

Research Reports of the Research Institute
of Industrial Safety, RIIS-RR-93, 1994
UDC 621.868.27

自走クレーンのつり荷重による応力スペクトル*

前田 豊**

Simulation of Stress Spectrum Derived from the Load Lifting by a Mobile Crane*

by Yutaka MAEDA**

Abstract; Most of mobile cranes have been designed, manufactured and used with insufficient consideration of fatigue strength of structural components such as jibs and outriggers. In recent years, standards on fatigue strength of cranes are discussed internationally, and fundamental data are requested on the repeated load which may affect fatigue strength of cranes.

The present work aims to develop an algorithm which enables the analysis and calculation of stress spectrum for any cyclic lifting of load from a given load distribution or the load spectrum.

As a first step, a mobile crane, composed of a jib, a wire rope and a load, was modelled by a simple system of a spring and a dashpot. This model was supposed to give a similar behaviour to a real crane: that is, after the load is lifted, stress values oscillate with damping. Using this model and introducing mathematical treatments, the number and the magnitude of peaks and troughs were counted for one cycle of lifting up and down the load. It was found that stress spectrum could be shown by a linear function on logarithmic scales. In other words, the spectrum for this type of oscillation could be calculated with ease.

Secondly the method to obtain stress spectrum at a point near jib foot was discussed. As the stress of a jib was independent of slewing, the peak and the trough of the stress appeared always at the beginning or the end of load lifting, irrespective of the course of slewing. Stress spectrum in this case was obtained by calculating the stresses only at the loading and landing points.

By use of this algorithm, static stress fluctuation data including dead weight components were recognized by calculating peak values, then dynamic stress or damped oscillation data were added to the static spectrum to obtain integrated spectrum.

In the analysis of the spectrum for an outrigger, the stress values were found to depend on the slewing angle. Thus, peak and trough data had to be calculated for every points of the load carrying course.

Keywords; Mobile crane, Stress spectrum, Simulation

*平成 3 年 11 月 12 日第 3 回機械・構造物の強度設計・安全性評価シンポジウム, 及び, 平成 5 年 10 月 2 日日本機械学会第 71 期全国大会において一部発表

**機械研究部 Mechanical Safety Research Division

1. はじめに

これまで、自走クレーンの多くは、構造部分についての明確な疲労計算が行われずに設計・製作され、使用されてきているのが現状のようである。その理由としては、(1) ジブやアウトリガのような構造部分が疲労により破壊する前に、原動機や油圧回路などの機械部分が寿命に達するといわれている。(2) ジブの破壊モードには、まず第一に座屈が考えられるが、繰り返し荷重は座屈現象には影響しない(疲労には関係ない)とされていることなどが考えられよう。

しかし、最近国際規格においてクレーンの疲労に対する考慮を明文化しようとする動き¹⁾があり、このため国内においてもクレーンに対する荷重の大きさ、頻度など、種々の条件を明らかにしておく必要が生じている。それには、まず第一のステップとして、クレーンが行うことが予想される作業により、構造部分にどのような変動の応力が何回負荷されるかを明らかにすることが必要である。

ところが、自走クレーンは、①不特定の目的に使用されるため、荷重(つり荷)の分布を明らかにすることが困難である。②ジブ長さの変更、補助ジブの使用、アウトリガ張り出し長さの変更など、クレーンの形状が多様に変化するため、同じ荷重をつる場合でも機体に対する影響が異なる。③ジブなどの自重による応力成分がつり荷による応力成分に比較して大きい。④旋回・起伏動作により自重自体の負荷状態が大きく変化するため、荷重と応力の関係を明らかにしにくい、といった困難さが伴う。

このため、構造部材に生じる応力スペクトルを実測により求めても、使用履歴との対応を明確にすることが難しく、データの有効性については疑問が残る。その場合には、各種の条件を設定して結果を検証できる計算機シミュレーションが有効な手段であると考えられる。

そこで、自走クレーンのうち箱型構造のジブを有するトラッククレーンを対象として、荷重の大きさとその移動範囲の分布が与えられた場合に、構造部分の応力スペクトル(変動応力の振幅とその回数の分布)をシミュレーションにより求めるための手法について検討することにした。本報では、まずクレーンの各作業サイクル毎の応力変動をカウントする方法について検討する。なお、変動応力の計数には、国際規格の草案¹⁾にも採用されているレインフロー法²⁾

を用いた。

2. 巻き上げ・巻下げきと応力スペクトル

一般に、クレーンによる荷の巻き上げの際には、大きさが静荷重に対し数パーセントから数10パーセント増しの動荷重が発生する。つり上げ後、動荷重は振動的に減衰して静荷重に収束する。同様に、荷を降ろす際にも、荷重がゼロとなった後に振動が発生し、徐々にゼロに収束する。この状態を Fig. 1 に模式的に示す。

このことから、一回の荷の運搬作業に対する部材の応力変動は、静荷重に対応した大きな一回の変動部分と、荷の上げ下げ後の減衰振動に対応する応力振幅の小さい部分に分けて求め、それを加え合わせるのが適当であると考えられる。

いま、ジブ-荷重系を単純化し、ワイヤロープの伸びとジブたわみを総合的に Fig. 2 に示すような1組のバネ・粘性抵抗で代表させたモデルによってつり上げ後の振動を考える。なお、バネ定数 k 及び粘性抵抗係数 c は必ずしも一定の値をとるわけではないが、つり上げの間の変化は小さく、一定とみなせるものと仮定する。

このモデルを用いて、1回のつり上げ・下げ動作による応力のスペクトルの形状を以下に求める。

ジブフットから応力の検出位置までの距離を x_G 、ジブ重心位置までの距離を x_J 、ジブの長さを x_L とし、つり上げ用ロープの張力を F 、ジブの質量を m_J 、つり荷の質量を m 、ジブの起伏角度を θ 、重力の加速度を g とする。応力検出位置における応力 σ_G は、 F と $m_J g$ のそれぞれに、荷重点の位置及

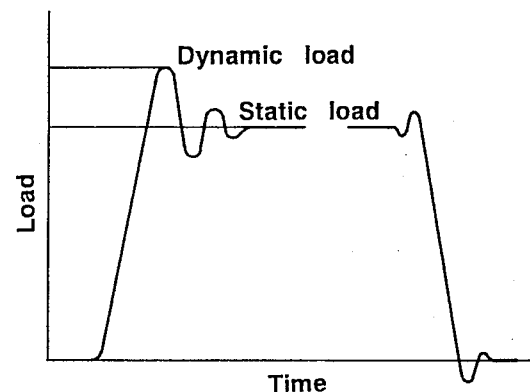


Fig. 1 Conception of dynamic load and static load.
動荷重と静荷重の概念

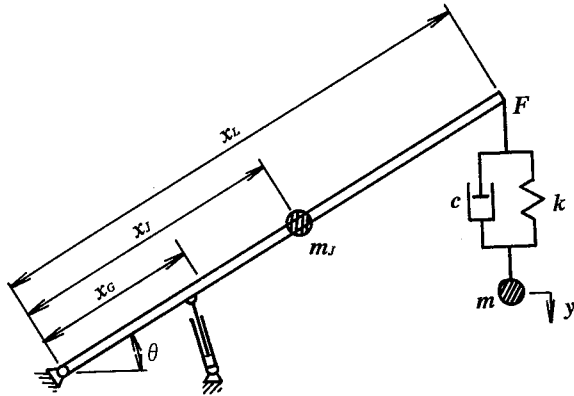


Fig. 2 A simplified model on the system of jib, wire rope and load.
ジブ-ワイヤロープ-つり荷系の単純なモデル

びジブの状態による関数 $f_L(x_L, x_G, \theta)$ あるいは $f_J(x_J, x_G, \theta)$ を乗じたものの和をとることにより求められる。すなわち、

$$\sigma_G = f_L(x_L, x_G, \theta) \cdot F + f_J(x_J, x_G, \theta) \cdot m_J g \quad (1)$$

この第1項は時間とともに変動する値をとり、第2項は機体の姿勢が一定とみなせる間は時間によらず一定の値となる。

関数 $f_L(x_L, x_G, \theta)$ と $f_J(x_J, x_G, \theta)$ はクレーンの具体的構造、あるいは構造モデルの詳細さの度合いによって異なったものとなる。以下においては、Fig. 3のように3段目のジブが2段目のジブに連動して伸縮する3段ジブ構造をとる自走クレーンを対象とする。

この場合、ジブ先端に加わる圧縮荷重は伸縮シリンダで支えられ、1段目のジブにはワイヤロープを介した引張り荷重として作用する。したがって、起伏シリンダのピン取り付け部より上の1段ジブの上面に対しては、

$$f_L(x_L, x_G, \theta) = (x_L - x_G) \cos \theta / Z + \sin \theta / S \quad (2)$$

$$f_J(x_J, x_G, \theta) = (x_J - x_G) \cos \theta / Z + \sin \theta / S \quad (3)$$

となる。ただし、 S, Z はそれぞれジブの断面積と断面係数を表す。なお、箱形ジブの応力分布を単純な梁のモデルで完全に表すことはできないが、本報

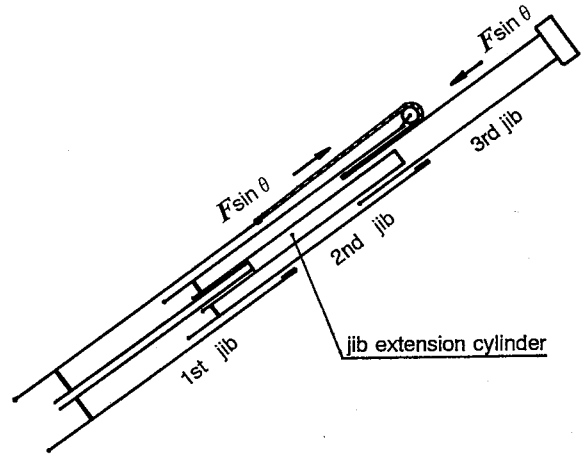


Fig. 3 A three-stage telescopic jib that extends simultaneously by an extension cylinder and wire ropes.
伸縮シリンダとワイヤロープにより同時に伸縮する3段式伸縮ジブ

は応力の変動の計数方法についての解析を目的としているので、応力解析部分については単純なモデルを用いることとする。

さて、(1)式第1項の F については、 y をつり荷の変位とすると、以下の式が成り立つ。

$$F = ky + cy \quad (4)$$

$$m\ddot{y} = mg - F \quad (5)$$

これから

$$m\ddot{y} + cy + ky = mg \quad (6)$$

これを解くと、 $c < 2\sqrt{km}$ の場合、 A と α を任意定数、 t を時間として、

$$y = \frac{m}{k} g + A \exp\left(-\frac{c}{2m}t\right) \cos\left(\frac{\sqrt{4km - c^2}}{2m}t + \alpha\right) \quad (7)$$

(6)式は、 $c \geq 2\sqrt{km}$ の場合には振動せずに減衰する曲線が解となるが、クレーンの荷のつり上げでは粘性抵抗はそれほど大きくなく、常に振動を生じると考えられるため、考慮しなくてよい。

(7)式から

$$\ddot{y} = \frac{k}{m} A \exp\left(-\frac{c}{2m}t\right) \cos\left(\frac{\sqrt{4km - c^2}}{2m}t + \gamma\right) \quad (8)$$

ただし

$$\begin{aligned} \gamma &= \alpha + 2\alpha' \\ \tan \alpha' &= -\frac{\sqrt{4km - c^2}}{c} \end{aligned}$$

次に、(8) 式を (5) 式に代入して整理すると

$$\begin{aligned} F &= mg \\ &- kA \exp\left(-\frac{c}{2m}t\right) \cos\left(\frac{\sqrt{4km - c^2}}{2m}t + \gamma\right) \end{aligned} \tag{9}$$

したがって

$$\begin{aligned} \sigma_G &= -f_L(x_L, x_G, \theta) \\ &\times kA \exp\left(-\frac{c}{2m}t\right) \cos\left(\frac{\sqrt{4km - c^2}}{2m}t + \gamma\right) \\ &+ f_L(x_L, x_G, \theta) \cdot mg \\ &+ f_J(x_J, x_G, \theta) \cdot m_Jg \end{aligned} \tag{10}$$

これを図に描くと Fig. 4 のようになる。この場合、振動の周期 T 、および半周期における減衰率 R は、それぞれ

$$T = 4\pi m / \sqrt{4km - c^2} \tag{11}$$

$$R = \exp(\pi c / \sqrt{4km - c^2}) \tag{12}$$

である。

さて、Fig. 4 において、初めの山の高さを A_0 とすると、次の谷の深さは $-RA_0$ となる。レインフロー法のアルゴリズムを考えると、単調に減衰する Fig. 4 のような振動の場合では、すべての山—谷、谷—山をサイクルとして数えることになるので、レインフロー振幅は、順に

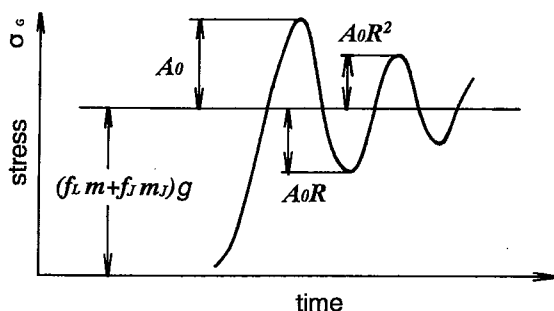


Fig. 4 A model of damped oscillation.
減衰振動のモデル

$$\begin{aligned} &A_0(R+1) \\ &A_0(R^2 + R) = A_0(R+1)R \\ &A_0(R^3 + R^2) = A_0(R+1)R^2 \\ &\dots\dots\dots \end{aligned}$$

となる。一般にこの i 番目の振幅 A_i は

$$A_i = A_0(R+1)R^{i-1} \tag{13}$$

となるから、これを i について解くと、

$$i = \{\log A_i - \log A_0 - \log(R+1)\} / \log R + 1 \tag{14}$$

(14) 式は、振幅が A_i であるサイクルの番号 i を求める式である。また、 A_i は単調に減少するのであるから、振幅が A_i であるサイクルの番号 i は、振幅が A_i 以上のサイクルの個数をも表している。

したがって、振幅が A_n 以上で $A_n + \Delta A$ 未満のサイクルのカウント数 C_n は、(14) 式の A_i にそれぞれ A_n と $A_n + \Delta A$ を代入した値の差になる。すなわち、

$$\begin{aligned} C_n &= \{\log(A_n + \Delta A) - \log A_n\} / \log R \\ &= \log(1 + \Delta A / A_n) / \log R \end{aligned} \tag{15}$$

となる。ここで、一般に $\Delta A \ll A_n$ と考えられるので、上式は次のように近似できる。

$$C_n \doteq (\Delta A / A_n) / \log R \tag{16}$$

$$\log C_n \doteq -\log A_n + \log(\Delta A / \log R) \tag{17}$$

(17) 式は、両対数目盛り上で A_n と C_n を表したとき、減衰振動中の応力のスペクトルが直線上に乗ることを示す。言い替えると、1回の荷重の巻き上げ・巻き下げによるスペクトルは、両対数目盛り上の直線分布で表現される振動の減衰部分と、1点で表現される静的な応力変動とを組み合わせたもので近似可能であるといえる。

3. ジブ根元における応力スペクトル

上部旋回体側の構造要素は応力が旋回動作によって変化しないものとする。その代表としてジブを取りあげ、その根元付近の応力変動について考察する。

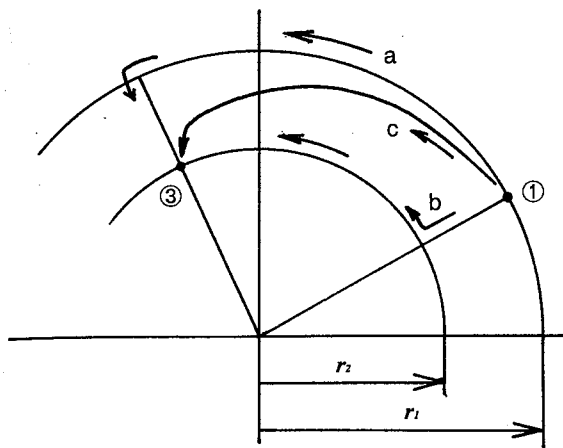


Fig. 5 Courses of carried loads.
荷の運搬経路

荷重スペクトルの決定の際、ジブクレーンにおいては、荷の重量を定格荷重で除して無次元化し、その分布をとることが行われている³⁾。これは、定格荷重に対する荷重の比率が構造への負荷の大きさを表すと考えることに相当する。しかし、自走クレーンの場合、作業半径とジブ長さを変えることによって定格荷重には10倍を超える差があり、作業半径の大きい範囲ではジブの自重による応力成分がきわめて大きくなっている。このことから、荷重成分による応力変動だけを考慮することは部材の応力算出に大きな誤差を生じると考えられ、荷重の頻度を考察するには適切でない。ここでは荷重は定格荷重に対する比としてでなく、絶対値あるいは最大の定格荷重(つり上げ荷重)に対する比で与えることとする。

レインフロー法においては、応力波形の極大・極小値だけが意味を持つ。すなわち、応力スペクトルは応力波形の山と谷の極値を順序だてて求めれば得られる。しかし、動作中に発生する減衰振動による極値を逐一求めていくのは得策でない。振動を含まない変動応力の極大値と極小値からのスペクトルをつり荷の移動経路から求め、これに減衰振動による応力スペクトル分を加算して全体のスペクトルを求める。

Fig. 5 にクレーンによる荷の移動経路を示す。①は荷のつり上げ地点、③はつり下ろし地点である。荷は3次元空間内を移動するが、荷の地上高さは荷重あるいは応力の値に対して直接には影響しないので、荷の移動空間は平面内にあると考えて差し支えない。

また、通常は荷をつった状態でのジブの伸縮は行われず、荷の水平移動は旋回とジブの起伏によって行

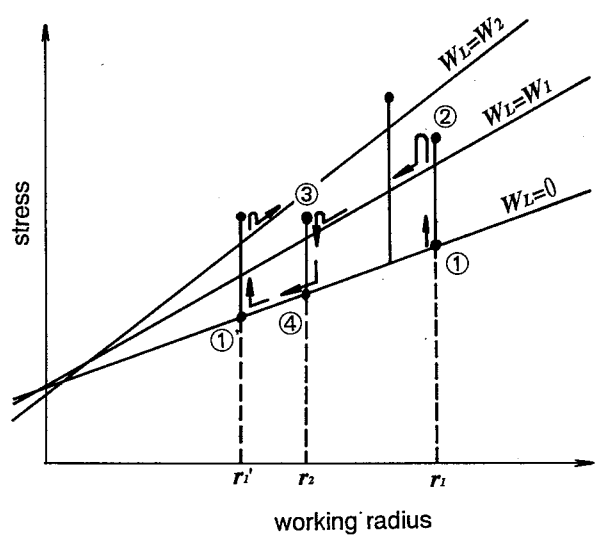


Fig. 6 Relation between working radius and the stress of jib.
作業半径とジブ応力の関係

う。運転経路は、作業半径の修正(起伏)と旋回の違いを先に行うか、あるいは同時に行うかにより a, b, c の可能性がある。c は運転者の恣意により任意の経路をとり得るが、a と b は一義的に決定される。

旋回はジブ応力に影響を与えないが、同じつり荷重であっても作業半径が増すとモーメントの増加によりジブ応力は増加する。また、つり荷重がゼロであっても、ジブの重量により応力は作業半径とともに増加する。これを模式的に表すと Fig. 6 のようになる。それぞれの右上がりの線は、つり荷の重量が一定のときの応力と作業半径の関係を表す。

いま、作業半径が r_1 のとき、応力を示す点は、 $W_L = 0$ の線上①の位置にある。ここで重量が W_1 の荷をつり上げると、オーバーシュートおよび一定の減衰振動の後、応力を示す点は $W_L = W_1$ の線上に落ちつく。②はオーバーシュートの頂点の応力を示す。

次に、荷を作業半径が $r_2 (< r_1)$ の位置に移動させるとする。水平移動ではジブの応力は旋回角度によらないので、旋回・起伏の経路にかかわらず応力を示す点は $W_L = W_1$ の線上を移動して③に到達する。③で荷を下ろすと、応力を示す点はオーバーシュートと減衰振動の後、再び $W_L = 0$ の線上④に戻る。

引き続き作業半径が $r_1' (< r_2)$ の位置にある重量 W_2 の荷をつり上げるため①'の位置に移動するものとする。

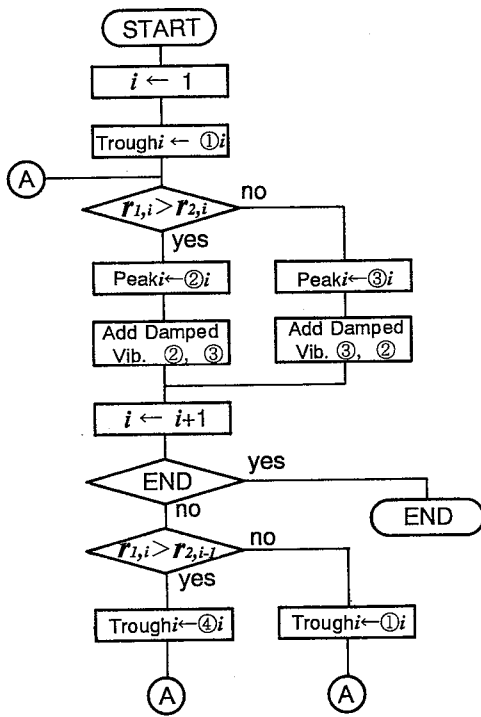


Fig. 7 Flow chart to obtain stress spectrum of jib.
ジブの応力スペクトルを求めるフロー

以上の場合、1回の運搬で応力は、①の点(谷)→②の点(山)→③の点(山)→④の点(谷)→①'の点(谷)と変化し、かつ②と③の点において減衰振動を呈する。またこの場合、極小値(①の谷)→極大値(②の山)と極大値(②の山)→極小値(①'の谷)をそれぞれ1回にカウントする。

振幅をカウントする極大値と極小値はつり上げあるいはつり降ろしの位置において生じる。そのいずれを取るべきかは作業半径を増加させる方向に移動するかどうかによって依存する。これを考慮して応力変動をカウントするフローを Fig. 7 に示す。

4. アウトリガ根元における応力スペクトル

下部走行体側の構造要素は、応力が荷のつり上げと作業半径の変化だけでなく、旋回動作によっても変化する。その代表としてアウトリガをとりあげ、その根元付近の応力変動について考察する。

アウトリガは多くの自走クレーンでは4本が装備され、クレーンとつり荷の重量を支える。その反力は支点が3点以上であるので不静定構造になり、単純に決定することはできない。ここでは反力を厳密に求めること自体が目的ではないので、その大きさ

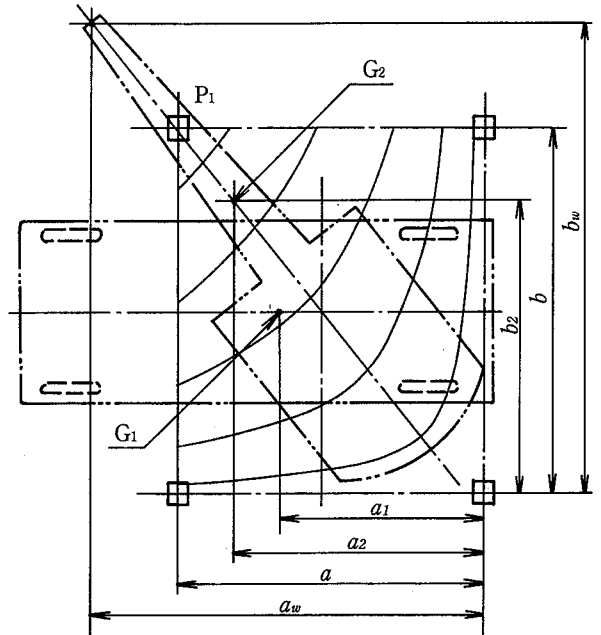


Fig. 8 Dimensions for the calculation of outriggers reaction forces.
アウトリガ反力の計算関係寸法

については簡略式⁴⁾を用いて計算する。また、アウトリガの根元付近の応力はその反力に比例するとみなせるので、以下は応力自体の変動でなく、反力の変動について考察する。

簡略式⁴⁾によりアウトリガの反力を求めると、Fig. 8 において、例えば左上のアウトリガの反力 P_1 は、

$$P_1 = G_1 \frac{a_1}{2a} + G_2 \frac{a_2 b_2}{ab} \quad (18)$$

と表すことができる。ここで G_1 は下部走行体の重量、 G_2 は上部旋回体の重量とつり荷の重量の和であり、図中にその重心位置を示している。また、 a 、 b はアウトリガの間隔、 a_1 は下部走行体の重心位置、 a_2 、 b_2 は上部旋回体の重心位置である。

下部走行体は、荷役作業中その形状を変えないので(18)式の第1項は一定となるが、第2項は荷のつり上げ下げによって G_2 、 a_2 、 b_2 の全てが、また旋回中は a_2 と b_2 が変化するため、一定の値にはならない。

(a) 旋回中の場合

いま、旋回中のアウトリガ反力の極大値あるいは極小値を求めるために P_1 の変化を考えると、(18)式において $a_2 b_2 =$ 一定であればアウトリガ反力も

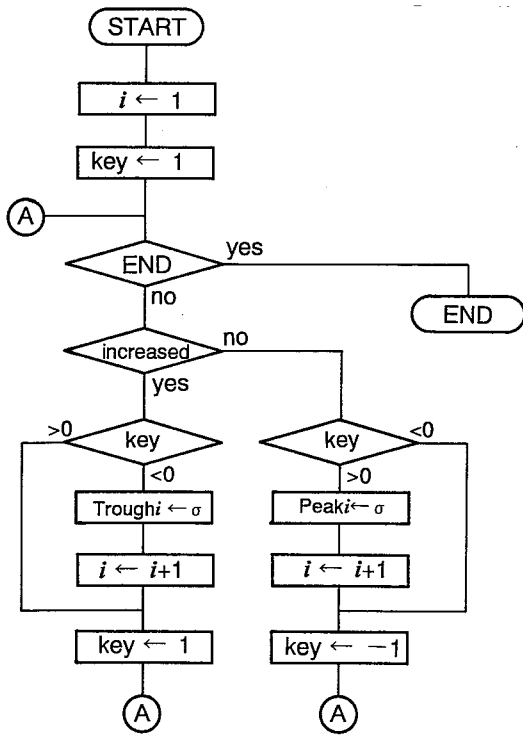


Fig. 9 Flow chart to obtain stress spectrum of outrigger.
アウトリガの応力スペクトルを求めるフロー

一定となることが分かる。逆にいうと、 $a_2 b_2 =$ 一定の線は、一定のアウトリガ反力を与えるための重心の位置を示すことになる。この線は図に示すように、反力を求める対象である左上のアウトリガ以外の3本のアウトリガを結んだ線を漸近線とする双曲線群になる。旋回中の応力の極大値は、重心 G_2 の軌跡がこの双曲線の最大あるいは最小値と交わる点で与えられる。

(b) つり上げ、つり下げの場合

荷をつり上げた場合には、 G_2, a_2, b_2 の全てが変化する。しかし、つり上げによる P_1 の変化分を考えると、重ね合わせの原理が成立する場合には、(18)式を次のように書きかえることによって求められる。

$$P_1 = G_1 \frac{a_1}{2a} + G_2' \frac{a_2' b_2'}{ab} + W \frac{a_w b_w}{ab} \quad (19)$$

ここで、 G_2' は上部旋回体の重量、 a_2' と b_2' は上部旋回体の重心位置、 W はつり荷の重量、 a_w と b_w は、Fig. 8 に示すように、 P_1 と対向するアウトリガを結ぶ線からつり荷の位置までの水平距離である。(19)式から、 $a_w b_w$ が正なら P_1 は増加し、負なら

減少することが分かる。

以上に基づき、アウトリガの応力変動をカウントするフローを Fig. 9 に示す。アウトリガ根元付近の曲げ応力は、荷のつり上げ・旋回動作によって重心の位置と全重量がともに変化するため、極値をとる状態を単純に決定することはできない。このため、旋回動作の全経過をシミュレートして応力の極値を逐一求めなくてはならない。

5. おわりに

自重成分を無視できないトラッククレーンについて、荷重の大きさとその移動範囲の分布が与えられた場合に、ジブ根元近傍とアウトリガ根元近傍の応力の変動をシミュレーションにより求めるための諸条件について検討し、次の結果が得られた。

- (1) つり上げ時などに生じる減衰振動については、応力スペクトルが両対数表示では直線上に乗る関係があることが明らかになった。
- (2) ジブの応力が極大値をとるときと極小値をとるときを明確にすることができ、その場合の応力頻度を計数するフローを導いた。
- (3) アウトリガの応力が極大・極小値をとる条件については、単純には求められないため、旋回の全過程をシミュレートして求める必要があることを明らかにした。その場合について応力頻度の計数フローを導いた。

これらのことから、つり荷の重量の分布と移動経路の分布を組み合わせたモンテカルロシミュレーションなどによりクレーンの機体の各部分の応力スペクトルを求めることが可能になった。今後、この手法が実際に適用できることを実機による実験と計算機シミュレーションとにより検証する予定である。

(平成 6 年 7 月 30 日受理)

参考文献

- 1) ISO/TC96/SC1/N307 Cranes-General principles for fatigue assessment Part 1 General (Draft)
- 2) たとえば、遠藤他、レインフロウ法の考え方とその応用、日本造船学会誌、706 (1988), 204
- 3) 星井他、クレーンの巻き上げ荷重に関する定量的評価法、日本機械学会論文集 (C)、58[555], (1992-11)
- 4) JIS D6302-76 自走式クレーンの構造性能基準