

振動下での製品評価方法の開発に関する研究

梅本博一^{*1)}

A Development of the Product Evaluation Methods under Vibrations

UMEMOTO Hirokazu^{*1)}

偏心加振機を付加して効率を高めた固液分離機における耐振動性能を明らかにするために、使用部材における S-N 曲線、実機でのひずみ測定及びひずみデータ解析、シミュレーション並びにインパクトハンマ加振による周波数分析の実施により、疲労限度、耐久限度線図、蓄積疲労及び周波数応答関数に関して評価を行った。その結果、使用部材である SUS304 (中間部に Y308 による溶接有) の疲労限度、耐久限度範囲を得ることができた。さらに実機におけるひずみ及び振動の測定並びに解析により、疲労破壊も降伏伸びも生じない範囲の応力であることがわかった。また、加振の影響を最も受けやすい箇所は偏心加振機設置部材ではなくスクリーン付近であり、さらにスクリーンでも裏板の中央付近が最も加振の影響を受けやすく、その部分の補強が最も重要であることがわかった。

1. 緒言

様々な分野において、効率的な稼働を目的として装置を全体又は部分的に加振するという手法が採用されている。そのうちのひとつとして、固液分離機がある。微小な固形物と水とを分離するために微小な隙間を有するスクリーンによる分離を求められることがあり、分離効率向上のために偏心加振機により加振している。しかし、分離効率向上のための加振に耐えることができるように改良されているものの、亀裂や破壊が発生する可能性があり、その破壊が疲労によるものなのか、共振によるものなのかといった原因の特定は困難である。さらに、破壊箇所以外に補強必要箇所特定は困難であり、それらは明らかにできない場合が多い。

そこで、本研究では改良された装置における耐振動性能を明らかにするために、疲労試験による S-N 曲線の作成、耐久限度線図による強度設計確認、構造解析、ひずみ測定及び解析による蓄積疲労評価及びインパクトハンマ加振による周波数応答関数測定などを実施した。

2. 実験方法

2.1 疲労試験

本研究で使用する S-N 曲線を作成するために、金属材料疲労信頼性評価標準¹⁾(以下「評価標準」と呼ぶ。)に基づき、(株)島津製作所製疲労試験機サーボパルス EHF-FBI 型を用いて疲労試験を実施した。疲労試験片を図 1 に示す。基材は SUS304 とし、中間の溶接には溶接棒 Y308 を使用した。条件は応力比 $R=0.05$ 、周波数 10 及び 25Hz 並びに打ち切り繰返し数 $N=10^7$ とした。それらを様々な応力振幅で繰

返し荷重を加えて破断までの繰返し数を求めた。

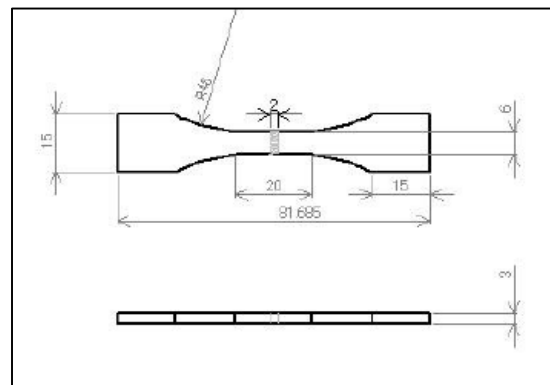


図 1 疲労試験片

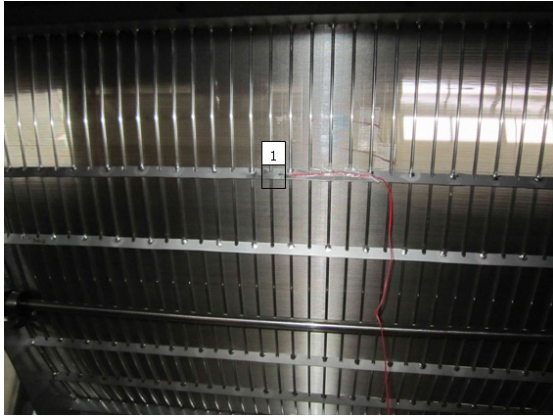
2.2 ひずみ

2.2.1 ひずみ測定

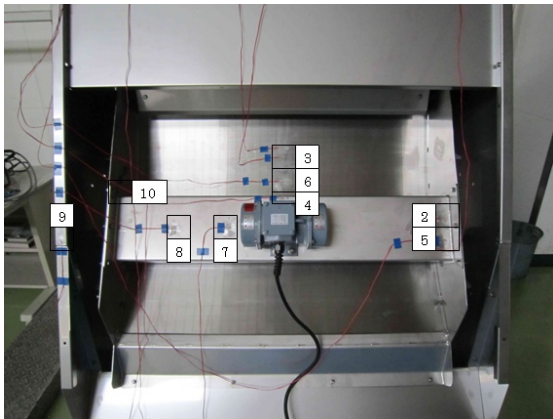
対象とした東洋スクリーン工業(株)製固液分離機において、図 2 に示す測定ポイントでひずみ測定を実施した。測定には計測データ解析装置(概要を図 3 に示す。スペクトリス(株)ブリュエル・ケアー事業部製 3050-B-060 及びスペクトリス(株)HBM 事業部製 MGCplus)を使用した。

測定条件として、測定時間は始動してからある程度時間が経過した後の 5 分間、偏心加振機の加振力は出荷時に設定されている 19% 及び 1 段階上の 37% (最大加振力: 500N)、サンプリング周波数は 3200Hz、ひずみゲージは(株)共和電業製 KFG-1-120-C1-11L3M2R を使用し 1 ゲージ法により測定した。

*1) 機械・電子・情報技術チーム



(a)測定ポイント 1(裏側)



(b)測定ポイント 2~10

図2 測定ポイント(1~10)

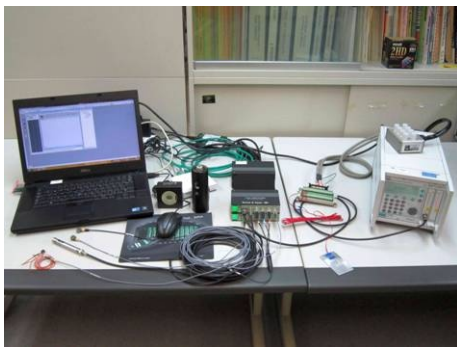


図3 計測データ解析装置概要

2.2.2 ひずみデータ解析

測定ポイントごとに得られたひずみデータから実負荷応力及びそれらの発生頻度を読み取るためにデータ解析を計測データ解析装置の GlyphXE により実施した。今回は平均応力及び応力範囲を同時に読み取ることができる方法の一つであるレインフロー法²⁾を採用した。図4にレインフロー法の概要図を示す。

レインフロー法とは、図4に示すように、ひずみ-時間のグラフをたてに置き換えてひずみの変化を屋根とみなし、雨だれを流すことを考える。軒先に雨だれが流れ着いたときに下の屋根に落ちて流れるとする。そして雨だれは次の

2 条件を満たすときに流れを停止させるとともに雨だれが流れた区間に対応させてひずみを読み取る方法である³⁾。

・条件1:後に続く水源の位置による条件

左流れにおいて今考えている水源よりも左側にあるか等しい水源からの雨だれは落下の後にさらに流れるが、水源よりも右側に水源があると、はじめの流れはそれ以上流れないとする。

・条件2:ピーク値番号の若い水源からの既存の流れと混合しない条件

ある水源よりも若い番号の水源からの流れがその屋根の一部を濡らしている場合はある水源からの雨だれをそれ以上流さないようにしてその区間のひずみをカウントする。

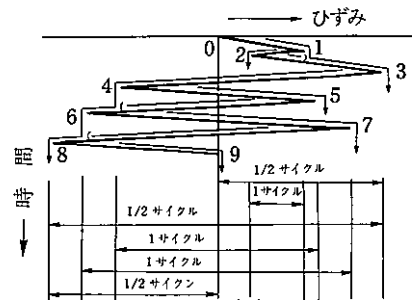


図4 レインフロー概要図

2.2.3 線形累積損傷則

応力振幅 $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$ が単独に繰り返されたときの疲労寿命(繰返し数)を N_1, N_2, \dots, N_i とすると、疲労限度以上の応力に対しては S-N 曲線上にある。

次にそれぞれの応力が組み合わさって作用したときの疲労損傷を繰返し数比の線形和で定義し、累積繰返し数比あるいは累積疲労損傷値とよび、この値が1になったときが疲労寿命であるとする。すなわち、これを式で書くと

$$\sum (n_i / N_i) = 1 \quad \dots (1)$$

ここで、 n_i : 応力 σ_i の繰返し数

N_i : 応力 σ_i が単独に繰返されたときのき裂発生、破断までの繰返し数

$\Sigma: i$ についての累積和をとることを意味する記号

このような関係は線形累積損傷則、Palmgren-Miner 則、あるいはマイナー則とよばれている。ここで、応力が疲労限度以下の場合、マイナー則では対応する繰返し数は無限大であるとする。

しかし、実働荷重下の疲労試験結果によればマイナー則は必ずしも成立しないことがわかってきた。実働荷重とは、1) 応力振幅が階段状に変化する波形、2) 重畳波形と称し、繰返し速度のゆっくりした一次波の上に速度の速い二次波が多数回重畳した波形、3) 間欠波(または間欠負荷波形)とよばれ、矩形状波に変化する平均応力の上に二次波が重畳した波形、などである。実働荷重下においては、疲労限

度以下の応力が疲労損傷の累積に大きく関わっている．実験結果はS-N曲線の時間強度部分を直線で疲労限度以下まで延長した新しいS-N曲線にのる傾向が強い．このような結果は多くの実験で得られており，この新しいS-N曲線を使って線形損傷則を適用する方法を修正マイナー則と称する⁴⁾．

2.3 シミュレーション（静荷重）

改良前及び改良後における偏心加振機設置部材の最大応力を有限要素法（FEM）により算出した．FEMにはSolidWorks Simulationを用いた．解析条件は偏心加振機設置部に静荷重95N及び185Nを加えて，拘束は両端での固定支持とし，材料特性は全てのボディをAISI304（ヤング率:190GPa）とした．荷重95N及び185Nは偏心加振機の最大加振力500Nの19%及び37%である．

2.4 インパクトハンマによる周波数分析

ひずみ測定実施ポイント（図2参照）に加速度ピックアップを貼り付け，インパクトハンマ加振を加振機付近に加えて周波数応答関数測定を計測データ解析装置により実施した．加速度ピックアップはブリュエル・ケアー製4507B（使用範囲:振幅0.3~6kHz，位相2~5kHz），インパクトハンマはブリュエル・ケアー製8206-002（チップ:アルミニウム）を使用した．

3. 結果及び考察

3.1 引張強さ及び0.2%耐力(降伏点)

疲労試験と同じ形状の試験片（図1）を使用して，引張試験を実施した．結果を表1に示す．

表1 引張試験結果

	引張強さ(MPa)	0.2%耐力(MPa)
引張試験片1	616	290
引張試験片2	610	288
引張試験片3	596	286
平均	607	288

3.2 疲労限度及びS-N曲線

3.2.1 応力比 R=0.05

疲労試験の結果を表2に示す．ここで，評価標準では，次のとおり疲労限度を推定している．

破断応力最小値 $\sigma_{f, \min}$ とこれより低応力の打切りデータ応力最大値 $\sigma_{f, \max}$ の平均値

$$\sigma_w = (\sigma_{f, \min} + \sigma_{f, \max}) / 2 \quad \dots (2)$$

を疲労限度とする．なお， $\sigma_{f, \min}$ と同じ応力レベルに打切りデータがあり，かつこれより低い応力レベルで打切りデータが存在しない場合は，この $\sigma_{f, \min}$ を疲労限度とする．

また，上述の方法により決まる疲労限度 σ_w に対して，破断データ応力最小値 $\sigma_{f, \min}$ とこれより低応力の打切りデータ応力最大値 $\sigma_{f, \max}$ の応力階差が $\pm 0.05\sigma_w$ 超える場合はこのように疲労限度を決めることはできない．

ここで，今回の疲労試験結果において， $\sigma_{f, \min}=240\text{MPa}$ 及び $\sigma_{f, \max}=220\text{MPa}$ となり，疲労限度 $\sigma_w=230\text{MPa}$ と推定できる．また，この値は上述の条件を満たしていることも確認することができた．

さらに，推定した疲労限度及び疲労試験データをもとに作成した片対数折れ線回帰モデル S-N 曲線を図5に示す．これは，回帰にあたり全破断データをもとに縦軸方向の残差二乗和最小の原理で S-N 曲線を回帰したものである．

表2 疲労試験結果(R=0.05)

応力範囲(MPa)	破断繰返し数(回)
400	6.26E+04
400	7.00E+04
400	5.85E+04
320	1.62E+05
320	1.23E+05
320	4.95E+04
280	4.09E+05
280	3.32E+05
280	5.16E+05
260	4.77E+05
260	8.32E+05
260	6.99E+05
240	1.93E+05
240	1.10E+05
240	1.66E+06
240	1.00E+07
220	1.00E+07
210	1.00E+07
210	1.00E+07
200	1.00E+07
200	1.00E+07

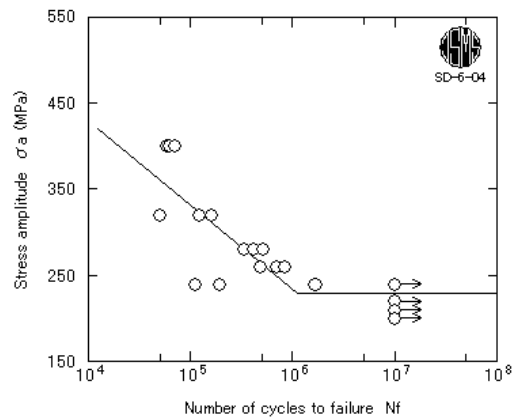


図5 S-N 曲線(片対数，疲労限度 230MPa)R=0.05

3.2.2 応力比 R=-1(両振り換算)

疲労試験を応力比 R=0.05 で実施したことにより，3.2.1 で述べた試験結果は平均応力の存在による影響を受けている．次に検討する耐久限度線図などに適用させるためには，R=0.05 での疲労試験結果を修正グッドマンの式により R=-1(両振り)の条件に換算しなければならない．

修正グッドマンの式は、

$$\sigma_a = \sigma_{\omega 0} (1 - \sigma_m / \sigma_B) \quad \dots (3)$$

で表されており、両振り疲労限度 $\sigma_{\omega 0}$ が平均応力 σ_m の存在により σ_a となることを意味している⁵⁾。

そこで今回は修正グッドマンの式を、疲労試験結果から平均応力の存在による影響を取り除くために使用した。まず疲労限度について、応力比 $R=0.05$ での疲労限度は 230MPa であり、その際の平均応力は 127MPa となり、引張強さ 607MPa とを併せて式(2)より両振り疲労限度を算出すると両振り疲労限度は 291MPa となる。これと同様に全ての疲労試験結果を換算 $R=0.05$ での試験結果を全て平均応力の影響を考慮して、両振り換算した S-N 曲線を図 6 に示す。

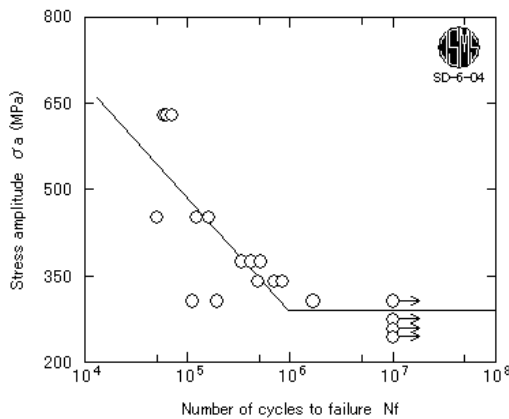


図 6 S-N 曲線 (片対数, 疲労限度 291MPa) $R=-1$

3.3 耐久限度線図

疲労破壊及び降伏伸び発生の可能性を調べる方法の一つに耐久限度線図によるものがある。耐久限度線図とは、横軸を平均応力 σ_m 、縦軸を応力振幅 σ_a とするグラフに、x 軸上で引張強さ σ_B と y 軸上で両振り疲労限度 $\sigma_{\omega 0}$ により直線を引き、更に、x 軸上と y 軸上で降伏応力 (0.2%耐力) により直線を引いたものである。

ここで、引張強さが 607MPa、疲労限度が 291MPa 及び降伏応力 (0.2%耐力) が 288MPa の場合の耐久限度線図を図 7 に示す。

今回の材料及び条件では、疲労破壊も降伏伸びも起きない範囲が図 7 の実線範囲内の応力であることがわかった。

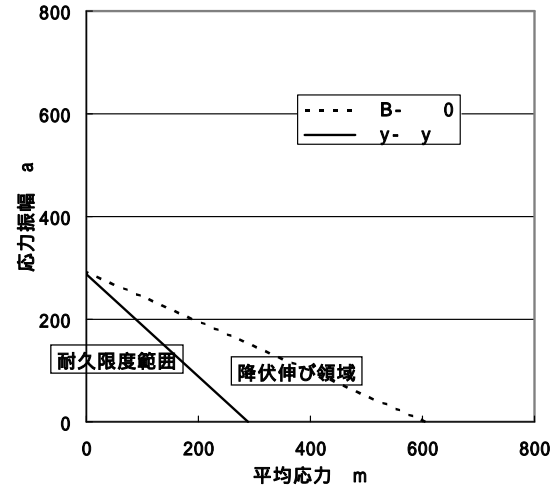


図 7 耐久限度線図

3.4 シミュレーションによる静荷重負荷時の最大応力

解析形状を図 8 に、解析による vonMises 応力図として改良前を図 9 に、また改良後を図 10 に示す。それぞれの形状及び荷重における vonMises 最大応力を表 3 に示す。

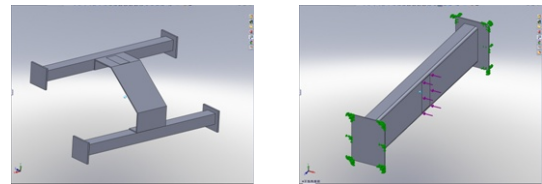
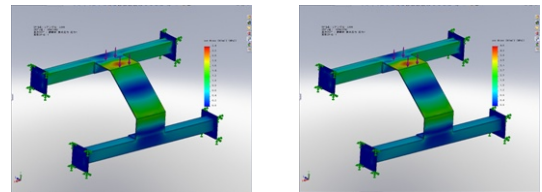
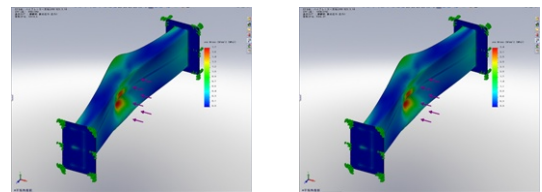


図 8 解析形状 (左:改良前, 右:改良後)



95N (19%), 195N(37%)

図 9 改良前形状での解析結果



95N (19%), 195N(37%)

図 10 改良後形状での解析結果

表 3 FEM 解析結果(vonMises 最大応力)

荷重(N)	改良前		改良後	
	95(19%)	185(37%)	95(19%)	185(37%)
最大応力(MPa)	2.4	4.6	1.7	3.4

FEM 解析結果 (表 3) を耐久限度線図 (図 7) にプロットすると改良前及び改良後形状ともに偏心加振機設置部材において、降伏伸び領域内にあることが、すなわち、静荷重の場合は降伏伸びが発生しないことがわかった。また、静荷重では加振機付近の応力が最も大きく、両端には負荷があまりかからないことがわかった。

3.5 耐久限度線図による強度の確認

実験方法の 2.2.2 ひずみデータ解析の項で述べたとおり、測定したひずみデータをレインフロー解析することで、応力範囲と平均応力とを同時に読み取ることができる。しかし、今回測定された平均応力が小さいことから影響はほとんど受けないと判断し、平均応力を無視して応力範囲のみ (レンジオンリー) で検討を実施した。各測定ポイントでの加振力 19% 及び 37% における応力範囲と頻度をグラフにしたものを図 11 に示す。ヤング率は 200GPa とした。

測定ポイントにより、応力範囲と頻度のグラフの形状が違うのはそれぞれのポイントにより加振による影響の受け方が違うためであると考えられる。

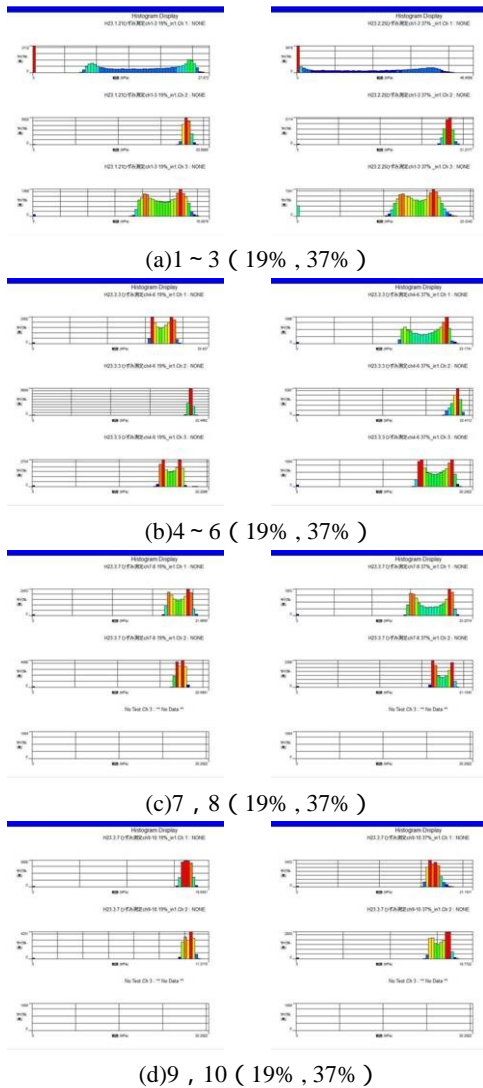


図 11 応力範囲 - 頻度グラフ

図 11 に示したグラフでの最大応力範囲の値を表 4 に示す。ここで、FEM 解析結果による応力 (表 3) とひずみデータ解析による応力範囲 (表 4) の数値の違いは、負荷が静荷重と動加重との違いであると考えられる。次に、図 6 の耐久限度線図に表 4 の値をプロットすると、全てのポイントで耐久限度範囲及び降伏伸び領域内におさまることが分かる。このことから、出荷時に設定されている加振力である 19% はもちろんのことその 1 段階上の 37% においても、疲労破壊及び降伏伸びは発生しないことがわかった。

表 4 ポイントごとの最大応力範囲

	最大応力範囲 (MPa)	
	19%	37%
1	28	46
2	21	21
3	16	20
4	23	23
5	22	20
6	20	20
7	22	23
8	21	21
9	19	21
10	17	19

3.6 加振による影響の受けやすさについて (装置全体)

3.6.1 積算応力

表 4 より、測定ポイント 1 における 19% と 37% での最大応力範囲の変化が他のポイントでのそれと比べて大きくなっている。すなわち、装置の場所により加振から受ける影響が異なることがわかった。補強が重要なポイントを明らかにするために、加振の影響を受けやすいポイントについて検討する。

図 11 で示した応力範囲 - 頻度グラフからそれぞれの応力及び頻度の積の和を表 5 に示す。この表からも表 4 と同様にポイント 1 の積算値のみが約 1.5 倍になっている。荷重条件のうち、荷重条件を 19% (95N) と 37% (185N) とで変化させており 加振周波数 60Hz は変化させていない。その中でこれだけの変動が発生したということ、かつ、最大応力範囲が発生していることから、ポイント 1 が 19% (95N) 及び 37% (185N) の加振において最も加振の影響を受けやすい、すなわち応力がかかるポイントであることがわかった。ここで 19% 加振において、ポイント 1 より大きい積算応力であるポイント 5 及び 7 については、ポイント 2 及び 4 近傍であること及び加振力の増大に伴い積算応力が減少していることから加振の影響を受けにくいポイントであると判断した。

表 5 ポイントごとの積算応力 (5 分間)

	積算応力 (MPa)	
	19%	37%
1	316501	445644
2	324262	327104
3	215040	253394
4	313630	311346
5	363195	331730
6	286470	289259
7	330712	319534
8	312646	314158
9	293340	297200
10	276927	276271

3.6.2 累積疲労損傷

積算応力による比較は、S-N 曲線で表される特性が考慮されていない。そこで、S-N 曲線も含めて累積疲労損傷を検討する。

図 11 で示した応力範囲 - 頻度において、累積疲労損傷を図 6 の S-N 曲線 (R=1) を疲労限度以下も延長し、修正マイナー則により算出した。ここで、図 6 の回帰式は、

$$\sigma = -199.37 \times \log(N) + 1483 \quad \dots (3)$$

である。累積疲労損傷を表 6 に示す。

表 6 ポイントごとの累積疲労損傷(5 分間)

	19%	1基準		37%	1基準
1	8.818E-04	1.00	1	1.109E-03	1.00
2	8.101E-04	0.92	2	8.120E-04	0.73
3	7.555E-04	0.86	3	7.903E-04	0.71
4	8.055E-04	0.91	4	8.051E-04	0.73
5	8.312E-04	0.94	5	8.145E-04	0.73
6	7.919E-04	0.90	6	7.937E-04	0.72
7	8.135E-04	0.92	7	8.086E-04	0.73
8	8.037E-04	0.91	8	8.054E-04	0.73
9	7.950E-04	0.90	9	7.965E-04	0.72
10	7.866E-04	0.89	10	7.864E-04	0.71

表 6 の「1 基準」は、最大値を示したポイント 1 を基準としたその他のポイントにおける比を表した数値である。累積疲労損傷についても、積算応力の結果と同じ様に、19% 及び 37% においてポイント 1 で最大値を示し、加振の影響を受けやすいことがわかった。

3.6.3 周波数応答関数

3.6.1 及び 3.6.2 でポイント 1 が最も加振の影響を受けやすいことを述べたが、それを確認するために周波数応答関数測定を実施した。測定結果を図 12 に示す。

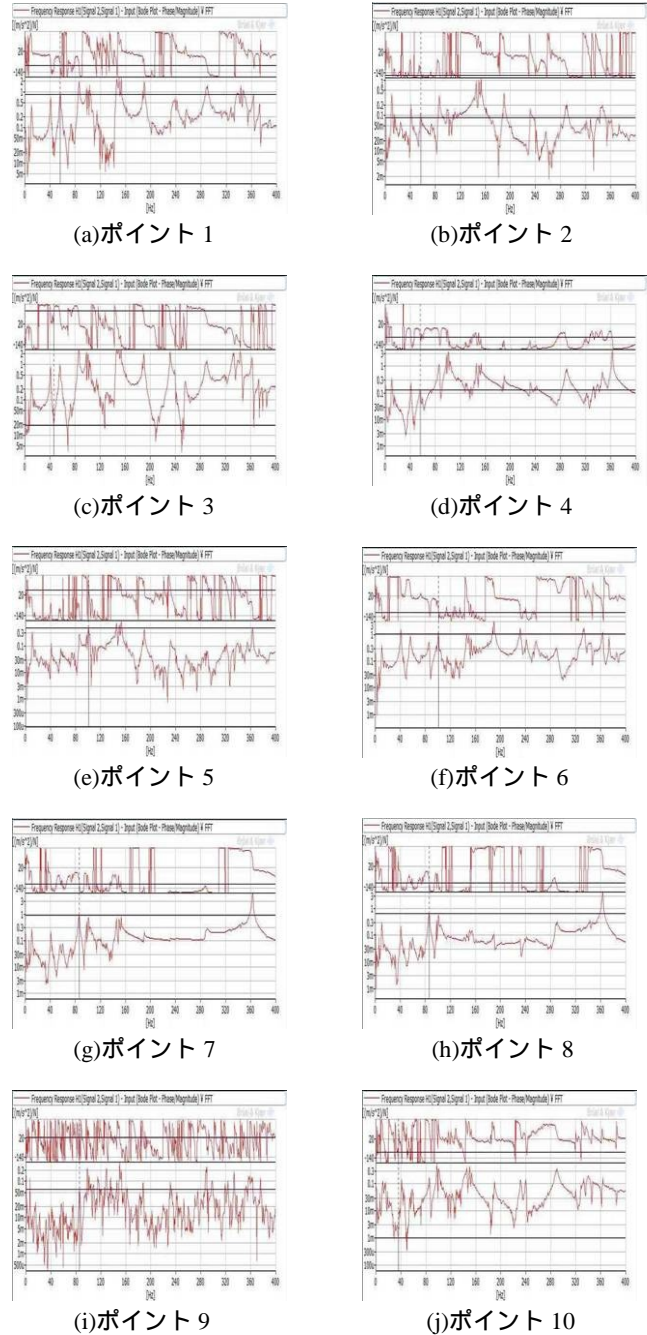


図 12 周波数応答関数測定結果

加振力当たりの周波数応答を示したグラフが図 12(a) ~ (j)のグラフである。3.6.1 及び 3.6.2 で最も影響を受けやすいと述べたポイント 1 はスクリーンの裏板上にあり、スクリーン付近ではポイント 3 及び 6 でも測定している。ポイントごとに加振周波数の 60Hz 付近での加振力当たりの周波数応答を比較してみると、ポイント 1, 3 及び 6 で約 1(m/s²)/N であり、その他のポイントでは約 1/10 かそれ以下であった。高調波での共振は無視することはできないが、60Hz (1 次)での共振については、1, 3 及び 6 が加振の影響を受けやすい箇所であることが分かった。

しかし、ポイント 3 及び 6 での積算応力がポイント 1 に

比べて小さいのは、スクリーン（0.1mm の隙間有り）上にひずみゲージを貼り付けたことにより、ひずみ受感部で正常に反応していないことが原因であると考えられる。

3.7 加振による影響の受けやすさについて（スクリーン裏板）

3.6 において、スクリーンが他のポイントに比べて加振による影響が大きいことがわかった。そこで、図 13 に示すスクリーン裏板のポイントでのひずみ測定及びひずみデータ解析により、スクリーン裏板各部における加振による影響について検討した。

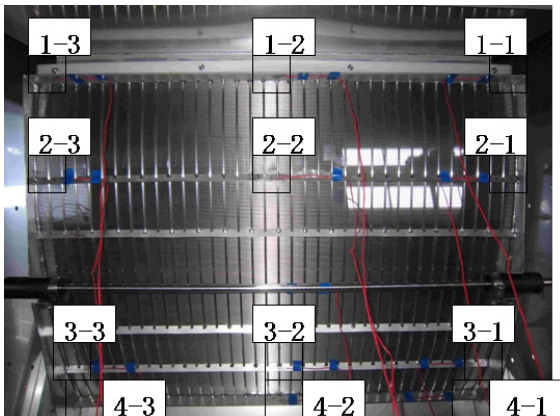
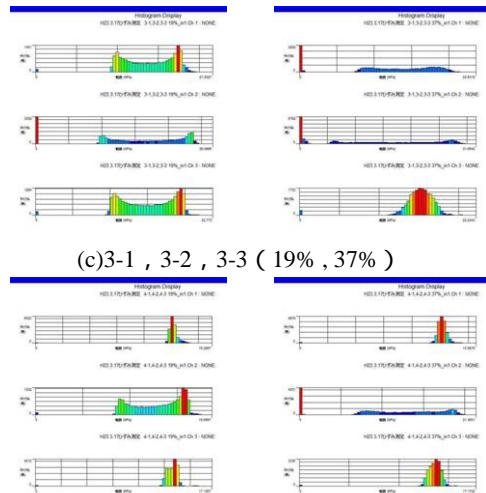
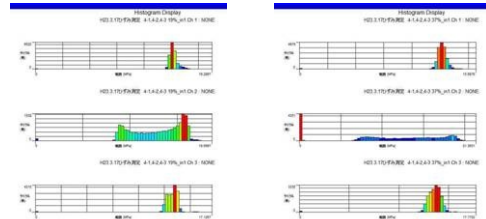


図 13 スクリーン裏板 ひずみ測定ポイント

2.2.1 及び 2.2.2 と同じ条件でひずみ測定及びひずみデータ解析の結果を図 14 に示す。また 3.6.1 及び 3.6.2 と同じ条件で算出した積算応力及び累積疲労損傷を表 7 及び表 8 に示す。



(c)3-1, 3-2, 3-3 (19%, 37%)



(d)4-1, 4-2, 4-3 (19%, 37%)

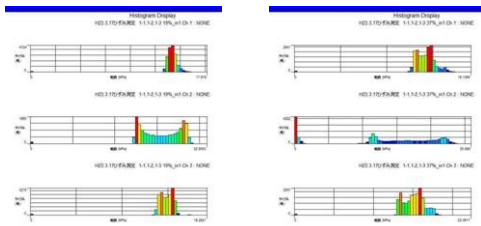
図 14 応力範囲 - 頻度グラフ（スクリーン裏板）

表 7 ポイントごとの積算応力（5 分間）

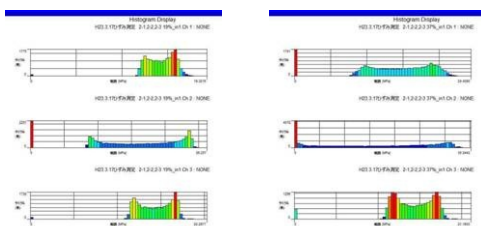
	積算応力(MPa)	
	19%	37%
1-1	255373	255699
1-2	278969	301051
1-3	267384	271824
2-1	258167	269839
2-2	305418	364795
2-3	258676	258876
3-1	252118	256289
3-2	310798	330842
3-3	275032	275395
4-1	228935	228227
4-2	233276	242336
4-3	238374	245032

表 8 ポイントごとの累積疲労損傷（5 分間）

	19%		37%	
	19%	3-2 基準	37%	3-2 基準
1-1	7.761E-04	0.84	7.762E-04	0.69
1-2	7.883E-04	0.85	1.004E-03	0.89
1-3	7.823E-04	0.85	7.840E-04	0.69
2-1	7.772E-04	0.84	8.434E-04	0.75
2-2	8.810E-04	0.95	1.046E-03	0.93
2-3	7.777E-04	0.84	7.907E-04	0.70
3-1	7.765E-04	0.84	9.191E-04	0.81
3-2	9.242E-04	1.00	1.130E-03	1.00
3-3	7.887E-04	0.85	7.931E-04	0.70
4-1	7.621E-04	0.82	7.632E-04	0.68
4-2	7.659E-04	0.83	9.277E-04	0.82
4-3	7.669E-04	0.83	7.724E-04	0.68



(a)1-1, 1-2, 1-3 (19%, 37%)



(b)2-1, 2-2, 2-3 (19%, 37%)

表 7 より積算応力に関して、加振力が 19% 及び 37% とともに 4 の列以外では両端部（-1 及び -3）より中央部（-2）において積算応力が大きく、4 の列では低応力ながら端部が中央よりも積算応力が大きくなっており影響を受けやすいことがわかった。

次に表 8 より累積疲労損傷に関して、加振力が 19% の場合は 2 及び 3 の列においては中央部が両端部に比べて累積

疲労損傷が大きくなっており、1及び4の列においては両端部と中央部とに大きな違いはなかった。しかし、加振力が37%の場合は1~4の全ての列において中央部が両端部に比べて累積疲労損傷が大きくなっていることがわかった。

積算応力と累積疲労損傷とで検討した結果、わずかな違いはあるものの、2つともスクリーン中央付近が加振による影響を顕著に受けやすいことを示しており、すなわちその部分の補強が最も重要であることがわかった。

4. 結言

本研究は、偏心加振機を付加して効率を高めた固液分離機における耐振動性能を明らかにするために、S-N 曲線、ひずみ測定及びひずみデータ解析、シミュレーション並びにインパクトハンマ加振による周波数分析の実施により、疲労限度、耐久限度線図、蓄積疲労損傷及び周波数応答関数等を評価し、以下の結果が得られた。

- 1) 疲労試験片と同形状の試験片による引張試験の結果、引張強度は 607MPa 及び 0.2%耐力は 288MPa であった。
- 2) SUS304 (中央溶接部 2mm, Y308) の疲労試験片における応力比 $R=0.05$, 打ち切り繰返し数 10^7 での疲労試験の結果、S-N 曲線を作成し、疲労限度は 230MPa であった。
- 3) 応力比 $R=0.05$ での疲労試験結果を修正グッドマンの式により応力比 $R=1$ に両振り換算した両振りの疲労限度は 291MPa であった。
- 4) 両振りの疲労限度、引張強度及び 0.2%耐力により耐久限度線図を得ることができた。
- 5) FEM 解析の結果、改良前及び改良後形状ともに偏心加振機設置部材において、降伏伸び領域内であることがわかった。
- 6) 実機におけるひずみ測定及びひずみデータ解析の結果、測定を実施したポイントにおいて発生している最大応力は疲労破壊も降伏伸びも生じない範囲であることがわかった。
- 7) 実機におけるひずみ測定及びひずみデータ解析の結果、偏心加振機設置部材よりもスクリーンの方が加振の影響を受けやすいことがわかった。
- 8) 積算応力及び累積疲労損傷による評価では、今回の条件では大きな差がないことがわかった。
- 9) インパクトハンマによる周波数応答関数の評価により、スクリーンが最も 60Hz 付近の加振による影響を受けやすいことが確認できた。
- 10) 隙間がある部材でのひずみ測定では、ひずみ受感部の一部が貼り付けできていないため正常に反応しておらず、測定値が正確でないことがわかった。
- 11) スクリーン裏板でのひずみ測定及びひずみデータ解析の結果、中央付近が顕著に加振の影響を受けることがわ

かった。

加振に耐えうる構造とは、製造業としては古くから、そして今後長い期間向き合っていかなければならない課題である。今回の結果からも分かるように、評価ポイントによっても加振の影響は大きく変わってしまうことから測定ポイントの選定が耐振動性能評価に重要な要素である。今回再認識することができた重要な要素を明確にすることにより、今後は効果的な稼働を目標とした効率的な振動条件と耐振動性能との総合的な評価についても取り組んでいきたい。

なお、本研究で使用した計測データ解析装置は、財団法人 JKA の「機械工業振興補助事業」により導入、設置した。



参考文献

- 1) (社)日本材料学会;金属材料疲労信頼性評価標準 - S-N 曲線回帰法 - (2008)
- 2) 遠藤達雄;九州工業大学研究報告, 28, p1 (1974)
- 3) (社)日本材料学会;疲労設計便覧, p208, 養賢堂 (2008)
- 4) (社)日本材料学会;疲労設計便覧, p212, 養賢堂 (2008)
- 5) 中村宏 堀川武;金属疲労の基礎と疲労設計強度設計への応用, P55-58, コロナ社 (2008)