text{計算寿命} \quad (5)$$

実働波形疲労試験は以下の要領で行った。データレコーダでアナログテープに記録した波形をA/D変換し、パソコン上に記憶させ、改めてD/A変換の上、電気油圧サーボ疲労試験機の外部入力としてインプットする。加振レベルは増幅器で、実寿命1000~4000 km程度になるよう調整した。疲労試

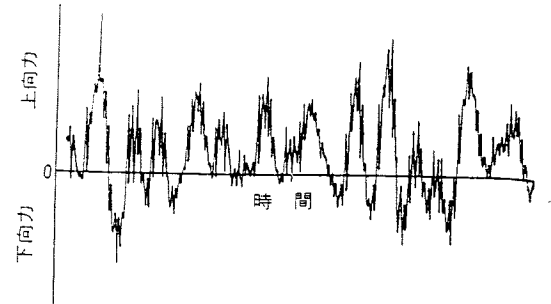


図8 加振波形例

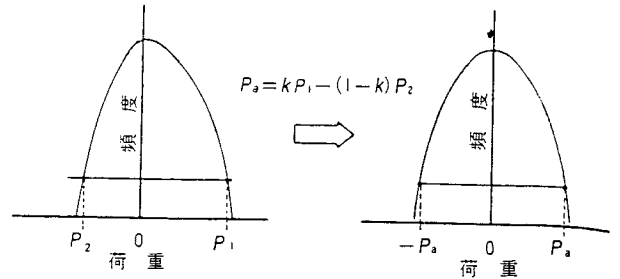


図9 頻度曲線の両振り換算方法

験中の荷重履歴は、長時間のデータ収録が可能な、ヒストグラムレコーダに全て記録し、試験後頻度処理を行った。

加振波形の一例を図8に示す。全体的に上向力が下向力に比較し大きく、重畳波形も多い。また、上向力が大きい(小さい)時は下向力も大きい(小さい)相関が見られる。

荷重履歴の頻度処理は、経験上、実車耐久路の特性を比較的良く捉えられる経過頻度法とし、得られた頻度曲線は、上記負荷波形の特性を考え、図9に示す要領で、曲げの換算係数を用いて両振り荷重に換算した。寿命計算に当たり、SN曲線は $N=10^7$ レベルまで直線で延長し、頻度処理法及びSN曲線の修正方法の影響は、(5)式で定義した補正係数の中を含め評価することとした。

供試体は、図3に示す荷重換算方法検討用の中実丸棒とT形溶接材とした。T形溶接材には、材質(SAPH38, SPFH50)、溶接法(片面溶接, 両面溶接)、後処理(溶接のまま, ショットピーニング)を変えたものを供試した。荷重は曲げ荷重である。

(2) 試験結果 各供試体について求めた補正係数を、対数正規確率紙上にプロットした例を図10に示す。何れのケースも直線回帰でき、補正係数の分布は対数正規分布で扱える。補正係数はケース毎に大きく異なるが、補正係数の対数値の標準偏差は0.1~0.15である。また、今回対象とした寿命域では、図10からわかるように、実験点は荷重レベルによ

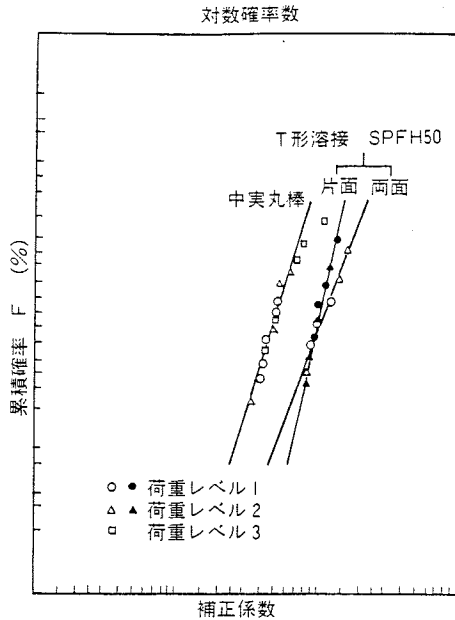


図10 補正係数とその分布特性

□	中実丸棒	
▲	SAPH38	両面溶接
△		片面溶接
▲		両面溶接+ショットピーニング
▲		片面溶接+ショットピーニング
●	SPFH50	両面溶接
○		片面溶接

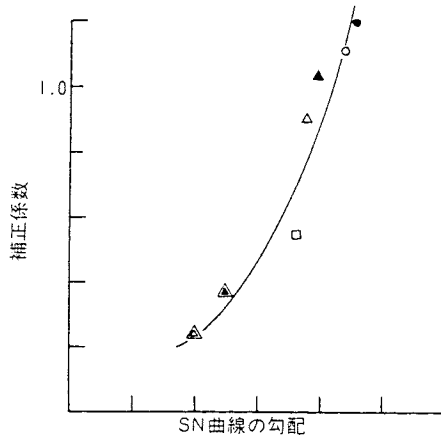


図11 SN曲線の勾配と補正係数

らランダムに位置しており、補正係数は実寿命の長短に関係なく供試体毎に決定できる。

先に述べたように、累積被害度が必ずしも1で破壊しない原因の一つに疲労限以下の荷重による被害(過小応力効果)がある。計算上の被害度の分布は、SN曲線と頻度曲線の相対位置関係で決まる。すな

部品名	ハウジング	サーム	T形	合わせハット	丸棒	ナックル	ナックル	中実丸棒	中空丸棒	ボールスタッド	テーパ嵌合部
材質	鋼管	鋼	板	棒鋼	炭素鋼	鋼	合金鋼				
加工法	アーク溶接				鍛造						

図12 シャシ部品のSN曲線の勾配例(曲げ荷重の場合)

わち、SN曲線の勾配が大きいほど疲労限付近の被害度は相対的に大きくなり、逆にSN曲線の勾配が小さいほど高荷重域の被害度が大きくなる。この点に注目し、SN曲線の勾配と補正係数の関係を検討した。なお、各ケースを統一的に評価するため、SN曲線の勾配は 10^5 時間強度で標準化したSN曲線の勾配で代表した⁽¹¹⁾。結果を図11に示す。SN曲線の勾配と補正係数は一曲線で表せる相関があり、勾配が大きいほど補正係数は大きい。これは勾配が大きいほど計算上過小応力効果を過大評価し、勾配が小さいほど逆にこれを過小評価しているためといえよう。

図12にこれまで種々のシャシ部品について行った台上疲労試験で得た標準化SN曲線の勾配をまとめる。溶接材等切り欠きのある部材のSN曲線の勾配は大きい。これにショットピーニングを行って切り欠きを緩和したものと平滑材では勾配は小さい傾向にある。図11と図12からシャシ部品・部位毎に寿命計算の際用いるべき補正係数が推定できる。

3. ばらつきとその評価

前述のように、補正係数のばらつきは対数正規分布として扱える。また、その対数値の標準偏差は0.1~0.15程度である。これを考慮して、評価対象部

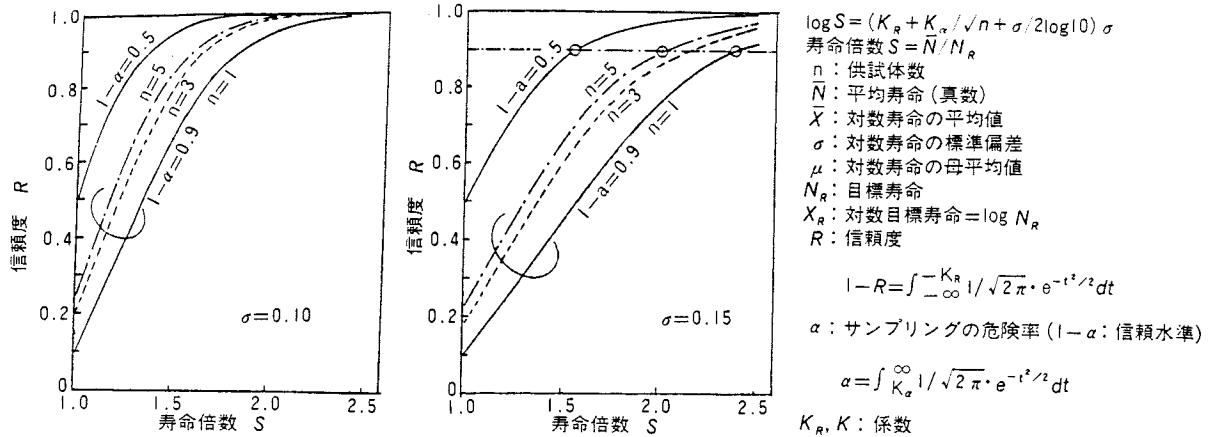


図13 供試体数・寿命倍数と信頼度

品・部位に応じた目標の信頼度から決まる補正係数の下限値を用いて寿命計算することにより、実寿命の下限値を推定できる。一方、実部品の実働波形疲労試験で、目標に対する合否を判定するには、たまたま試験した部品が母集団の中の強めのものであった(信頼水準 $1 - \alpha$)と考え、対数正規分布で計算して求めた図13の線図を用い評価できる⁽¹²⁾。例えば信頼水準 $1 - \alpha = 0.9$ 信頼度 0.9 を目標とすると、標準偏差 0.15 の場合 1 個の供試体では目標寿命の 2.4 倍、5 個の供試体では目標寿命の 2 倍以上の寿命を有すれば合格と判断できる。なお、標準偏差が小さいほど同一寿命倍数であっても信頼度は大きく、ばらつきの抑制は信頼度向上に有効であることがわかる。

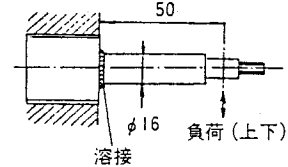
4. 溶接構造物の信頼性向上検討例

シャシ部品のアーム、クロスメンバ等は形状、重量、コストの面から溶接構造とすることが多い。溶接部は溶接ビードによる応力集中、溶接熱による材質変化、溶け込み不足、アンダーカット、ブローホール等の溶接欠陥のため、母材に対し寿命低下が大きく、かつばらつきを生じやすい。先に述べたように、ばらつきを抑え疲労強度の安定的向上を図ることは、信頼性向上、合理化の面からも重要である。ここでは、アーク溶接部の信頼性向上のための検討例を紹介する。

4.1. 溶接始端・終端位置と疲労強度

溶接始端・終端は溶接欠陥を生じやすい。図14は丸棒突合せ溶接試験片について、始端・終端位置と疲労強度の関係を調べた結果である。始端・終端位置が高応力部位となり、そこが疲労の起点となる

丸棒 (S38C 焼入焼戻し)
全周突合せ溶接



溶接始端終端位置	
○	左右
△	上下

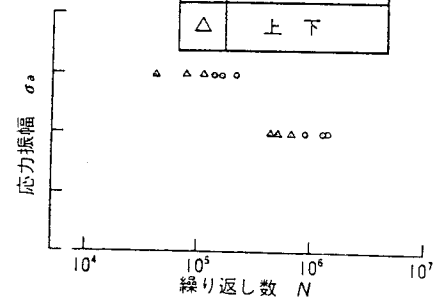


図14 溶接始端・終端位置と疲労強度

と、疲労寿命はそうでない場合の 1/2 程度に低下し、ばらつきも大きくなる。

4.2. 溶接の断続、連続と疲労強度

図15は、合わせハット形溶接構造物の合わせ部のアーク溶接が、断続と連続の場合について疲労強度を比較した結果である。断続溶接を連続溶接にすることにより、疲労寿命は 4 倍程度に向上しばらつきも減少している。図16に断続溶接品について加振時の応力分布を赤外線応力計で計測した結果を示す。断続溶接の場合、曲げモーメント負荷時、非溶接部で口開きが起き、溶接ビード端の応力集中が大きくなっていることがわかる。このため、断続溶接品は連続溶接品に比べ疲労強度が低くなったものである。

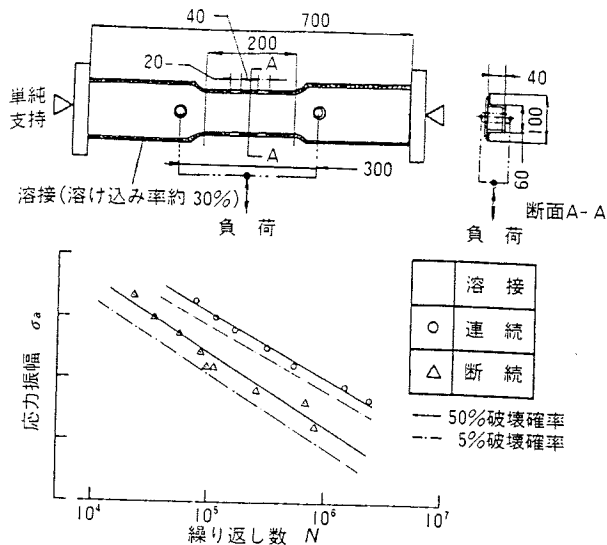
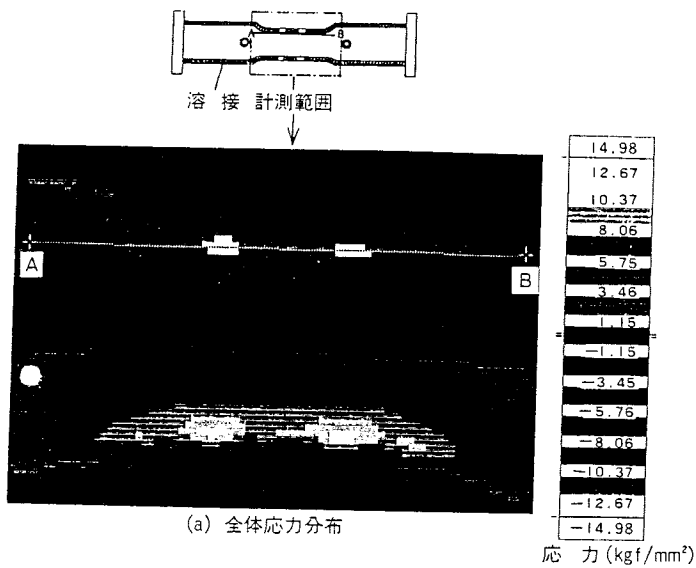
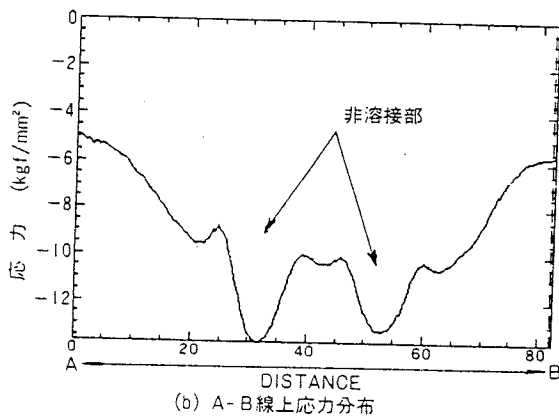


図15 断続、連続溶接と疲労強度



(a) 全体応力分布

応力 (kgf/mm²)



(b) A-B線上応力分布

図16 断続溶接品の応力分布 (赤外線応力計測結果)

4.3. 溶け込み率と疲労強度

T形溶接について、溶け込み率を変えた場合のピード端の応力の変化を有限要素法で解析した。最大

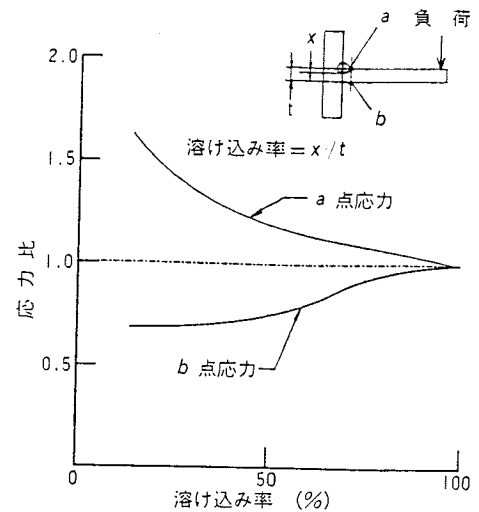


図17 溶け込み率と疲労強度

応力の生ずる a, b 点について解析結果を図17に示す。これから、溶け込み率が大きくなる程応力は減少できることが判る。また図18に片面溶接(溶け込み率30%程度)と両面溶接(溶け込み率60%程度)での疲労試験結果を比較し示す。両面溶接にすると、疲労寿命は2倍程度に向上している。これらの結果から、片側溶接で溶け込み率が小さいと溶着側での荷重分担が大きくなり、溶け込み率を大きくする、あるいは両面溶接をすれば、両面で荷重を均等に分担できるといえる。板厚を活かし応力を緩和するには、十分な溶け込みが必要である。

4.4. ショットピーニングによる疲労強度改良

ショットピーニングは、歯車、スプリング等の疲労強度向上のため広く利用されている。これは加工硬化及び圧縮残留応力付加による強化を狙ったものである。溶接材への適用検討例も若干見られるが⁽¹³⁾、シャシ部品のような薄板材での検討例は見当たらない。今回、t3.2のT形溶接材にショットピーニングをした場合について検討した。ショットピーニングの処理条件は、ショット： $\phi 0.2$ 鋼球、噴射エア圧：4.5 kgf/cm² (4.4×10^5 Pa)、処理時間：20秒とした。疲労強度に及ぼすショットピーニングの効果を図19に示す。

溶接のままでは材質によらず疲労強度はほぼ等しいが、ショットピーニングを行うと、母材強度が大

きいほど疲労強度は大きくなる。これはショットピーニングによる圧縮残留応力の付加と、ショットによる研磨作用で溶接部の切り欠きが緩和された効果と思われる。また、この効果が低荷重域で大きく、高荷重域で小さくなるのは、高荷重域では外力による残留応力の再配列が起こり、破壊起点の圧縮残留応力が減少するためと思われる。

5. ま と め

シャシ部品の寿命予測評価技術の高度化に必要な、平均荷重の換算方法、修正マイナ則による寿命計算方法、ばらつきとその評価方法、並びに溶接部の信頼性向上について検討し、以下の結果を得た。

① 平均荷重を持つ荷重の等価な両振り荷重への換算は、時間強度域でも修正グッドマン線図をベースにした時間強度線図により評価でき、荷重形態別に換算係数を設定できた。

② 補正係数(実寿命/計算寿命)を定義し、部材形態別にその値を求めた。この結果から、補正係数はSN曲線の勾配と相関があり、この勾配から、計算に使用する補正係数を推定できる見通しを得た。

③ 疲労寿命分布は、実働波形疲労寿命も含め、対数正規分布で扱え、目標の信頼度を得るための合理的な試験・評価法を設定できる。

④ 溶接部の信頼性向上に関連し、溶接始端・終端位置のコントロール、断続溶接の疲労強度低下、溶け込み率確保の有効性、並びにショットピーニングの効果を実験的に求めた。

今後、本報で紹介した手法をベースに、さらに広範な部材・入力を対象に検討を加え、シャシ部品全体として汎用性のある寿命評価方法、信頼性向上技術を開発していきたい。

参 考 文 献

- (1) 森信行ほか：自動車構造の疲労信頼性に関する高度化・先端技術(自動車技術会疲労信頼性部門委員会一寿命推定高度化技術W/G報告)、自動車技術会シンポジウム前刷集、No. 12, p. 78(1989)
- (2) 近藤ほか：悪路入力予測法、自動車技術会学術講演会前刷集 882, No. 882139, p. 555-558(1988.10)
- (3) 中村ほか：機械の疲労寿命設計、養賢堂、p. 17(1983)
- (4) 河本 実：金属の疲労、p. 30-35, 194-196, 養賢堂(1962)

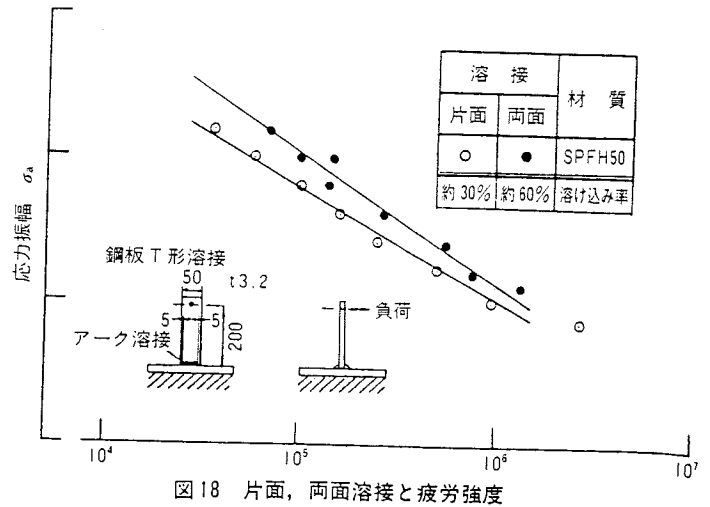


図18 片面、両面溶接と疲労強度

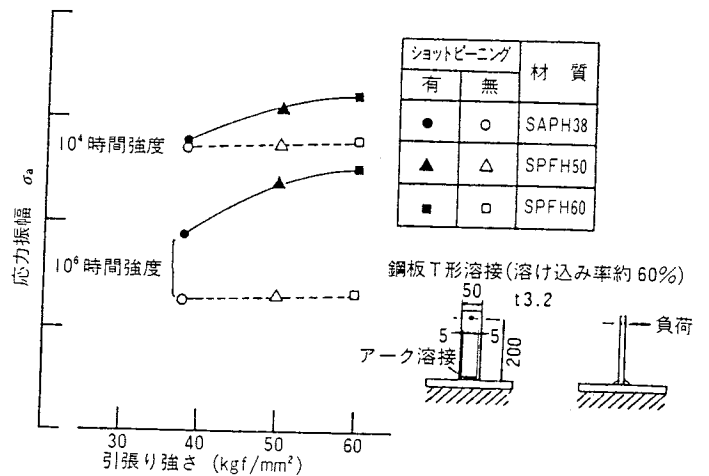


図19 ショットピーニング効果

- (5) Tim Gurney: Cumulative Damage of Welded Joints, PART1, JOINING & MATERIALS, p. 320-323(JULY, 1989)
- (6) Tim Gurney: Cumulative Damage of Welded Joints, PART2, JOINING & MATERIALS, p. 390-395 (AUGUST, 1989)
- (7) 後藤ほか：S45C 調質平滑材の二段二重重複応力下における疲労被害、日本機械学会論文集, 55巻, 511号, p. 453-459 (1989)
- (8) 富田康光：材料研究・最近の動向一その(1)変動荷重下の疲労被害一、日本溶接学会誌, 第721号, p. 51-58(1989)
- (9) 中村ほか：実働荷重下の疲労強度一過小応力の影響一機械設計, 第32巻, 第8号, p. 58-65(1988)
- (10) 中山英明：材料強度の統計的性質(10), 2.3.6変動荷重下での疲労挙動の統計的性質, 機械の研究, 第40巻, 第6号, p. 83-89(1988)
- (11) 岩佐, 永田：車体の台上耐久試験法, 自動車技術, Vol. 41 No. 12, p. 1447-1454(1987)
- (12) 永島, 岩佐：自動車の強度信頼性について, 自動車技術, Vol. 42, No. 11, p. 1443-1451(1988)
- (13) James L. Wandell: Shot Peening of Fabricated Structure, SAE Paper, No. 890960(1989)