U.D.C. 621. 879. 34-822: [621. 86. 064. 3:624. 042. 8]

油圧ショベル鋼構造部分の実働荷重と寿命予測 Service Load and Life Prediction of Hydraulic **Shovel Stractures**

In an attempt to develop high reliability hydraulic shovels in a shortest possible time, the authors tried to establish a strength evaluation system which would permit a quick, precise evaluation of durability of the steel structures of a hydraulic shovel. In the first step, service loads of the hydraulic shovel were analyzed by a small computer, which resulted in confirming that service stress frequency distribution takes a certain form irrespective of field soil, shovel type, shovel member, etc. Second, the fatigue behavior of each shovel member was analyzed, which revealed that crack initiation life, when evaluated in terms of local stress originating fatigue cracks, is fixed without regard of the shape of each shovel member. By this analysis, it become possible to evaluate crack initiation life quickly and precisely by using the modified Miner's law, whithout resorting to endurance tests. Further, the stress-strain behaviors of the stress concentration parts were analyzed and it was found that, within the scope of their local plasticity, local stress can be obtained by multiplying nominal stress by theoretical stress concentration factor, and that this method can be applied to the fatigue design of a hydraulic shovel.

大野啓允	Hiromitsu Ono
鯉渕興二**	Kôji Koibuchi
泉山泰三***	Taizô Izumiyama

言 1 緒

×

1 4

10

- 7

×.

1 100

a. 4

- +

d.

1 4

-

1. 194

÷ >

X.

-de

10.

日立製作所の油圧ショベル**UH**シリーズは,従来好評を得 ていた油圧ショベルUH03(バケット容量 $0.3m^3$), UH06(バ ケット容量0.6m³)に続き、UH04(バケット容量0.4m³)、UH 12(バケット容量1.2m³), UH20(バケット容量2.0m³)などを 開発し,一連のシリーズ化を行なった。

油圧ショベルをはじめ各種建設機械は,工事規模の拡大, 人件費の高騰に伴い急速に大形化の傾向にあり, その性能は 高速,高性能で作業性が良いことはもちろん信頼度が高く故 障率が低いことが望まれる。しかし, 建設機械は種々さまざ まな現場でかなり過酷に使用されるうえ、構造も複雑である ため、その信頼性を保証するにはさまざまな現場で数千時間

開発した強度評価手法 表丨 筆者らが開発した強度評価のための各 種手法を示す。

Table I Strength Evaluation Techniqes Developed by Authors

項目	評 価 手 法	る。本論文では主としてフロントを取り上げた。フロントに
実働応力計測システム	応力塗料法, ひずみゲージ法	リンダにより構成されているリンク機構構造物である。
実働応力解析システム	HITAC 10を中心にした実働応力波形の計数	
疲れ試験の標準化,自動化	疲れき裂の発生および伝搬特性試験	3 油圧ショベルの実働荷重
実働荷重シミュレーション 疲れ試験法	HITAC IOによる実働応力波形の作成および試験 機制御	3.1 応力分布の把握3.1.1 荷重条件の選定と応力解析
事故解析法	フラクトグラフィによる破壊様式,力学的条件の推定	油圧ショベルは種々の現場でさまざまに使用されるため,
X線残留応力測定の自動化		構造部材に作用する実働荷重は非常に複雑であり、その把払
有限要素法による複雑な構 造物の応力解析プログラム の開発	設計図表化,補強法	は強度設計上最も重要である。通常,フロントに作用するス は(1)掘削時にバケットを介して作用する力,(2)操作時に作用 する慣性力,(3)走行振動などに分けられる。そのうえ,フロ
有限要素法による複雑な構 造物の応力解析プログラム の開発 日立製作所機械研究所	設計図表化,補強法 ** 日立製作所機械研究所工学博士 ***	は(1)掘削時にバケットを介して作用する力,(2)操作時に作 する慣性力,(3)走行振動などに分けられる。そのうえ,
日立製作所機械研究所	** 日立製作所機械研究所 工学博士 ***	日立建機株式会社土浦工場

に及ぶ耐久試験を行なわざるを得なかった。しかしながら, 開発期間を短縮し、信頼性を向上させるには、その耐久性の 評価を耐久試験のみに依存することは非能率的であるため, 最近発達した種々の手法を採用した迅速な信頼性評価が必要 である。

そこで、筆者らは建設機械の鋼構造部分を取り上げ、従来 日立製作所機械研究所において開発してきた表1に示すよう な種々の強度評価手法(1)~(4)を応用した建設機械の強度評価シ ステムを開発し、図1の破線で示すように新機種開発システ ムの中に組み込んできた。本稿は油圧ショベルを例にとり, その強度評価のシステムにつき紹介するものである⁽⁸⁾。

油圧ショベルの構造概要 2

油圧ショベルの構造外観は図2に示すとおりである。油圧 ショベルの構造は前部フロント アタッチメント(以下,フロ ントと略す),上部旋回体および下部走行体より構成されてい

油圧ショベル鋼構造部分の実働荷重と寿命予測 日立評論 VOL.56 No.6 562

ント自体が自由度の大きい運動をするため、実働荷重の種類、 大きさ、方向とも時々刻々と変化する。そこでフロントの強 度設計を行なうには、まず強度上最も重要な荷重を選びだす 必要がある。フロントの場合、掘削時にバケットを介して作 用する荷重が最も大きく重要であるので、掘削時の種々な姿 勢におけるリンク機構の荷重解析を行なうため、小形電子計 算機(HITAC 10)を用いた荷重条件解析プログラムを作成し た。本プログラムは図3にその一例を示すように、各姿勢ご とに各部材の支点荷重と方向を求めるもので、本計算結果よ





図3 フロントアタッチメントの荷重解析例 各種掘削姿勢での油 圧ショベルのフロントアタッチメントの節点荷重を小形電子計算機で解析した 例を示す。

Fig. 3 An Analysis of Forces Acting on Shovel Front Attachments

り,強度上最も重要な荷重条件を選定し,各構造部材の応力

図 | 強度評価システム 建設機械の開発システムに組み込まれた 強度設計での評価システムを示す。

Fig. I Strength Evaluation System

48

解析を行なうわけである。この場合,アーム,ブームなどの マクロな応力分布は比較的単純な梁(はり)理論によっても精 度よく推定できるが,ブラケットなどの荷重導入部やバケッ トなどの局部構造の応力は単純な理論では解析困難であり, これらに対しては有限要素法などによって図4に示すように 詳細な解析を進める必要がある。また,建設機械のような複 雑な構造物では製作時の精度などが応力値に影響を及ぼすの で,以下に示すように応力解析と応力測定を併用し,実働応 力の把握の精度向上に努めている。

3.1.2 応力分布の測定

油圧ショベルのような複雑な大形構造物の応力測定を精度 よく合理的に行なうため,図5は試作機のブーム隔壁そう入 部に局部応力によって現われた応力塗料膜のき裂パターンの 一例を示したものである。

筆者らは本方法によって通常約15kg/mm²以上,水冷による 増感法の適用により約5kg/mm²以上の応力を検出している。 次に応力塗料によって求めた必要個所にひずみゲージを貼(は) り,強度上重要な荷重条件において定量的応力測定を行なえ



図2 油圧ショベルUHI2 油圧ショベルUHI2の構造外観を示す。 Fig. 2 UHI2 Hydraulic Shovel 油圧ショベル鋼構造部分の実働荷重と寿命予測 日立評論 VOL. 56 No. 6 563

ば、各部材の応力分布を求めることができる。なお、ひずみ ゲージによる応力測定を行なう場合、構造物の公称応力の値 を正確に把握するとともに、疲れ強さのうえで最も重要な溶 接部などの応力集中部にゲージ長の短い(0.3mm長程度)ひずみ ゲージを直接貼り、応力集中部のひずみを測定し、材料の疲 れ特性と直接比較して、後述の寿命予測を行なっている。

3.2 実働応力の把握

1 10

÷đ.

1 4

3.2.1 実働応力の測定とデータ処理

油圧ショベルの全体的応力分布を把握すると,次に同じひ ずみゲージを使用し,種々の実働状態における実機の実働応 力を測定する。

油圧ショベルの実働応力は多くの因子の影響を受けること が予想されるので、次のように代表的条件を選び実働応力測 定を行なった。まず、(1)測定現場としては過酷な条件と考え られる川砂利の直接掘削現場と一般的な関東ローム層土質掘 削現場を選んだ。(2)油圧ショベルの大きさについては、バケ ット容量1.2m³クラスの大形と0.6m³クラスの中形の2機種に ついて比較検討した。(3)応力測定位置については,各部材の 種々の個所につき応力測定を行なうとともに,(4)オペレータ も熟練者と未熟練者とを適当に配分し,(5)測定時間について, 100~1,200作業サイクルに変化させて測定した。実働応力波 形は動ひずみ計を介してデータ レコーダに記録した。

データ レコーダに記録した実働応力波形は次のような考え に基づいて解析を行なった。すなわち、一般にフロントに用 いるような構造用鋼材では疲れ限度以上の変動応力を加える と、応力とひずみの関係はヒステリシス ループを描く。図6 は複雑に変動する応力-ひずみ応答曲線の一例を示すものであ り、応答曲線は個々の閉じたヒステリシス ループに分けるこ とができる。いま、最外かくループの応力 σ と塑性ひずみ ε_p の 関係を各頂点1と11に原点をとり、最外かくループの応力範囲 $\Delta \sigma_0$, 塑性ひずみ範囲 $\Delta \varepsilon_{p0}$ で無次元化して表わせば、



図4 有限要素法によるバケットの応力解析例 応力解析のむずかしい油圧ショベルバケットを 有限要素法で解析した一例を示す。

Fig. 4 A Stress Analysis of Bucket by Finite Element Method



49

図 5 ブームに生じた応力塗料膜のき裂パターンの例 油圧ショベ 図 6 変動荷重下の応力-ひずみヒステリシスループ 複雑な変動荷 ルのブームの隔壁挿入構造によって局部応力が生ずる結果,検出されたブームの 重を受ける材料が示す応力-ひずみヒステリシスループを示す。 応力塗料膜のパターンを示す。

Fig. 5 Brittle-coating Crack Pattern on Boom

油圧ショベル鋼構造部分の実働荷重と寿命予測 日立評論 VOL. 56 No. 6 564



図7 HITAC 10を用いた実働応力解析システム 筆者らが開発使 用したHITAC 10を用いた実働応力波形計数システムを示す。

Fig. 7 Service Load Counting System by Small Computer (Hitachi Computer 10 System)

となり、さらに個々の閉ループの応力範囲 $\Delta \sigma i$ 、塑性ひずみ範囲 $\Delta \epsilon p i$ の間に、

実働応力の計数法としては、レンジペア法やレインフロー法 があるが、ここでは後者を採用した。レインフロー法⁽⁷⁾は半サ イクル単位で順次応力範囲(またはひずみ範囲)を計数するた め、電子計算機によるデータ処理に適している。図7は筆者 らが使用している実働応力解析システム⁽³⁾であり、磁気テープ からの再成波形はA-D変換して電子計算機が読むごとに、極 値であるが否かの判別と種々の分類計数をとり、必要最小限 の極値を記憶させることでデータエリアを有効に使用してい る。

3.2.2 実働応力ひん度分布

図8は異なった土質における実働応力ひん度分布を比較したもので、縦軸は実働応力変動範囲 Δσiをその最大値で無次元化し、横軸は累積ひん度分布をとって示したものであり、河砂利掘削現場と関東ローム層掘削現場でほとんど有意差がない。次に図9は機種の違いの影響を示したものであり、1.2m³クラス、0.6m³クラスともほぼ同じ応力ひん度分布を示している。さらに、アーム、ブームなど部材の相違、オペレータの熟練度の相違および測定時間の相違などについて検討したが、実働応力ひん度分布にほとんど影響しないことが判明した。したがって、油圧ショベルフロントの強度設計の基礎となる実働応力ひん度分布はこれらの各種因子に無関係に一義的に与えられる。図10は種々の条件下で測定した実働応力ひん度分布を合わせて示したものである。本図において実線は

$\Delta \epsilon_{pi}$	$(\Delta \sigma i)$	$\frac{1}{n}$ (9)
$\Delta \epsilon_{p0}$	$(\Delta \sigma_0)$	(2)

が成立することが証明される(5)。

また、複雑に変動する荷重が加わった場合、疲れ破壊に対して、

 $\Sigma \Delta \epsilon_{pi}^{\alpha} = C$(3) の関係が成立することが実験的に確かめられている⁽⁶⁾ので、測 定してきた実働応力の性質を調べるには疲れ被害を支配する 主要因子 $\Delta \epsilon_{pi}$ に最も関係の深い個々の閉じたループの応力範 囲 $\Delta \sigma i$, ひずみ範囲 $\Delta \epsilon_i$ (実働応力測定によって実測するのは、 ひずみ ϵ である。以後、 $E \epsilon$ を便宜上応力とし、解析を進める ことにする)の統計的分布を求めるべきであろう。このような 実際の測定点の90%を含むひん度分布であり,油圧ショベルの寿命予測はこの信頼度90%のひん度分布に基づいて行なうことにした。

4 油圧ショベルの実働寿命の予測

4.1 溶接構造物の疲れ特性

先に油圧ショベルの実働応力は最大応力で無次元化すると, 土質,機種,部材などに無関係にほぼ同様な統計的性質を示 すことを明らかにした。したがって,油圧ショベルの疲れき 裂発生寿命は部材各部について同じ実働応力ひん度分布と材 料の疲れ特性を基に予測することが可能である。

一般に, 溶接構造物では疲れき裂は応力集中の大きい溶接





50



図8 応力ひん度分布に及ぼす現場土質の影響 油圧ショベルの応 カひん度分布に及ぼす作業現場の土質の影響を比較した結果を示す。 Fig. 8 Influence of Field Soils on Stess-frequency Distribution

図 9 応力ひん度分布に及ぼす機種の影響 油圧ショベルの応力ひん度分布に及ぼす機種の影響を比較検討した結果を示す。
 Fig. 9 Influence of Shovel Types on Stress Frequency Distribution

油圧ショベル鋼構造部分の実働荷重と寿命予測 日立評論 VOL. 56 No. 6 565

ビード止端に発生する。溶接止端応力集中部の局部の形状は 溶接時の溶着金属の凝固過程で決まり,溶接継手の形式が相 違しても,き裂発生個所ごく近傍の幾何学的形状はほぼ同一 である。また,自重や残留応力などによる平均応力は実測で は求めにくいが,フロントに使用する材料の疲れ強さの平均 応力依存性がきわめて小さいことから,ビード止端に発生す る局部ひずみ εの変動分を基に疲れき裂の発生寿命予測を行な った。

図11は油圧ショベル各部に使用されるブラケット構造や十 字継手のビード止端の応力集中部に0.3mm長のひずみゲージを 貼って、局部ひずみ範囲 $\Delta \epsilon$ を実測しながら疲れ試験を行なっ た結果であり、縦軸に $\Delta \epsilon$ に縦弾性係数Eを乗じて便宜上局部 応力範囲としたものをとり、横軸に疲れき裂発生寿命Ncをと ると、溶接継手の $E\Delta \epsilon$ -Nc曲線はその形式に無関係にほぼ一本 の曲線で表わされ、さらに平滑材の $E\Delta \epsilon$ -Nc曲線ともほぼ一 致することが明らかである。そこで、本 $E\Delta \epsilon$ -Nc曲線を基に 油圧ショベルの実働状態の疲れ寿命予測を行なった。

4.2 油圧ショベルの実働寿命予測

油圧ショベルの実働応力は複雑に変動し、図10のようなひん度分布を示す。そこで、このような場合の疲れ寿命を予測するには、定ひずみ疲れ試験において塑性ひずみ範囲 $\Delta \epsilon p$ に対し、





図11 各種構造部材の局部応力(ひずみ)と割れ発生寿命の関係 種々の構造部材の疲れ試験結果をき裂発生部の局部応力(ひずみ)とき裂発生寿 命の関係で示す。

Fig. II Local Stress(Strain)-Crack Initiation Life Diagram Various Structure Members



が成立するとき、複雑に変動する荷重下では(3)式(3.2記述)が $\Delta \epsilon_{pi}$ と疲れき裂発生寿命の間に成立することが確かめられて いるので、定ひずみ試験および複雑な変動荷重での塑性ひず み範囲とひずみ範囲の関係が近似的に一致すると仮定し、複 雑な変動荷重のもとでは疲れ限度が存在しないと考えれば、 (3)式は定振幅疲れ試験(図11)の $E\Delta \epsilon$ -Nc曲線を疲れ限度以下 まで延長した修正S-N曲線に対し、

が成立するいわゆる「修正Minerの法則」と一致する。ここで は、 $E\Delta\epsilon_i$ の疲れき裂発生までにくり返される回数であり、Niは、 $E\Delta\epsilon_i$ に対し修正S-N曲線より読み取った疲れ寿命である。



図12 油圧ショベルの疲れ寿命の推定例 本研究結果を用いて、油圧 ショベルの疲れ寿命を推定し、シミュレーション試験、試作機の事故データと 比較検討した結果を示す。

Fig. 12 Life Prediction of Hydraulic Shovels

図12は油圧ショベルの寿命推定例であり、縦軸は最大の実 働局部応力範囲を信頼度90%応力ひん度分布による推定寿命 3,000時間での応力範囲で、除して無次元化したものをとり、 横軸には油圧ショベルの作業時間および掘削回数をとって示 したものである。図12において、実線は「修正Minerの法則」 により信頼度50%のひん度を用いて油圧ショベルの疲れ寿命 を推定した結果であり、破線は同様に信頼度90%のひん度分 布を用いた推定寿命である。一方、複雑に変動する実働荷重 下の実働荷重シミュレーション試験を行なった。図中〇印は リブ十字継手を用い、荷重振幅を実働応力ひん度分布に応じ て図13に示すように階段状に変動させたブロック プログラム 試験結果を、局部応力 ($E\Delta\epsilon$)で整理したものであり、「修正 Minerの法則」による推定寿命とほぼ一致している。また、図 13では試作機の耐久試験中に疲れき裂を発生した個所の局部

0.1 0.02 0.2 2 10 20 40 60 80 100 累積頻度(%)

図10 油圧ショベルの応力ひん度分布 各影響因子の検討結果から得 られた油圧ショベルの強度評価に用いる応力ひん度を示す。

Fig. 10 Stress-frequency Distribution of Hydraulic Shovels

応力(EAe)と疲れき裂発生までの掘削回数(作業時間)の関係 をプロットしたものであり,疲れき裂寿命の予測値は実機の き裂発生寿命ときわめてよい一致を示している。 したがって,このような結果より応力塗料とひずみゲージ を組み合わせた応力測定により,溶接構造部の局部の変動ひ ずみを正確に測定すれば,図12より,実機実働状態における

51

疲れき裂発生寿命がかなりの精度で予測でき,耐久試験の結果を待つことなく早急に応力低減の対策を立てることができ, 開発期の実機の信頼性確認を迅速かつ高精度で行なうことが 可能となった。

5 油圧ショベルの疲れ設計

油圧ショベルのフロントのような複雑な構造物においても 疲れき裂発生寿命はビード止端など応力集中部の局部ひずみ によって推定できることを明らかにした。しかしながら,疲 れ設計を行なうに際し,最初から局部応力を求めることはむ ずかしく公称応力に基づく疲れ設計が便利であろう。

通常,溶接継手の疲れ設計を行なうには,継手をその応力 集中によって分類し,各分類に対し疲れ強さを集録し許容応 力を決めるのが普通であるが,このような設計資料は種々の 板厚,ビード品質などのデータを集録するため,ばらつきが 大きく,さらに油圧ショベルでは疲れ強さのデータのない継 手を用いることが多い。そこで,公称応力と局部応力の間に 通常の応力集中の考えを導入する。油圧ショベルの疲れき裂 発生寿命範囲では溶接継手の応力集中部は局部的に弾塑性挙 動を示す。図14は公称応力と局部応力の関係を十字継手を用 いて検討したものであり,図14(a)は公称応力範囲(ΔS)とひず み範囲($\Delta \epsilon$, Δe)の関係を示し,同(b)はひずみ集中率 $K\epsilon(=\epsilon/e)$ と公称応力範囲(ΔS)の関係を示したものである。同図で明ら



かなように、公称応力が弾性域であるかぎり、局部的に降伏 しても、見かけ上弾性的挙動を示し、図14(b)のように $K\epsilon$ が一 定であることから $K\epsilon$ の代わりに理論的応力集中率Ktを公称応 力範囲に束じて局部応力範囲を求めることができる。したが って、油圧ショベルの疲れ設計を行なう場合、標準的局部構 造について応力集中の解析を行なっておけば、

 $\pm c \ \Box \sigma d \cdot Kt \cdot C\phi \leq \sigma b \cdot Cs \cdots (7)$

ここで、 *σ*_R;設計荷重での局部応力範囲

Cø;実働状態での衝撃などによる荷重割増し係数

 $\sigma b; E \Delta \epsilon$ で整理した基準疲れ強さ

Cs;実働応力(ひん度分布)を考慮する係数

od;設計荷重での公称応力範囲

Kt;応力(ひずみ)集中係数

より設計応力範囲が求められ,必要な部材断面寸法を決定することができる。



図14 十字継手の動的応力-ひずみ特性 十字継手の動的応力-ひずみ 特性を応力集中部,平滑部について検討した結果を示す。

Fig. 14 Cyclic Stress-Strain Curves of Transverse Fillet Welded Gusset

6 結 言

油圧ショベルの鋼構造部分について,迅速かつ高精度に強 度評価を行なうため,種々の手法を用いた強度評価システム の確立を図った。その結果,本システムにより実機のき裂発 生寿命を精度よく推定することが可能となり,耐久試験によ る信頼性評価,疲れ設計の合理化が図られた。

最後に本研究を行なうにあたり,現地応力測定についてご 協力いただいた関係各社に深く感謝するとともに,日立建機 株式会社,日立製作所機械研究所の関係各位,特に応力測定 および各種解析にご助力いただいた綿森 薄,橋口和文,橋 本信一,高橋主人の諸氏に深謝する次第である。

参考文献

69(昭48-11)

- (1) 種田, 鯉渕, 松川:日本機械学会誌, 73, 1357(昭45-10)
- (2) 松川, 鯉渕:日本機械学会誌, 76, 138(昭48-1)
- (3) 小谷, 鯉渕:日本機械学会誌, 76, 477(昭48-4)
- (4) 鯉渕,大野:「硬さと強さの研究」,83,30(昭45-5)
 (5) K.Koibuchi, S.Kotani, ASTMSTP,519,229(1973)
 (6) たとえば菊川・ほか2名,日本機械学会誌,73,1359 (昭45-10)
 (7) 松石,遠藤:日本機械学会九州支部講演論文集,68-2(昭43-3)

(8) 大野, 鯉淵, 泉山: 第10回材料強度に関する討論会前刷集,

図13 プログラム波形 シミュレーション疲れ試験に用いたブロックプ ログラム波形を示す。

Fig. 13 Program Test Pattern

52