

高落差ポンプ水車の変動応力と変動圧力

Stress Fluctuations and Pressure Fluctuations in a High Head Pump-Turbine

500m級高落差フランシス形ポンプ水車の実物とその約 $\frac{1}{25}$ の縮小模型ポンプ水車の変動応力及び変動圧力を計測し、模型実験の相似性及び変動応力と変動圧力の関係について検討した。その結果、平均応力は模型の回転速度 n の 2 乗に比例するが、変動応力、変動圧力の振幅は n^2 には比例せず、そのべき指数は場所、運転状態、及び周波数成分によって異なることが明らかになった。また、変動応力と変動圧力との関連については、ランナペーンの変動応力振幅とプライミング及び側圧室の変動圧力振幅の関連が深いこと、ガイドペーンの変動応力とプライミング変動圧力とはその周波数成分も酷似し、非常に密接な関係にあることが明らかになった。

山口雄三* Yamaguchi Yūzō
鈴木睦男** Suzuki Mutsuo

1 緒 言

近年揚水発電所は急速に高落差化し、その有効落差は600mに達している。このような高落差揚水発電所用ポンプ水車には、ほぼ落差に比例して大きな外力がかかり、また外力の変動成分の周波数も高くなるため、ポンプ水車部材の強度に関する従来にも増した慎重な配慮が必要である。ところで、ポンプ水車部材の強度の検討には遠心力や静水圧などの静的な外力による平均応力と、変動水圧などの時間的に変動する外力による変動応力の両者の予測が必要である。平均応力の予測は、有限要素法による応力解析法やランナ内の流れ解析法の採用によって計算による予測が可能になりつつある。しかし、変動応力については解析による予測が依然として困難であり、ここ当分の間は実物及び模型で変動応力の実態を把握する努力を続ける必要がある。また、今後更にポンプ水車が高落差化する場合の変動応力の予測、又は実物ポンプ水車の疲労強度のチェックは模型実験によるのが妥当と思われる。しかし一方で、模型ポンプ水車の変動応力と実物の変動応力とはどの程度一致しているのか、また、変動応力予測のために必要と従来いわれてきた実揚程模型実験(実物と同じランナ周速で行なう模型実験)とそれよりも低い回転速度で行なう模型実験では変動応力にどのような差異があるのかなどの疑問に対しては、実物及び模型双方のデータ不足から明確な答は出されていない。しかし、ここ数年の間に400mないし500m級高落差フランシス形ポンプ水車実物の応力が測定され¹⁾、実働応力状態のデータが収集された。本稿ではその一例である500m級ポンプ水車の実働応力計測結果と、実物の約 $\frac{1}{25}$ 縮小模型ポンプ水車での変動応力計測結果とを基に、実物の実働応力状態の特徴及び模型実験の相似性について検討した。また、変動応力と、変動応力の発生原因と考えられる変動圧力との関連についても併せて検討した。

2 実物の変動応力及び変動圧力

実物ポンプ水車の仕様を表1に示す。また、図1は実物及び模型のランナ上の応力計測位置を示している。実物の応力はランナペーンの水車入口クラウン側のV1から出口シュラウド側のV6までの6箇所、いずれもランナペーンの負圧面にはりつけたひずみゲージで測定した。図2は実測結果を

示すもので、実物の各種運転中のV1変動応力振幅の2乗平均値(実効値)をレベルレコーダを用いて記録した図である。同図で最大の変動応力振幅が発生しているのは水車負荷しゃ断後で、次にポンプ入力しゃ断後である。変動応力振幅が次になのはポンプ適正開度運転、及び水車無負荷運転時であって、ポンプ締切運転時の振幅は意外に小さかった。なお、水車起動時の後半で振幅が大になっているのは、水車無負荷運転状態と同様の運転状態になっているためである。図3も実測結果で、水車負荷しゃ断後のランナペーンの変動応力振幅及びプライミング部の変動圧力振幅の時間的変化を示すものである。変動応力振幅は、水車入口のV1から出口のV5に向けて小となり、時間的にはほぼ同じように変化している。プライミング変動圧力振幅も変動応力振幅とほぼ同様に推移し、両者の関係の深さを物語っている。

3 模型実験条件に関する考察

ポンプ水車の変動応力を実物と相似形状に作られた縮小模型を用いて予測する、又は実物の疲労強度の加速試験を行なう試みは、ポンプ水車開発の初期から行なわれ、その基礎となる水力弾性振動の相似則も発表されている^{2)~4)}。ここでは、これらの相似則及び模型実験条件について考えてみる。表2はポンプ水車の変動応力に関与している無次元数、及びそれ

表1 実物ポンプ水車の仕様 電源開発株式会社沼原揚水発電所納めフランシス形ポンプ水車の仕様である。

項	目	仕 様
水 車	最 高 有 効 落 差	500 m
	最 大 出 力	230MW
ポ ン プ	最 高 揚 程	528 m
	最 大 軸 入 力	250MW
ラ ン ナ	最 大 外 径	4,952mm
	羽 根 枚 数	7
	回 転 速 度	375rpm
ガ イ ド ペ ー ン 枚 数		20

* 日立製作所日立研究所 ** 日立製作所日立工場

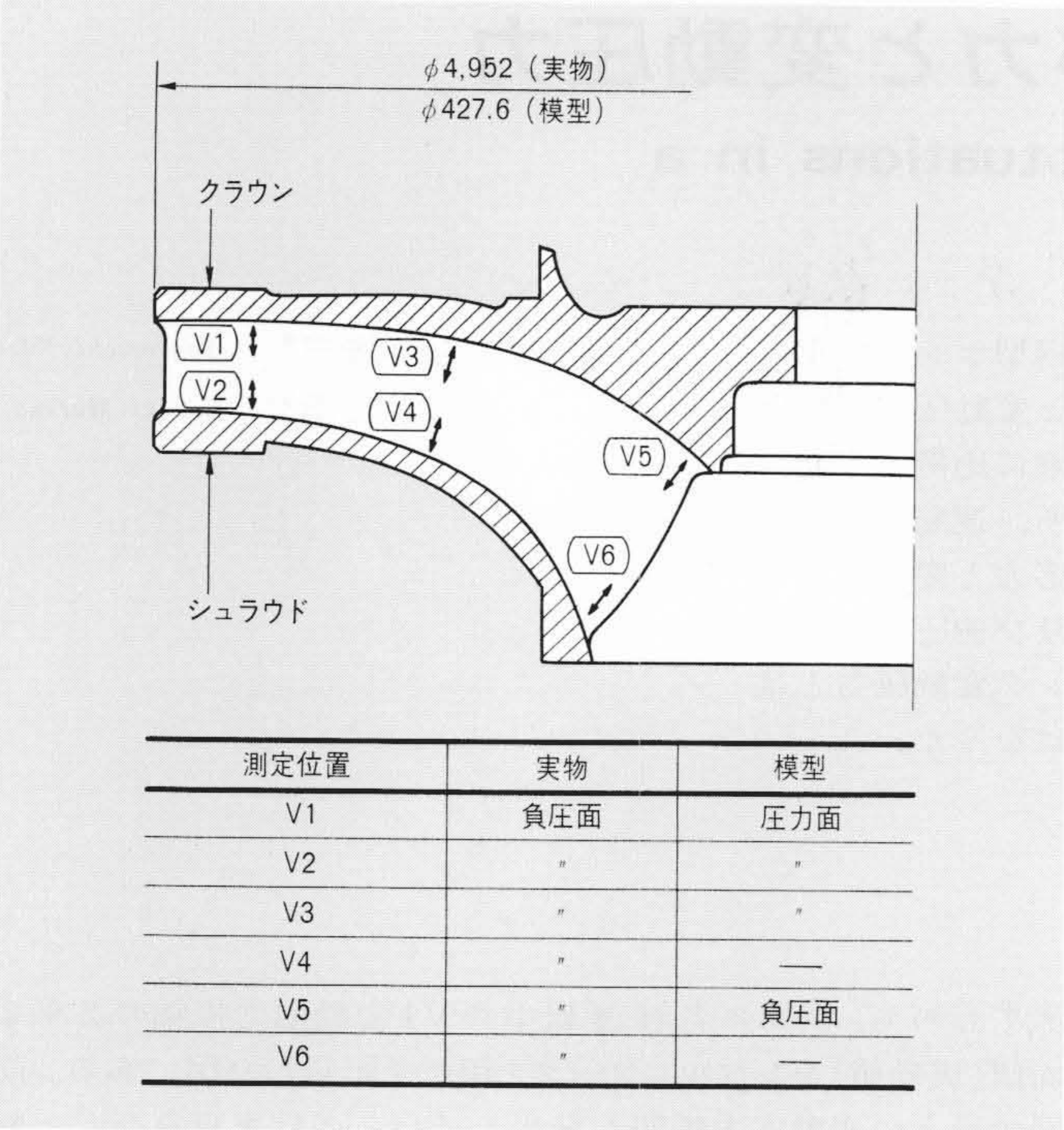


図1 ランナベーン上の応力計測位置 羽根面の矢印方向の応力を、半導体ひずみゲージを用いて測定した。

らと模型実験条件との関係を示している。同表の無次元数の中で、ポンプ水車の流れに最も大きな影響を与えられているのはオイラ数及びキャビテーション係数で、ポンプ水車の定常性能に関する模型効率試験などでもこの二つの無次元数は実物と同一にして実験している。レイノルズ数は、

その値がある程度以上大になるとその影響が小さくなること、及びレイノルズ数を実物と同一にするためには実物と同一寸法の模型を同じ揚程で運転する必要が生ずることのため、通常は実物と同じレイノルズ数での模型実験は行なわれていない。以上の3個以外の無次元数は、振動現象をも含めて模型実験を行なうとき実物と一致することが追加的に要求される無次元数である。同表中の○、×、△印は模型実験条件と無次元数との関係を示しており、○印は実物と一致する無次元数、×印は一致しない無次元数を示す。ストローハル数 St に△印を付けたのは、カルマン渦列の例に見られるように、ストローハル数がレイノルズ数によって変化することがあるためである。もちろん、流れの乱れの周波数が回転速度 n やガイドベーン枚数 $\times n$ など回転速度 n に比例する現象のストローハル数は常に実物と一致する。ところで、同表中①の実験は、実物と同一材料で作った模型を実物と同じランナ周速で運転する、いわゆる実揚程模型実験と呼ばれている実験である。この実験では、振動現象も含めて模型実験するために追加された無次元数はすべて実物と一致する。②の実験は、①の模型を①よりも低い回転速度で運転した場合に相当し、このときはマッハ数 Ma とコーシー数 Ca とが実物とは一致しなくなる。具体的には、流路の構造と水中の音速とで決まる流路の共鳴周波数と流れの乱れの周波数との比、及び構造物の固有振動数と流れの乱れの周波数との比(Ca 数)が変化し、共鳴、共振の発生状況が実物とは一致しなくなる。なお、③の実験は、実物とは異なる適切な材料を使用して模型を作り、低い回転速度の模型実験であっても Ca 数は実物と一致させるLecher³⁾の提唱になる案である。本稿では、実物と同一材の模型の実験回転速度を変えて同表の①、②の実験を行ない、更に実物の結果と対比して Re 、 Ca 、 Ma 数のずれがどのような結果となって表われているのかについて検討した。

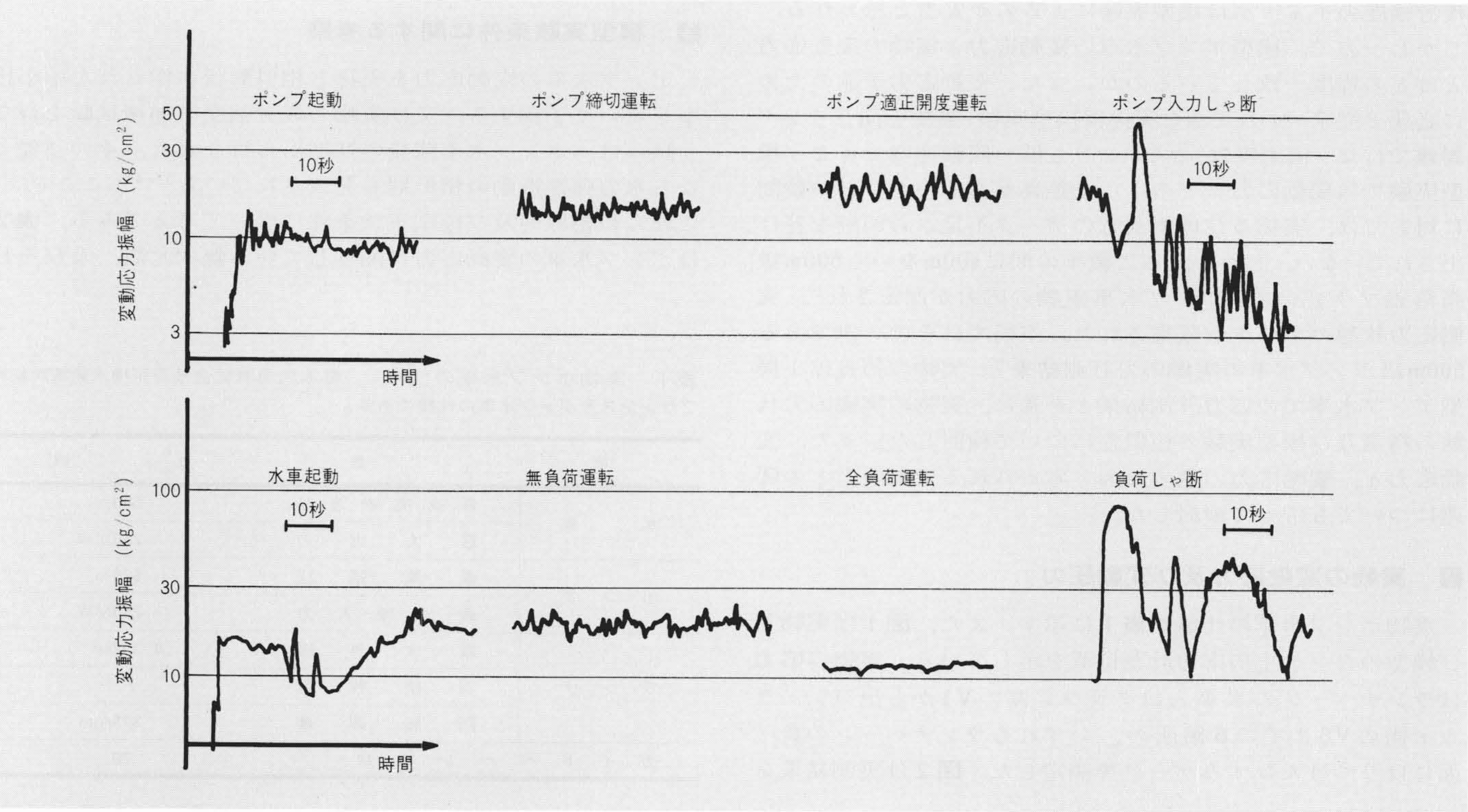


図2 実物の各種運転条件下でのV1変動応力振幅(2乗平均値) レベルレコーダで記録した振幅の時間的変化を示すもので、負荷しゃ断時に最大変動振幅が発生している。

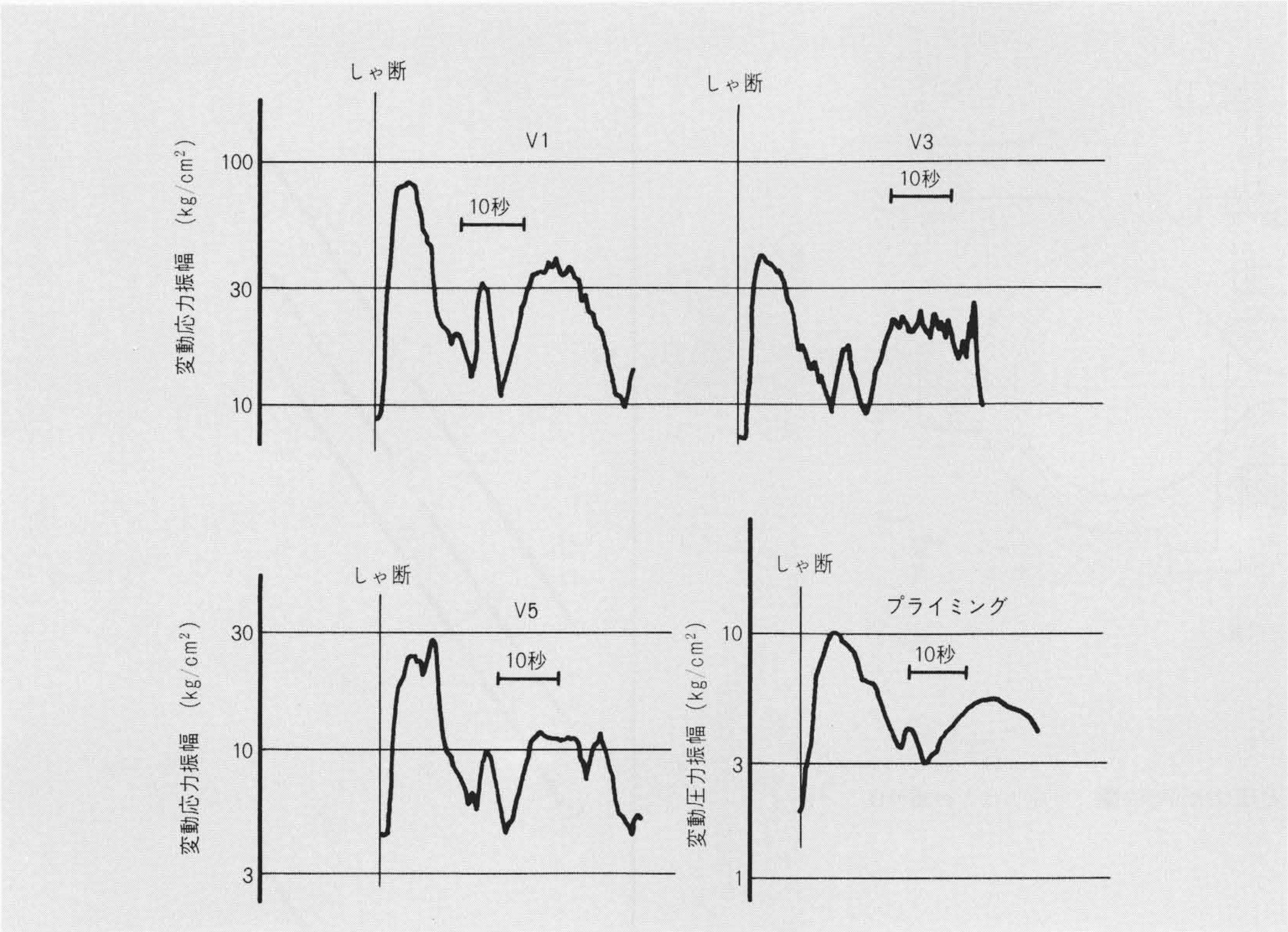


図3 実物負荷シャ断後の応力、及び圧力の変動振幅推移（2乗平均値）ランナ上の変動応力振幅は同時に増減し、プライミング変動圧力振幅もほぼ同様な変化を示している。

4 模型実験装置

図4は模型ポンプ水車の軸断面図である。変動圧力は、同図に示した各位置と水車入口の水圧管で計測した。ランナ上の応力計測位置は図1に併記した。また、ガイドベーン上の

流れに平行な方向の応力も測定した。図5はランナベーンの平均応力実測値と回転速度 n との関係を示すものであるが、いずれの位置の平均応力も n^2 に比例し、応力測定に誤りのないことが確かめられた。

表2 水力弾性振動に関する無次元数及び模型実験条件との関係 実揚程模型実験ではレイノルズ数以外の無次元数は実物と一致する。それよりも回転速度を下げた低い揚程の模型実験では、 M_a 数と C_a 数が一致しなくなる。

無次元数	記号	定義式	意義	① 実揚程模型実験 (実物と同一材使用)	② 低い揚程の模型実験 (同一材使用)	③ 低い揚程の模型実験 (異種材使用)
ストローハル数	S_t	$\frac{f \cdot D}{u}$	流れの乱れの周波数 f の無次元表示 u : 流速, D : ランナ径	△	△	△
オイラー数	E_u	又は $\frac{nD/\sqrt{H}}{Q/(\sqrt{H} \cdot D^2)}$	流れの慣性力と圧力勾配による力の比 n : 回転速度, H : 落差, Q : 流量	○	○	○
レイノルズ数	R_e	$\frac{\rho D \cdot u}{\mu}$	流れの慣性力と粘性による力の比 ρ : 水の密度, μ : 水の粘性係数	×	×	×
マッハ数	M_a	$\frac{u}{a}$	流速と音速の比 a : 音速	○	×	×
キャビテーション係数	σ	$\frac{H_a - H_v - H_s}{H}$	キャビテーション発生状態に影響する無次元数 H_a : 大気圧, H_s : 吸出し高さ	○	○	○
コーシー数	C_a	$\sqrt{\frac{\rho_m}{E}} \cdot fD$	流れの乱れの周波数と構造物の固有振動数の比 ρ_m : 材料の密度, E : 材料の縦弾性係数	○	×	○
ポアソン比	ν	ν	ポアソン比 構造物の縦振動と横振動の周波数の比に影響する。	○	○	×
比重量比	—	$\frac{\rho}{\rho_m}$	水と材料の密度の比 水の付加質量効果を示している。	○	○	×

注：○印は実物と模型とで値が一致する無次元数 ×印は一致しない無次元数
△印は一致しない可能性のある無次元数

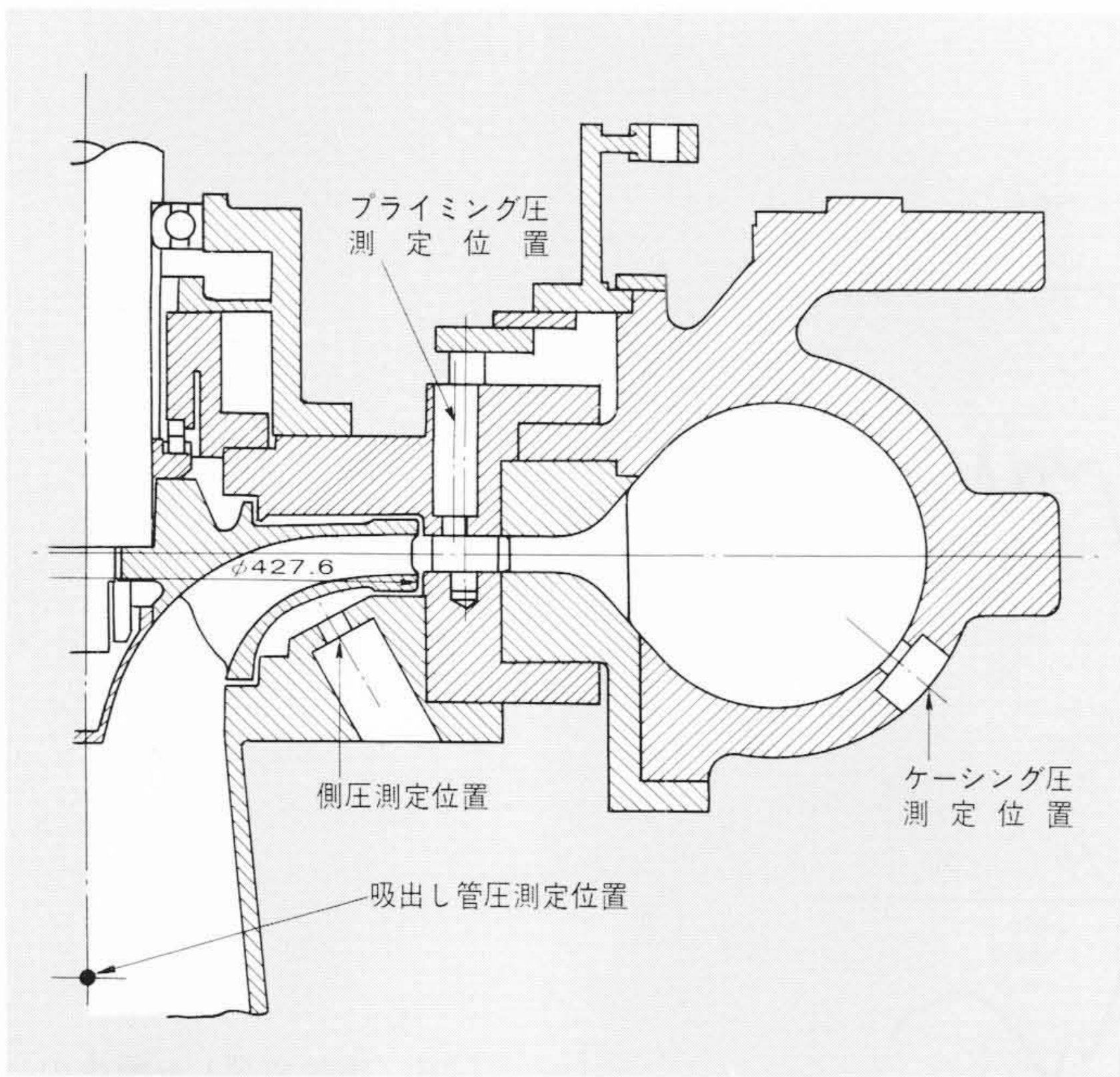


図4 模型ポンプ水車の軸断面と圧力計測位置 圧力はこの図のほかに水圧管でも測定した。

5 模型実験の相似性の検討

前記のように、模型ランナ上の平均応力は回転速度 n の2乗に比例する。したがって、平均応力については、低い回転速度の実験結果を換算して実揚程模型実験時の値を推定できる。

それでは変動応力振幅はどうであろうか。これについて示したのが図6で、ポンプ適正開度運転時のV1変動応力の振幅の実測値と n との関係を示している。同図中の○印は、実物のV1変動応力振幅実測値を示すもので、実揚程模型実験相当の回転速度の箇所に記入した。変動応力振幅の実測値にはかなり大幅なばらつきがあったので、振幅は n^a に比例すると仮定して、べき指数 a を最小2乗法によって求め、その近似曲線を同図中に実線で示した。また、近似曲線の99%信頼限界を点線で示した。同図で、上記近似曲線の実揚程模型実験相当の値と実物の振幅とは良く一致している。しかし、近似曲線のべき指数 a は1.8で、すなわち変動応力振幅は n^2 に比例しないとの結果が得られた。このことを更に確認するため、ポンプ適正開度及び部分揚水運転時の種々の変動圧力及び変動応力(すなわち、図4の各位置の変動圧力、ガイドペーンの変動応力、図1のランナペーンの変動応力)の振幅について、べき指数 a を求めたところ、 a は運転状態及び場所によって異なり、0.8から3.4までの範囲の値となることが明らかになった。同様のことを更に変動応力の主要周波数成分についても検討してみた。ここで、主要周波数成分とは、図7に示すポンプ適正開度運転時のV1変動応力の周波数分析結果の例で言えば、回転速度 n の2倍、3倍、20倍(20はガイドペーン枚数)成分のように、振幅が大きな周波数成分のことである。図6の場合と同様にして、ポンプ適正開度運転時のV1変動応力の主要周波数成分に対するべき指数 a を求めた結果では、 a は成分ごとに異なり、低サイクルの $2n$ 、 $3n$ 成分に対する a は小さく、各々1.4及び0.4、高サイクルの $20n$ 成分に対する a は大きく、3.8に達していた。一方、実物実測値は前記のようにして求めた n^a 近似曲線の実揚程回転速度相当の値とかなり良く一致していた。すなわち、実物の振動状態の全振

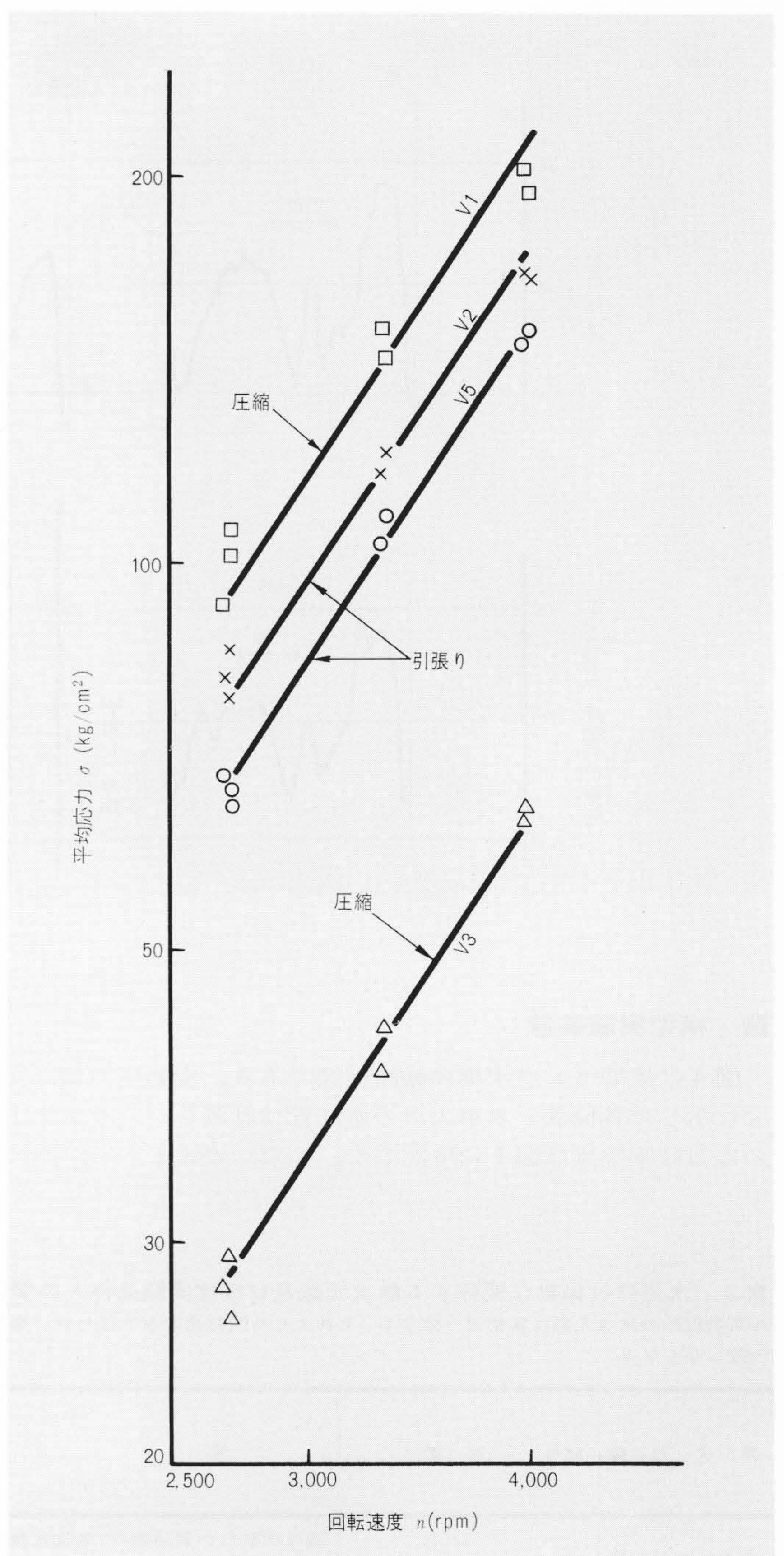


図5 模型ランナペーンの平均応力 σ と実験回転速度 n との関係 平均応力は n^2 に比例する。

幅及び主要周波数成分の振幅のいずれも実揚程模型実験相当時には再現していた。以上の事実、すなわち変動圧力、変動応力の振幅が回転速度の2乗に比例しないこと、及び実物の振幅と実揚程模型実験相当の振幅とがほぼ一致していた事実と、表2の無次元数の一致状況とを比較すると、 Re 数の影響は小さく、 Ma 数、 Ca 数の影響は大であるといえよう。ところで、3.の模型実験条件に関する考察で述べたように、 Ma 数、 Ca 数の影響はポンプ水車の構造で定まる流路の共鳴周波数、及び構造物の固有振動数と関係している。したがって、形状がほぼ相似なポンプ水車に対しては、 Ma 数、 Ca 数の影響は今回の実験とはほぼ同じように現われるのではないかと考えている。しかし、比速度が異なるポンプ水車に対しては、 Ma 数、 Ca 数の影響の現われ方が異なる可能性が考えられる。

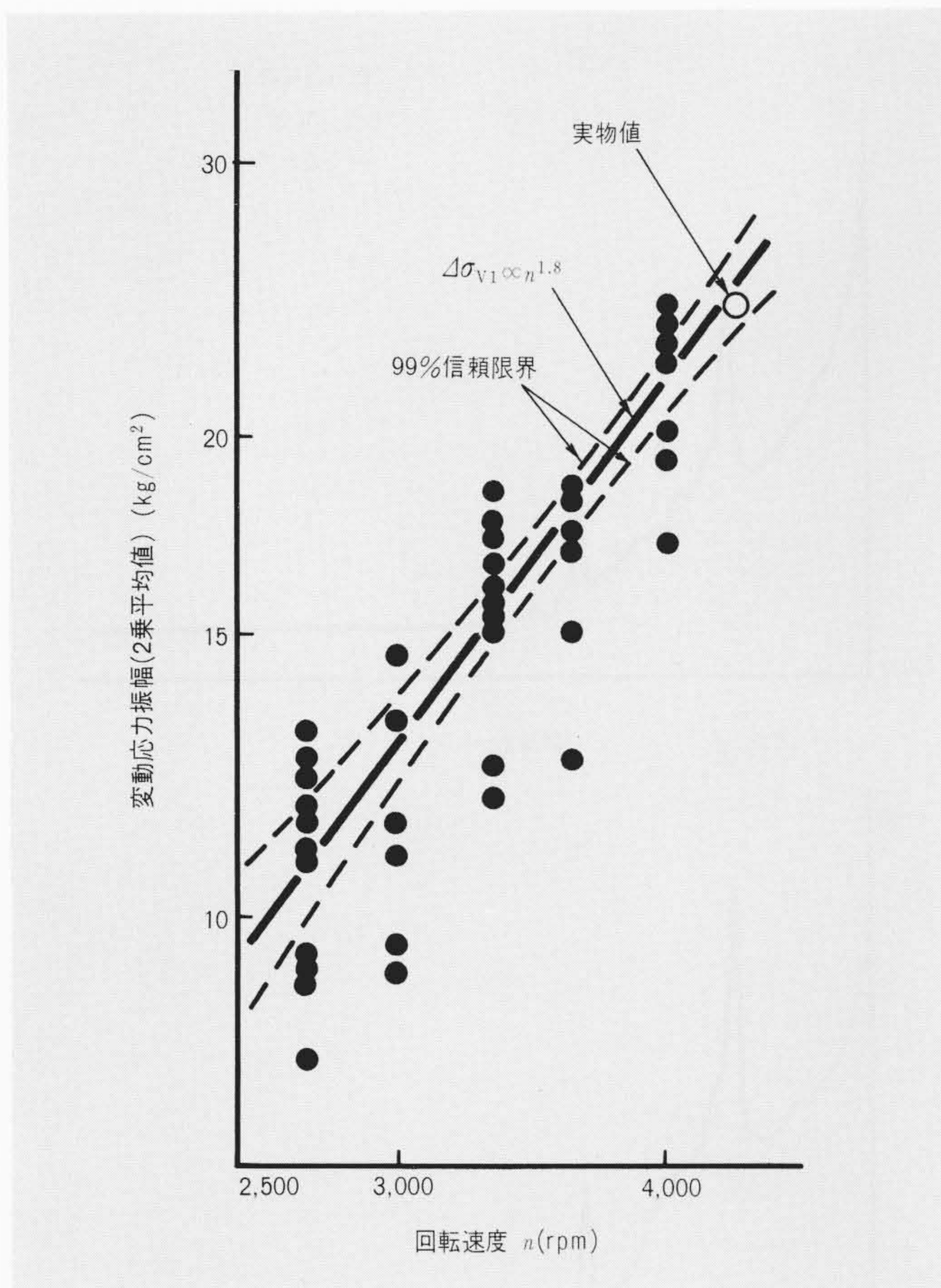


図6 ランナベーンの変動応力振幅(2乗平均値)と実験回転速度との関係 変動応力振幅は n^2 に比例しない。

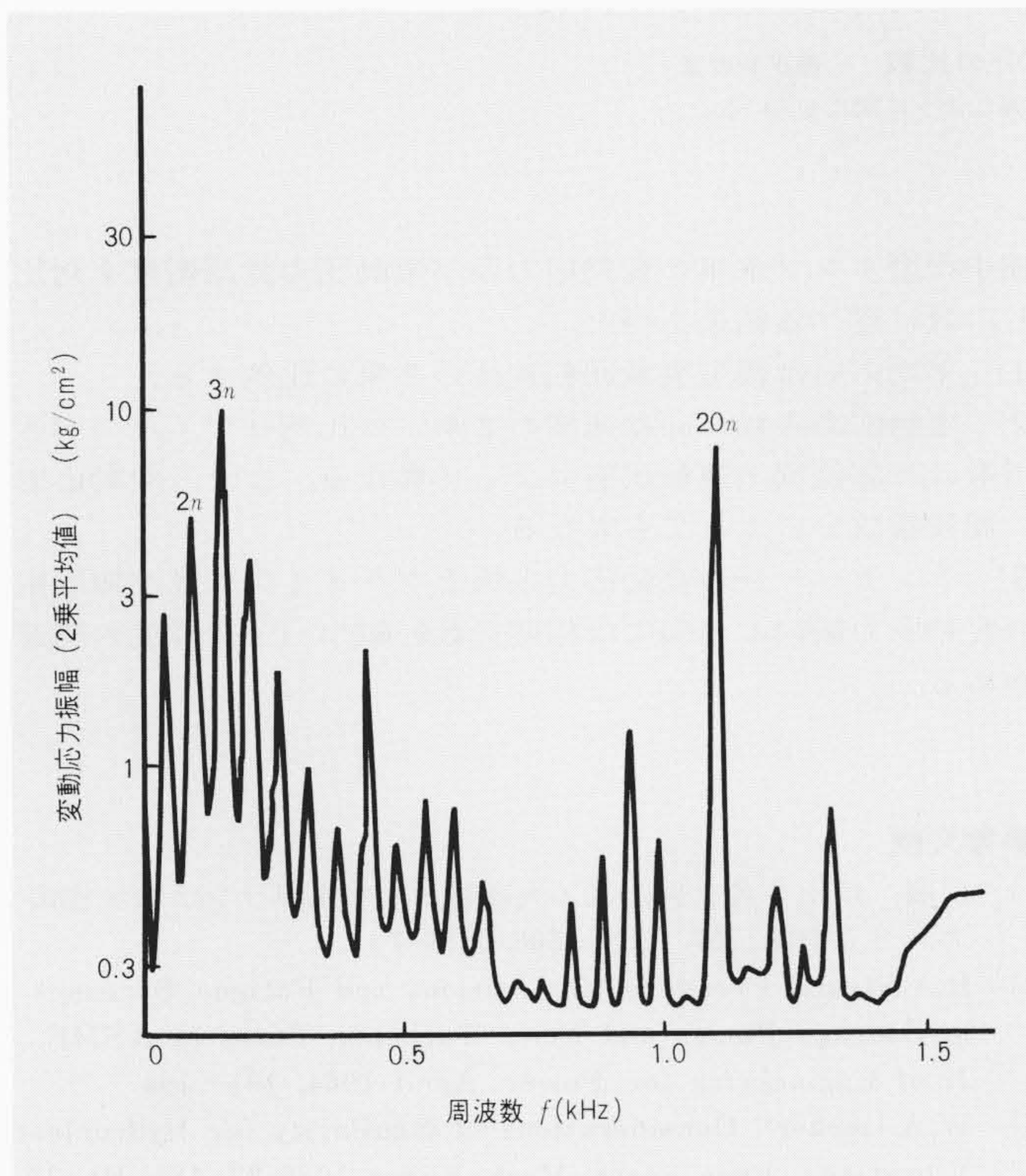


図7 模型のポンプ適正開度運転時のV1変動応力の周波数分析結果 $2n$, $3n$, $20n$ 成分の振幅が大きい。

6 変動応力と変動圧力との関係

図3で示したように、実物の負荷しゃ断後のランナベーンの変動応力振幅とプライミング変動圧力振幅の推移は酷似している。そこで、まず模型ポンプ水車のランナベーンの変動応力振幅と静止部の変動圧力振幅との相関について調査した。図8は、ポンプ運転時及び逆転正流運転時のV1変動応力振幅とプライミング変動圧力振幅との関係を示した散布図である。同図中の○印のポンプ運転時と△印の逆転正流運転時とは両振幅の比が異なり、ポンプ運転時のほうが変動圧力振幅に比べ変動応力振幅が大きい傾向が見受けられる。しかし、ここではすべての測定点をまとめて考えることにし、両振幅の比の平均値をとると同図に示したように23になる。また両振幅の相関係数 R は0.68であった。表3は他の計測点相互の相関係数 R を示している。同表で、V1とV2とは計測点が近く、かつ同じ変動応力なので密接な関係にあると考えられるが、その相関係数が0.82である。この点から見ると、同表でプライミング変動圧力振幅及び側圧室変動圧力振幅とランナ変動応力振幅との相関係数が0.6ないし0.8となっているのは、両変動圧力がランナ変動応力と非常に密接な関係にあることを示していると解釈できる。なお、同表で変動圧力相互間の相関係数は意外に小さく、特にケーシングの変動圧力振幅は他との関連が少ない。これはケーシングでは、局所的な流れの乱れが強いことを示していると推定している。次に、図9は

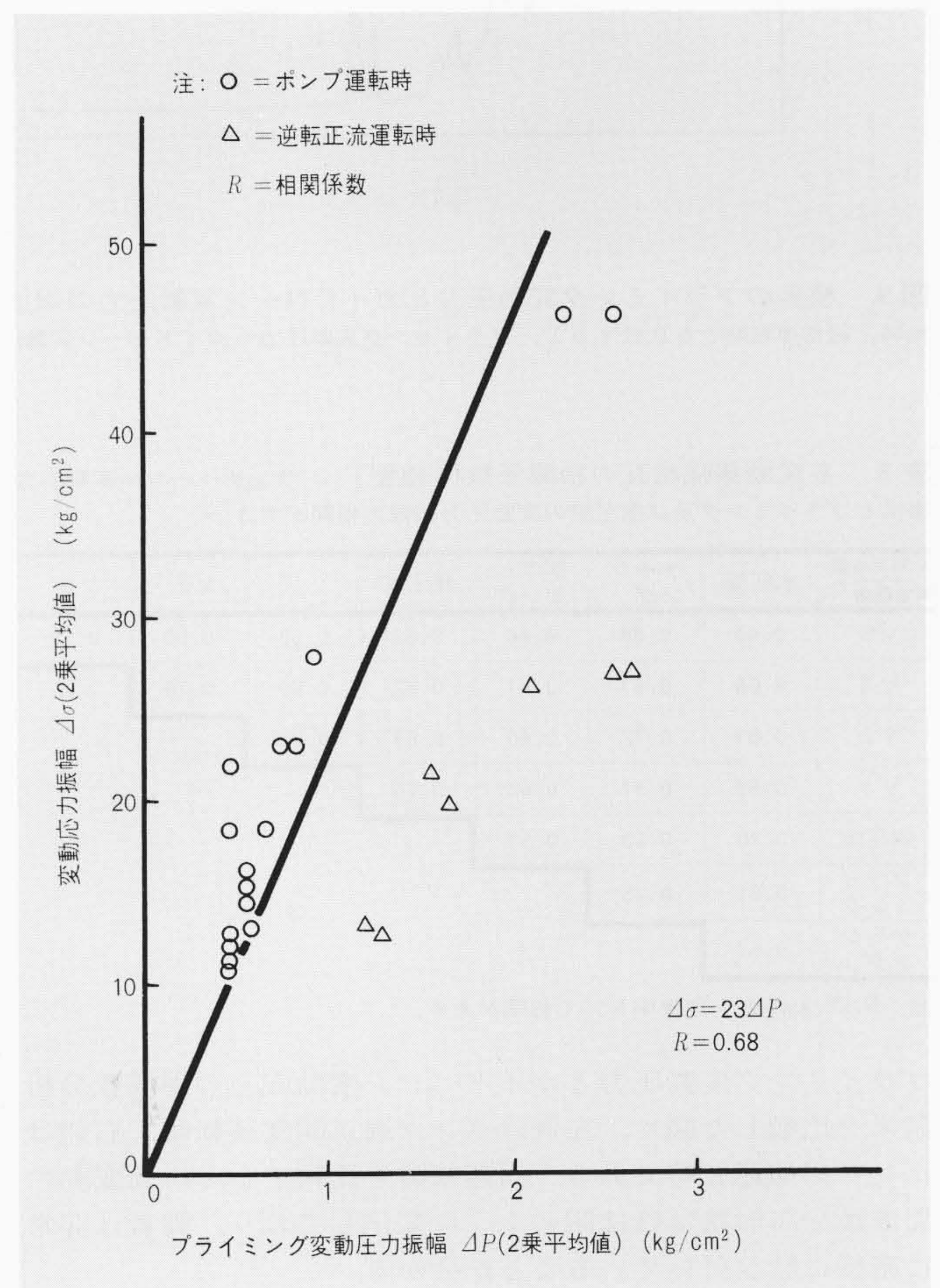


図8 模型V1変動応力振幅とプライミング変動圧力振幅との関係 ポンプ運転時と逆転正流運転時とは、 $\Delta\sigma$ と ΔP の比が異なる。しかし、両運転時をまとめて相関係数を求めても0.68の相関がある。

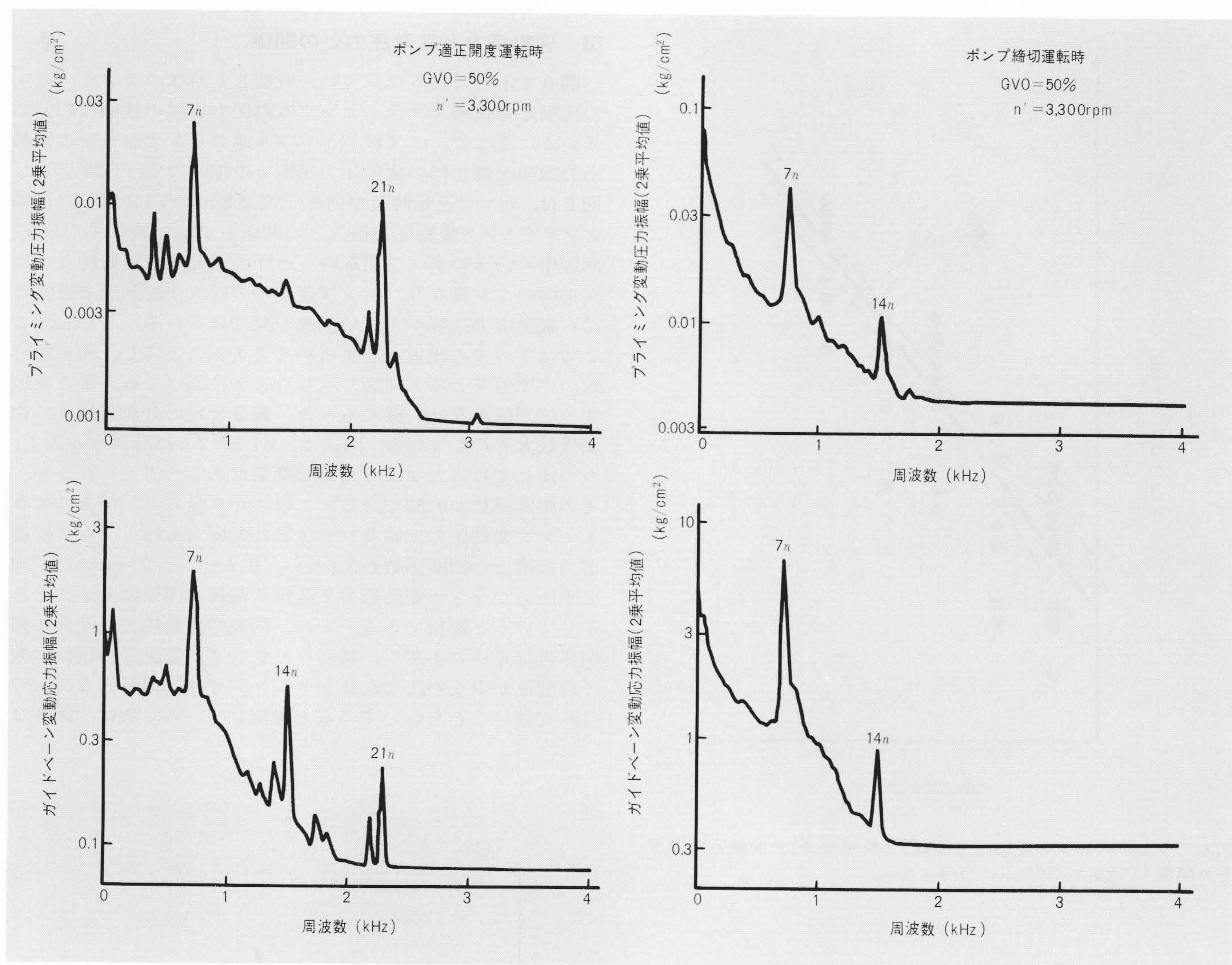


図9 模型のプライミング変動圧力とガイドベーン変動応力の周波数成分の比較 適正開度運転時と締切運転時とを比較すると、プライミング変動圧力もガイドベーン変動応力も同じように変化している。

表3 各変動振幅相互の相関係数 R (模型) ランナベーンの変動応力振幅とプライミング及び側圧室の変動圧力振幅の相関が大きい。

測定位置	水圧管	ケーシング	プライミング	側圧室	V 1	V 2	V 3
V 5	0.45	0.38	0.86	0.62	0.58	0.60	0.59
V 3	0.66	0.67	0.61	0.82	0.86	0.76	
V 2	0.81	0.72	0.80	0.63	0.82		
V 1	0.69	0.57	0.68	0.75			
側圧室	0.70	0.53	0.57				
プライミング	0.61	0.45					
ケーシング	0.67						

注： $R>0.35$ のとき危険率5%で相関がある。

プライミング変動圧力とガイドベーン変動応力の周波数分析結果を比較した図で、左側はポンプ適正開度運転時、右側はポンプ締切運転時である。両運転時を比較すると、両変動の周波数分布形状はほぼ同じように変化しており、両者は非常に密接に結び付いていることが分かる。

7 結 言

500m級高落差フランシス形ポンプ水車の実物とその約 $\frac{1}{12}$ の

縮小模型ポンプ水車の変動応力及び変動圧力計測結果を対比し、次に述べる結果を得た。

- (1) 平均応力は模型実験回転速度の2乗に比例する。
- (2) 変動応力振幅は回転速度の2乗には比例せず、そのべき指数は計測位置、運転状態によって異なる。また、変動応力の周波数成分によっても異なる。
- (3) ランナベーンの変動応力振幅とプライミング及び側圧室の変動圧力振幅との間には相関係数0.6ないし0.8程度の関連がある。

参考文献

- 1) 伊藤, ほか3名: 高落差・大容量ポンプ水車ランナの実働応力, 日立評論, 57, 603~608(昭50-7)
- 2) R.A.Strub: Pressure Fluctuations and Fatigue Stresses in Storage Pumps and Pump-Turbines, Trans. of ASME, Jr. of Engineering for Power, April 1964, 191~194
- 3) W.A.Lecher: Considerations of Similarity for Hydroelastic Vibrations, Proc. Instn. Mech. Engrs 1966-67, 181, Pt. 3A, 25~31, Sept. 1966
- 4) 弘中, 大橋: 水力弾性振動の相似則, 日本機械学会誌, 73, No. 623, 1638~1644(昭45-12)