

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-725

ロケット用液酸ポンプの動特性の研究(その1)

志村 隆・上條 謙二郎

1982年8月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

第1章 まえがき	2
第2章 供 試 体	2
第3章 実験装置とデータ解析	4
3.1 実験ループと実験方法	4
3.2 圧力および流量測定	4
3.3 データ解析	4
第4章 実験結果と考察	5
4.1 キャピテーション係数の影響	5
4.2 流量の影響	7
4.3 回転数の影響	7
4.4 インデューサチップ隙間の影響	10
4.5 インデューサ羽根枚数の影響	11
4.6 作動流体の影響	12
4.7 圧力振動と流量変動	13
第5章 む す び	14
記 号 表	15
参考文献	15
付 録 ポンプを含む供給系の計算	16

ロケット用液酸ポンプの動特性の研究 (その1)*

志 村 隆** 上 條 謙二郎**

A Study on Dynamic Characteristics of Liquid Oxygen Pumps for Rocket Engines (1st Report)

Takashi SHIMURA, Kenjiro KAMIJO

ABSTRACT

It is common for turbopumps of rockets to be operated in low NPSH conditions. Therefore, oscillation of propellant feed systems associated with cavitation is often encountered. In the present study, one aspect of the unsteady and dynamic characteristics of liquid oxygen pumps was examined by using power spectral methods and calculation of the feed systems.

Three similar types of pumps, that is, single stage centrifugal pumps with inducers, were examined. One of them was made for the developmental study of a LOX/LH₂ engine (LE-5).

The major results of the present study were as follows:

1. The flow compliance was an important factor in causing the systems to be unstable. And the cavitation compliance was an important factor influencing the frequency of the unsteady low cycle oscillation, though in contrast to the flow compliance, it contributed to system stability.
2. The flow measurement confirmed that the low cycle oscillation was equivalent to the system oscillation accompanied by flow oscillation.
3. Besides the cavitation parameter and the flow rate, the pump inlet pressure level seemed to have affected the frequency of the low cycle oscillation.
4. With the reduction of the cavitation parameter, the frequency of 100 HZ level oscillation decreased. Also, smaller tip clearance of the inducer caused greater oscillation.
5. The pump outlet pressure oscillation, the frequency of which corresponded to the product of the pump rotating speed and the number of the main impeller blades, almost disappeared when the clearance between the main impeller outlet and the volute cut water was increased.
6. The results mentioned above were used to design the liquid oxygen pump of the LE-5 engine, and the pump showed a good dynamic performance.

* 昭和57年5月21日 受付

** 角田支所

第 1 章 まえがき

ロケット用ターボポンプは、高速・低NPSH（正味吸込水頭）での運転を要求されるため、キャビテーションが発生した状態で運転されるのが一般的である。このため、キャビテーション発生に起因する推進薬供給システムの振動問題が起り易い。キャビテーションに伴う不安定性の研究^{1)～5)}などがこれまでにかなりなされているが、インデューサーと主羽根車を組合せた例は少なく、不明確な点も多い。

液体酸素／液体水素エンジンでは特に液体酸素供給系に振動が起り易いとされており、この推進系の振動周波数が機体側の固有振動数と一致すると POGO⁶⁾と呼ばれている自励振動を起し、非常に激しい場合には機体が破壊することもある。このことから、推進薬供給系の振動に大きな影響力を持つ液酸ターボポンプの非定常特性を把握することが重要であると考えられている。

これまでに、基礎試験用に試作した高揚程液酸ポンプ⁷⁾の水実験時に観測された非定常圧力振動に関して若干発表しているが、本報告ではこのデータに、同じく基礎試験用高速液酸ポンプおよび推力10トン液酸・液水エンジン用第1次試作液酸ターボポンプの実験により得られたポンプの圧力振動・流量変動データを合わせ、これらを主に高速フーリエ解析装置によって調べた結果について述べる。開発研究と平行して行われた実験もあり、厳密な比較の為にはパラメータのとり方が不完全であるところもあるが、以下に示すような点に着目してデータの解析を行った。

- キャビテーション係数の影響
- 流量の影響
- 回転数の影響

- インデューサチップ隙間の影響
- インデューサ羽根枚数の影響
- 作動流体の影響
- 圧力振動と流量変動

また、実験において不安定な低周波振動が発生した為、この低周波振動がポンプを含む供給系全体の関係したサージング現象であるのかどうか検討することを目的として、実験を行った供給系の解析を行い系の安定性および固有周波数について調べた。

第 2 章 供 試 体

実験に用いたポンプは3種類で、形式はいずれも図 2.1 に示すようなインデューサー付1段遠心型である。各ポンプの主要設計諸元を表 2.1 に示した。高揚程液酸ポンプおよび高速液酸ポンプは研究用に試作されたもので、一次試作液酸ポンプは、現在開発の進められている推力10トンの液酸／液水エンジンの開発研究用に試作されたものである。表 2.2 には各供試ポンプのインデューサー主要設計諸元および寸法を示した。高揚程液酸ポンプのインデューサ

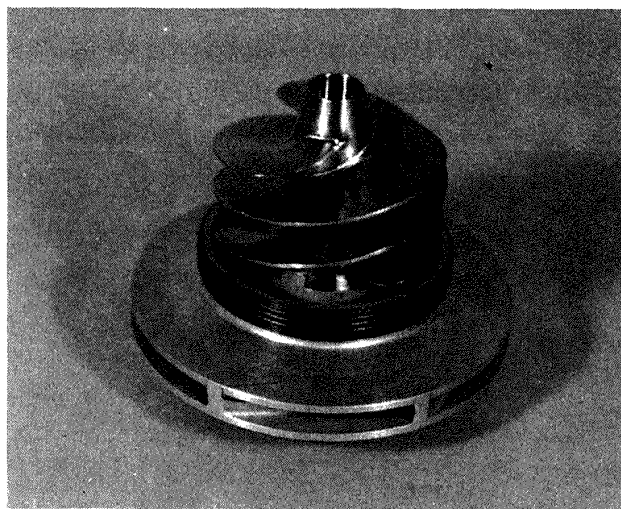


図 2.1 インデューサ・主羽根車

表 2.1 ポンプ主要設計諸元

	高揚程液酸ポンプ	高速液酸ポンプ	一次試作液酸ポンプ
回転数 (rpm)	20,000	35,000	16,500
揚程 (m)	1,051	1,051	452
流量 (l/s)	18	18	17.2
効率 (%)	65	70	65

表 2.2 インデューサー主要設計諸元および寸法

	高揚程液酸ポンプ	高速液酸ポンプ	一次試作液酸ポンプ
入口流量係数	0.092	0.067	0.100
出口流量係数	0.144	0.133	0.121
圧力係数	0.15	0.170	0.160
入口ボス比	0.3	0.3	0.3
出口ボス比	0.461	0.5	0.5
入口チップ径 (mm)	65.0	60.0	65.3
出口チップ径 (mm)	57.82	50.0	65.3
入口チップ羽根角度 (度)	10.25	8.0	10.5
出口チップ羽根角度 (度)	15.0	11.75	12.75
羽根枚数	2 又は 3	3	3
チップソリディティ	1.93	2.5	2.7
後退翼巻き角度	後退無	75	50

表 2.3 主羽根車主要設計諸元および寸法

	高揚程液酸ポンプ	高速液酸ポンプ	一次試作液酸ポンプ
出口流量係数	0.095	0.125	0.100
圧力係数	0.53	0.45	0.48
入口羽根角度(度)	13.82	10.25	14.3
出口羽根角度(度)	25 又は 35	25	25
外 径 (mm)	134.0	83.0	111.2
羽 根 枚 数	6	6	6

ー以外は後退翼となっている。また、高揚程液酸ポンプと高速液酸ポンプのインデューサーはハブのみでなくチップもテーパ付となっている。インデューサー羽根枚数は、高揚程液酸ポンプ換装用に製作した2枚羽根のものを除いて3枚である。表 2.3 には、主羽根車の主要設計諸元および寸法を示した。羽根枚数はいずれも6枚である。出口羽根角度は、高揚程液酸ポンプ換装部品として製作したものが35度で、他は全て25度である。また、うず室の形式は、いずれのポンプでもダブルボリュート型を用いている。

図 2.2 は、ポンプ定常性能の例として高揚程液ポンプの揚程曲線および効率曲線を示したものである。ポンプ揚程曲線に示されるように、低流量域でも右上りの傾向は特に大きくなっていない。なお、各供試体性能の詳細については文献7), 8)に述べられている。

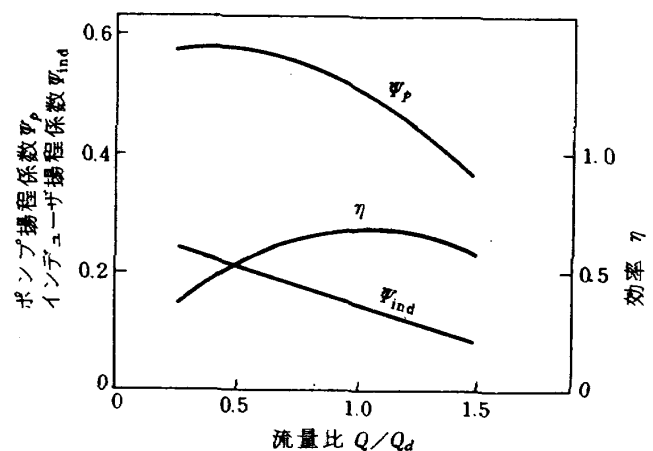


図 2.2 ポンプ定常性能

第 3 章 実験装置とデータ解析

3.1 実験ループと実験方法

図 3.1.1 に実験装置の系統図を示した。水実験ループは、1,600ℓの容量を持つタンクから供試ポンプ、流量制御弁、冷却器を通して再び元のタンクに戻る閉ループである。極低温流体(液体酸素、液体窒素)の実験ループは通常、5,000ℓのランタンクから供試ポンプ、流量制御弁を経て5,000ℓの受タンクに至る開ループであるが、切換によってランタンクから元のランタンクに戻る閉ループとすることができる。

ポンプの駆動は、ワードレオナード方式の直流電気動力計により回転数を制御しながら行った。

3.2 圧力および流量測定

水実験では振動圧力の測定にフラッシュマウント式の半導体型圧力センサーを用いた。この半導体型センサーは極低温下では使用できない為、極低温液体の実験では、同じくフラッシュマウント式の温度変化の影響が小さい歪ゲージ型圧力センサーを用いた。

流量の測定は、水実験、極低温流体実験共にタービン式流量計を用いて行った。定常流量の測定は、

流量計から送られてくるパルスの単位時間当りの数をゲートカウンターにより計って行い、変動流量の測定は流量計パルスを、各パルスのインターバルを測定する形式の高速F-V変換器にかけて行った。タービン式流量計の応答速度については理論的に解析された例もいくつかあり、翼自体の応答性はかなり良いとされている。また、筆者らも応答性の非常に早い形式の超音波流量計との比較実験⁹⁾により、10Hz程度の低い周波数の変動流量は十分に測定可能であることを確かめている。

3.3 データ解析

動的なデータの解析は、14 ch FM データレコーダに収録したアナログデータを高速フーリエ解析装置に入力して行った。この解析装置の高速サンプリング機能、あるいはシンクロスコープのポラロイド撮影を用いて生波形の観測も行った。図 3.3.1 は、高速フーリエ解析装置である。スペクトル解析にあたってはアベレーシングを行い、解析結果の信頼性を高めた。

ポンプの運転条件等を示す静的なデータはデジタルデータの形で収録し、コンピュータにより計算処理した。

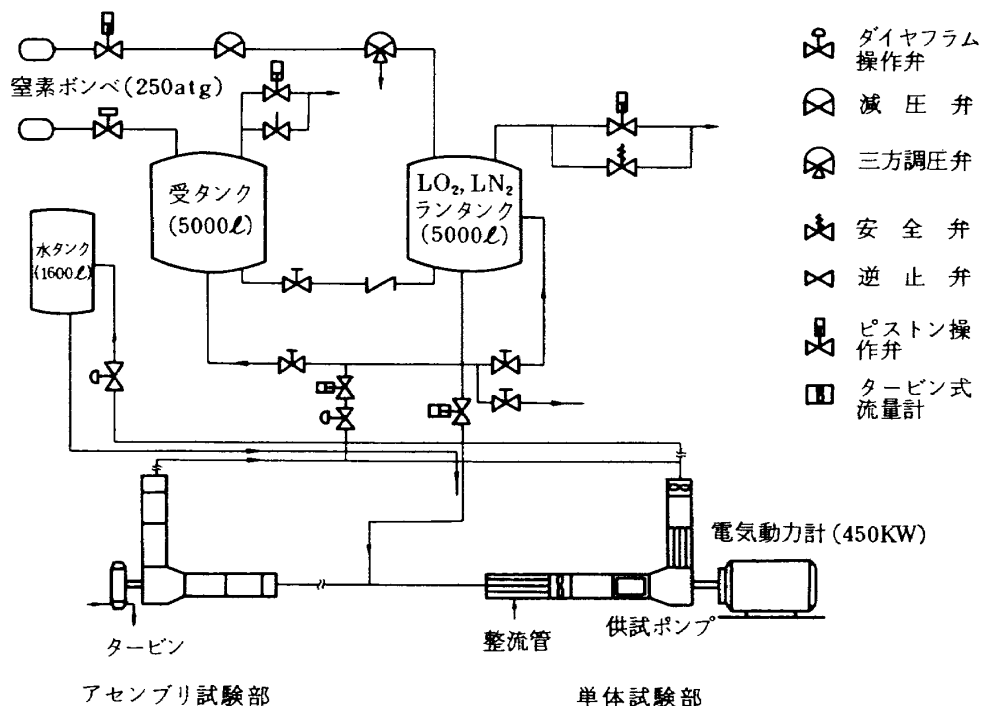


図 3.1.1 実験装置系統図

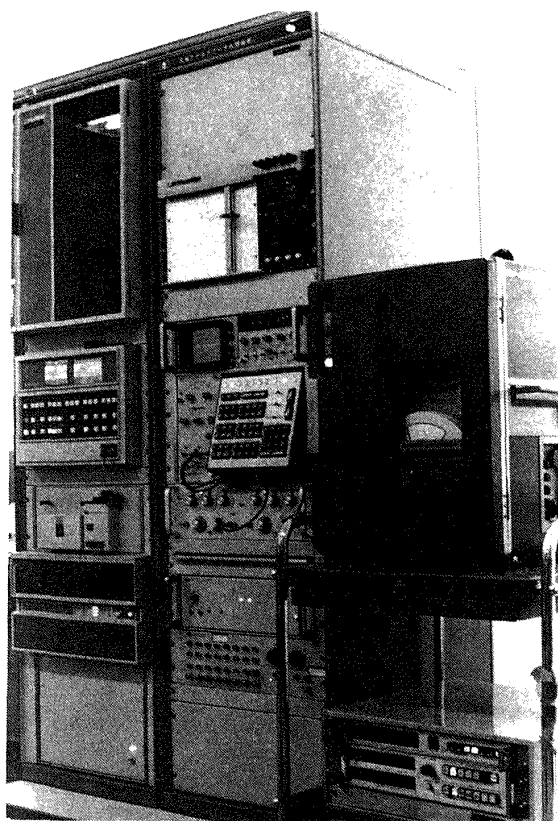


図 3.3.1 データ解析装置

第4章 実験結果と考察

4.1 キャビテーション係数の影響

高揚程液酸ポンプの水を作動流体とした時の吸込性能曲線を図4.1.1に示す。キャビテーション係数が小さくなるに従って異なった振動が観測されるが、その振動が起るキャビテーション係数の範囲が図中に示してある。それらの振動圧波形に関しては、文

献7)に示されている。ここでは観測された波形を高速フーリエ解析装置により更に詳しく調べた結果について述べる。

図4.1.2に流量 Q を一定値 12.4 L/s (流量比 $Q/Q_d=0.86$)に保ち、キャビテーション係数 K を変化させた時のポンプ入口および出口振動圧パワースペクトルを示す。この図の各スペクトルに付けた番号は、図4.1.1中の実験点を示す番号と対応している。図から明らかなようにキャビテーション係数が0.039より大きな場合には、ポンプ入口および出口両方に同じ周波数を持った100Hz 台の圧力振動ピークが現われており、この圧力振動の振幅は出口側の方が大きくなっている。またその周波数はキャビテーション係数が小さくなるに従って低くなっている。この振動周波数はインデューサ単体実験で観測された³⁾ 旋回キャビテーション発生時のキャビティ振動周波数によく対応しているが、インデューサ単体実験では入口側の圧力振動が出口側では殆ど減衰しており、主羽根車と組合せた今回の実験結果とは異なっていた為、この100Hz 台の振動が旋回キャビテーションによるものかどうかは明らかでなかった。キャビテーション係数が0.019以下ではポンプ入口圧力は非常に小さくなっており、キャビティはインデューサの翼長以上に長くなって、いわゆるスーパーキャビテーション状態になっていると考えられる。この状態では入口圧の振動は小さい。一方、出口圧には周波数が高く振幅の大きな振動が現われたが、これは主羽根車内にキャビテーションが発生したことによ

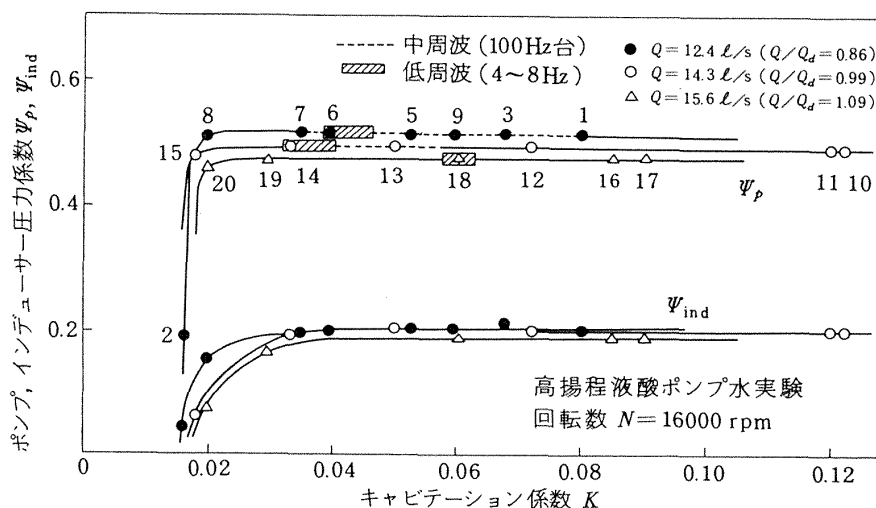


図 4.1.1 高揚程液酸ポンプ吸込性能曲線

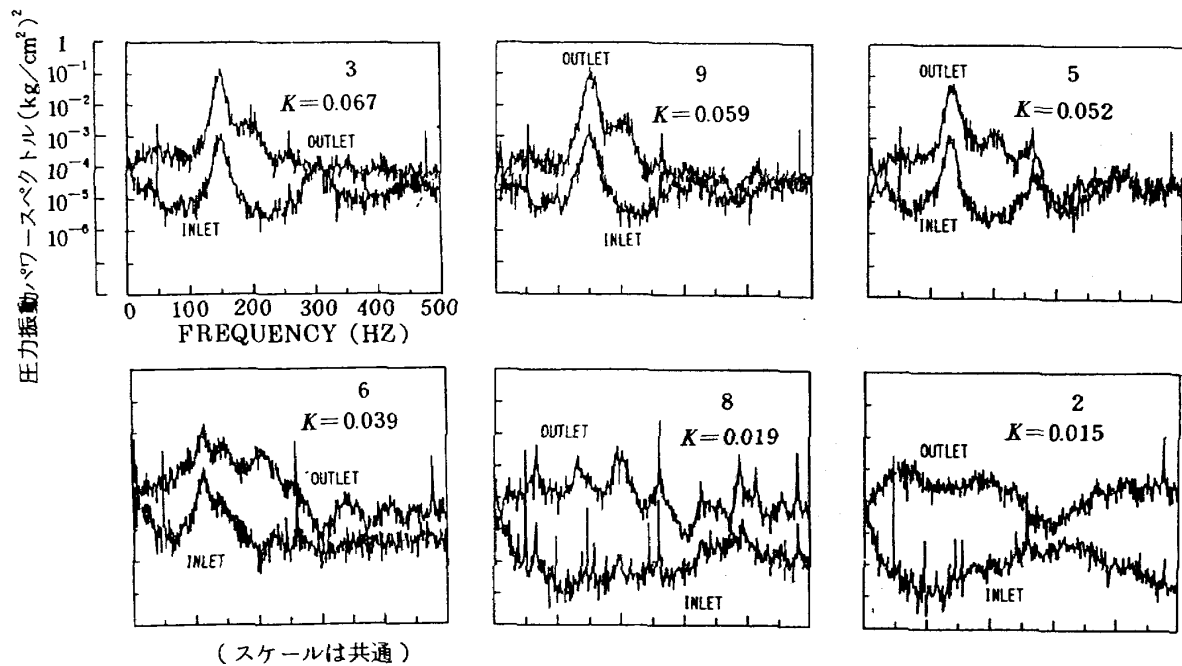


図 4.1.2 圧力振動に及ぼすキャビテーション係数の影響

るものと思われる。

流量がほぼ設計流量の 14.3 l/s ($Q/Q_d=0.99$) の場合には、 100 Hz 台の圧力振動が顕著に生じるキャビテーション係数の範囲は流量を絞って運転した場合に比べて狭く、図 4.1.3 に示した $K=0.049$ の場合以外には 100 Hz 台の圧力振動は大きく見られなかった。この振動の周波数を見ると、 Q/Q_d が 0.86 の時には $K=0.052$ で 137 Hz 、 $K=0.039$ で 116 Hz であったのが、 Q/Q_d が 0.99 では $K=0.049$ で 189 Hz となっており、同じキャビテーション係数では絞った運転の方が振動周波数が低くなっている。流量 Q を 15.6 l/s ($Q/Q_d=1.09$) に保った実験では 100 Hz 台の大きな振幅を持つ圧力振動は見られなかったが、数十 Hz から 200 Hz 付近にかけて、パワーは大きくないが、幅広いキャビテーション係数の範囲に

わたって圧力振動が見られた。

図 4.1.4 は各流量で低周波振動が顕著に起きた時のパワースペクトルを示したものである。 $Q/Q_d=1.09$ で 8 Hz 、 $Q/Q_d=0.99$ で 5 Hz 、 $Q/Q_d=0.86$ で 4 Hz のそれぞれかなり低周波の振動が生じている。流量が減少するに従って低周波振動の周波数が低下していることは、流量が少ないほどキャビティが生じ易いことを示している。それぞれの低周波振動が起きた時のキャビテーション係数を見ると、 $Q/Q_d=1.09$ で 0.060 、 $Q/Q_d=0.99$ で 0.032 、 $Q/Q_d=0.86$ で 0.039 となっており、設計流量に近い場合が最も小さくなっている。このようになり低周波の不安定な振動が観測された為、これが系全体の関係したサージングであるかどうか検討する為に、付録に示すような本供給系の計算を行った。解析を複雑にするものとして、インデューサに発生するキャビティをどのように表現するかということがあるが、ここでは対象とする周波数がかなり低いため、キャビティ容積を準定常的に表現する方法を用いた。この計算結果は、低周波振動の周波数は主にキャビテーションコンプライアンスによって決まるが、系の安定性に関しては大きなキャビテーションコンプライアンスはむしろ系を安定にする方向に作用すること、および系を不安定にする大きな要素は流量を絞

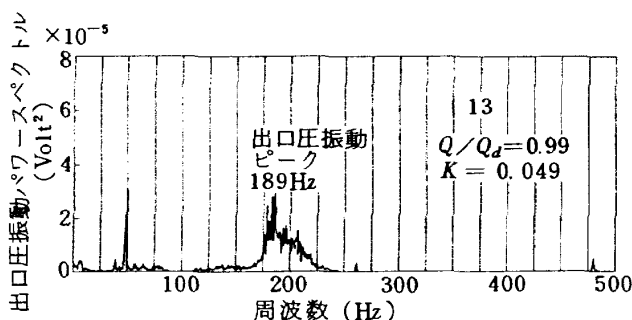


図 4.1.3 設計流量付近のポンプ出口圧振動

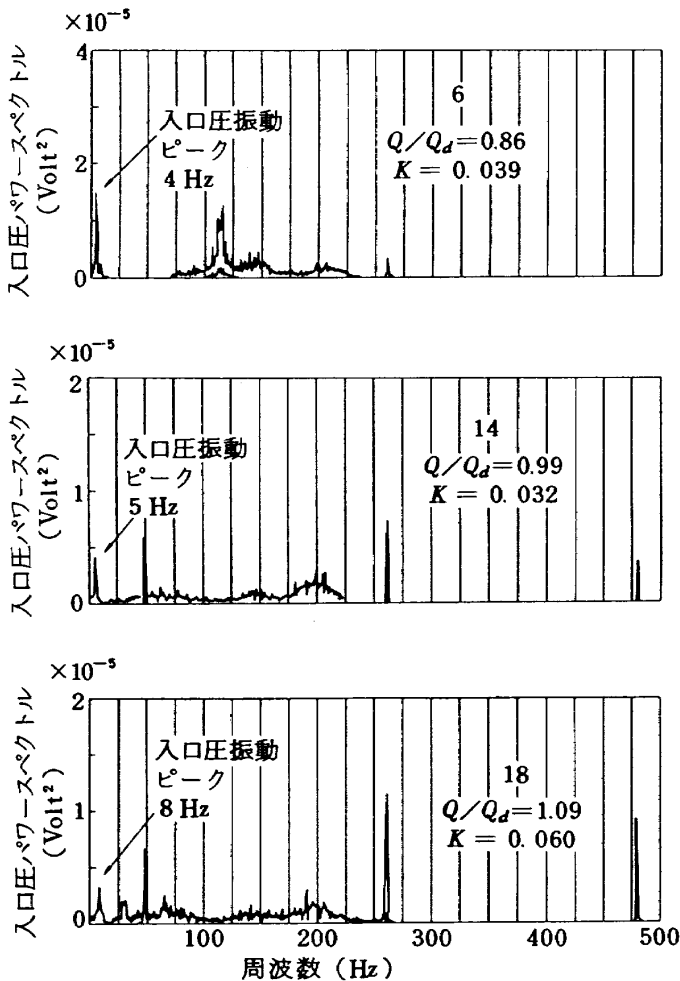


図 4.1.4 低周波振動時のパワースペクトル

った場合に大きくなる流量コンプライアンスであることを示した。この計算結果は、ポンプ入口圧を下げて流量を絞って運転すると系が不安定となり振幅の大きな低周波振動が発生するようになるが、更に入口圧が下がってキャビティ容積が増しキャビテーションコンプライアンスが大きくなるとむしろ低周波振動が小さくなる実験結果の傾向と良く一致していた。

4.2 流量の影響

図 4.2.1 に高揚程液酸ポンプを用いた水実験で、ランタンク圧および回転数を一定とし、流量を変えた時のポンプ入口・出口振動圧のパワースペクトルを 0～500 Hz の帯域で示した。 $Q/Q_d=0.22$ まで流量を絞った場合には全体的にパワースペクトルが大きく、特に入口圧で著しい。 $Q/Q_d=1.25$ から $Q/Q_d=0.78$ までは振幅の大きくない低周波振動が 8～9 Hz ではほぼ同じ振幅で見られるが、更に絞った $Q/Q_d=0.22$ の場合には実験を行った流体系のサージ

ングと考えられる、2 Hz の低周波振動が生じている。本流体系の計算を行った結果によると、このように低い周波数の振動が不安定に起るのは、キャビテーションコンプライアンスおよび流量コンプライアンスがかなり大きい場合、あるいは入口圧変動と揚程変動の比で表わされるポンプダイナミックゲインが負の値をとる場合であった。このようなことから、図 4.2.1 に結果を示した実験はキャビテーション係数を下げたものではなかったが、流量を絞った場合には激しい逆流が起りかなりのキャビテーションが発生していたものと考えられた。200 Hz 前後の圧力振動は設計流量の場合が最も小さく、流量が増えても減っても増加している。なお、ポンプケーシングの振動加速度は、実験を行った範囲では流量を絞った場合の方が大きく、この傾向は低周波領域で顕著であった。

4.3 回転数の影響

図 4.3.1 は、高揚程液酸ポンプの水実験で、流量比 Q/Q_d を一定として回転数を変えた時のポンプ入口・出口振動圧パワースペクトルを 0～5 kHz の帯域で示したものである。回転数が 10,000 rpm から 17,500 rpm に増加するのに比例して、ポンプ出口圧力に 1 kHz から 1.75 kHz にピーク周波数が増加する振動が見られるが、この振動の周波数は回転数(rps)×主羽根車羽根枚数(6枚)に対応している。文献 7) に示されているように、高揚程液酸ポンプでは実験後主羽根車外周にキャビテーションエロージョンが認められたため、主羽根車外周とボリュート水切間の隙間が関係したキャビテーションがこの部分で発生しポンプ出口に回転数×羽根枚数の周波数を持つ振幅の大きな圧力振動が出ていたものと結論された。このため第 1 次試作液酸ポンプでは主羽根車外周とボリュート水切間の隙間を大きくとったが、その結果図 4.3.2 に示すようにこの振動は殆ど見られなくなり、キャビテーションエロージョンも全く見られなくなった。図 4.3.1 を見ると全体の振動圧レベルは、回転数が高くなり平均圧レベルが大きくなるに従って大きくなっているが、回転数に比例して周波数の変わる振動については 12,500 rpm の時に最大振幅を持ち、これより回転数が高くなっても振幅は小さくなっており、1.25 kHz 付近で何らかの共振

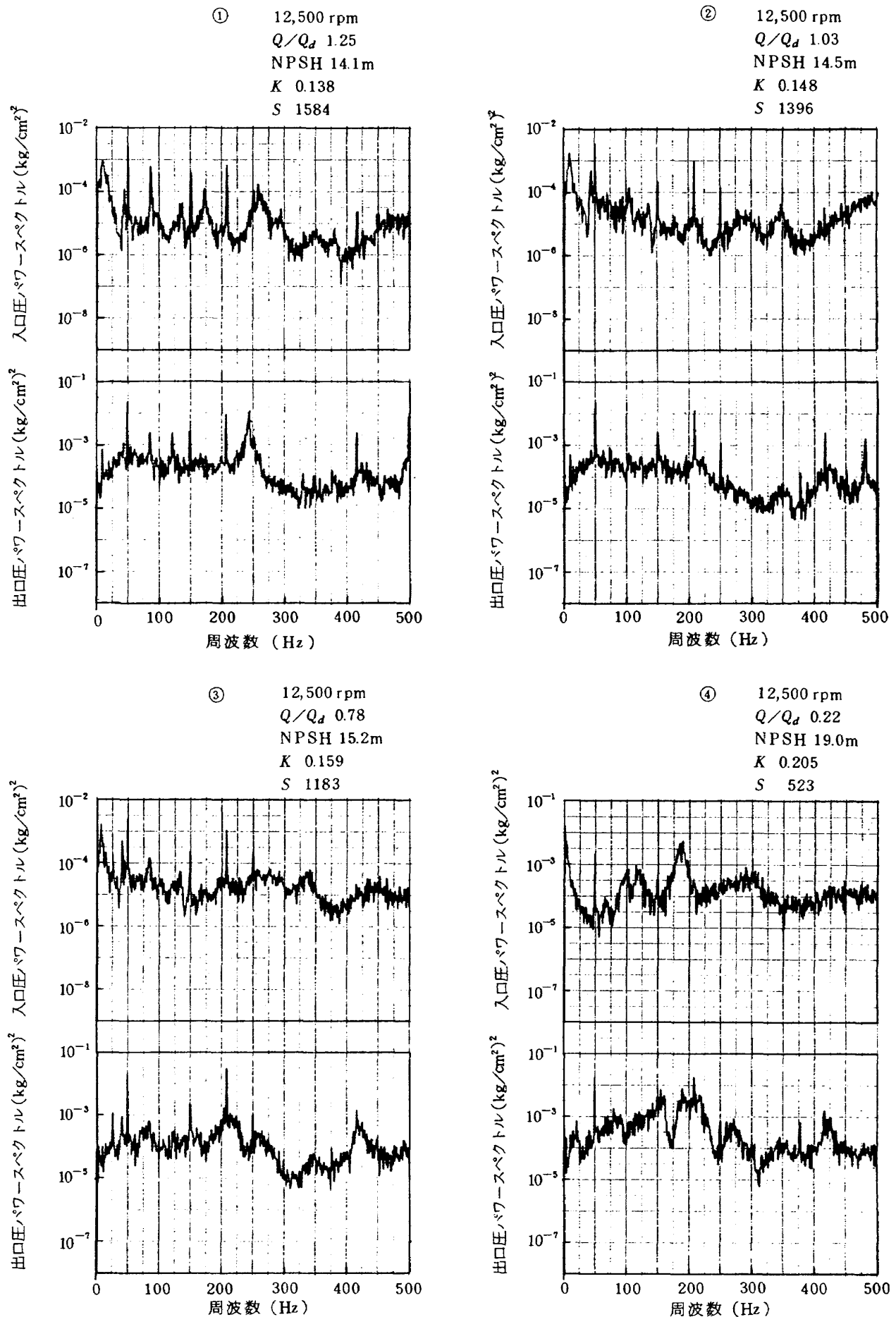


図 4.2.1 流量を変えた時のポンプ入口・出口振動圧パワースペクトル

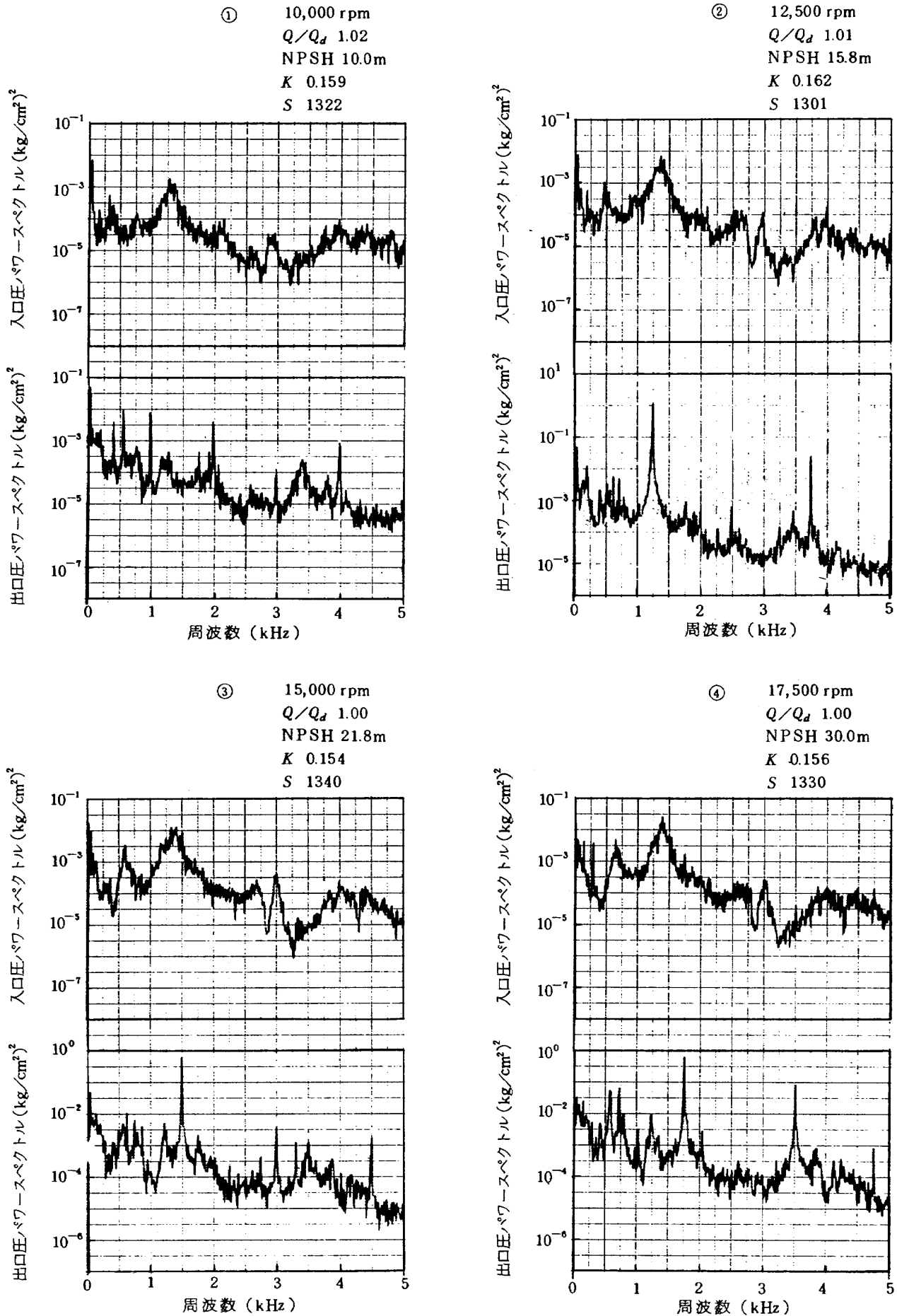


図 4. 3. 1 回転数を変えた時のポンプ入口・出口振動圧パワースペクトル (Max 5 kHz)

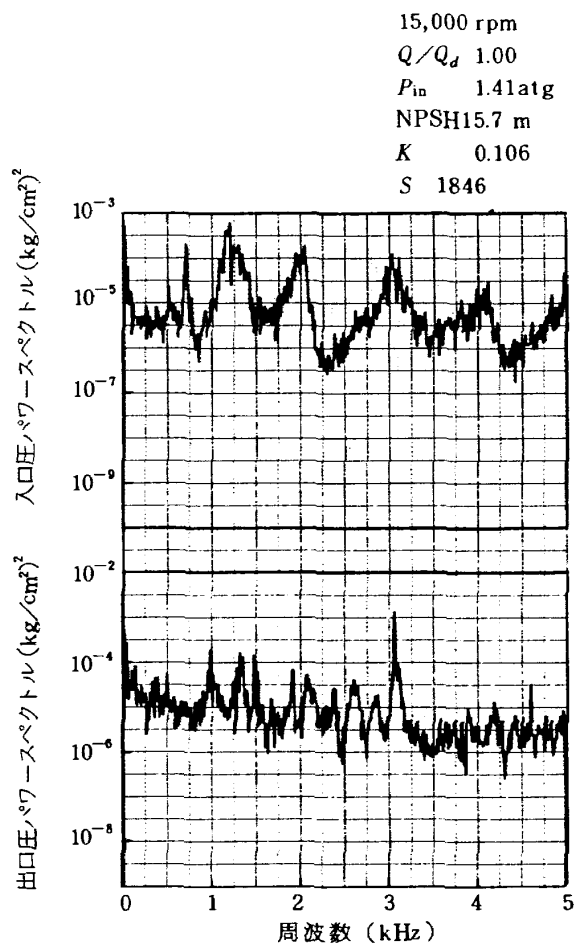


図 4.3.2 第 1 次試作液酸ポンプ入口・出口振動圧パワースペクトル

を起していた。

図 4.3.3 は、図 4.3.1 と同じ実験データを 0~100 Hz の範囲で、周波数分解能を上げて解析した結果を示している。低周波振動の周波数は、回転数が 10,000 rpm から 12,500 rpm, 15,000 rpm, 17,500 rpm と増加するに従い、7 Hz から 9 Hz, 10 Hz, 11 Hz と増加している。この図に示した実験では、回転数が異なってもキャビテーション係数が変わらないようにポンプ入口圧をそれぞれ設定した為、各回転数においてキャビティの形状すなわち容積はほぼ同じであったと考えられる。キャビティ容積がほぼ一定であるにもかかわらずこのように回転数増加に伴い振動数が増加しているのは、キャビテーション係数を合わせる為に回転数が高いほど入口圧を高くしてあることからキャビティの弾性が大きくなって、同じキャビティ容積でもキャビテーションコンプライアンスが小さくなっている為と結論された。

4.4 インデューサチップ隙間の影響

高揚程液酸ポンプを用いて、設計流量においてインデューサチップ隙間を 0.4 mm と 0.2 mm の 2 通りに変えて行った水実験結果を図 4.4.1 に示す。キャビテーション係数 K が比較的大きい場合には、チッ

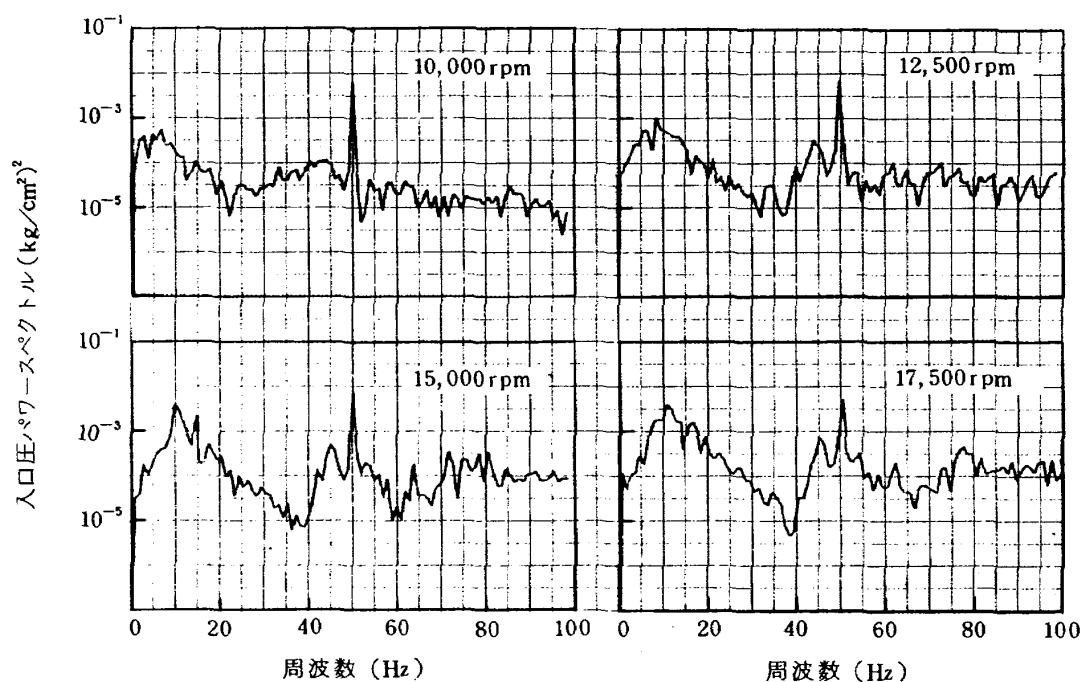


図 4.3.3 回転数を変えた時のポンプ入口振動圧パワースペクトル (Max 100 Hz)

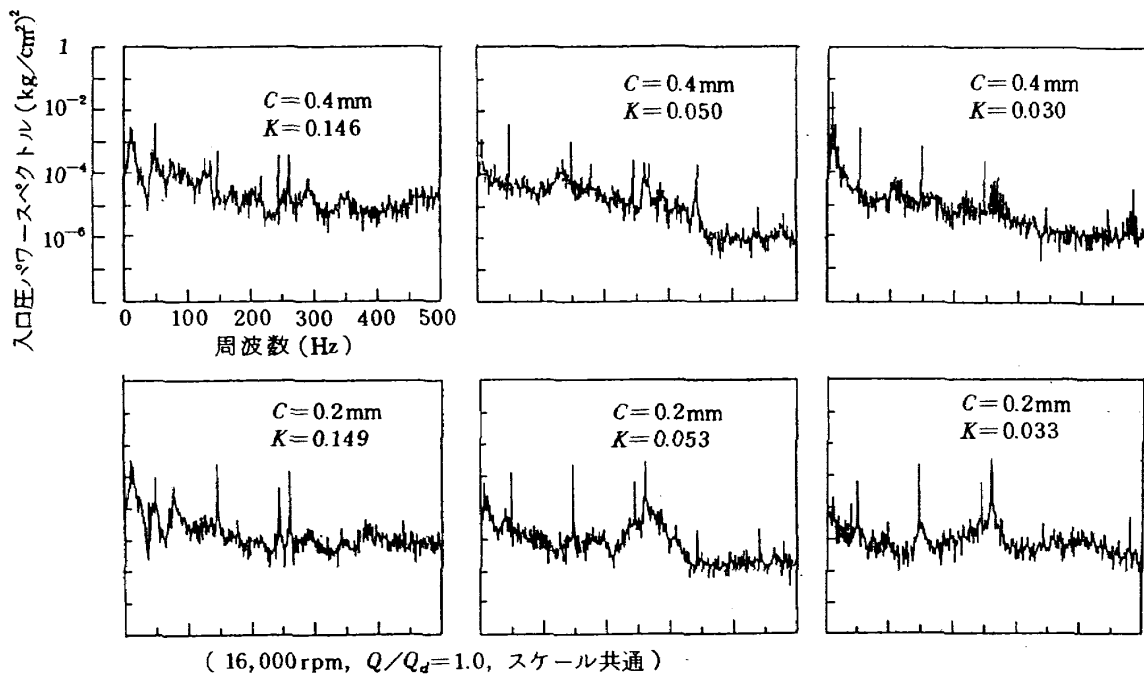


図 4.4.1 インデューサチップ隙間の影響 (設計流量)

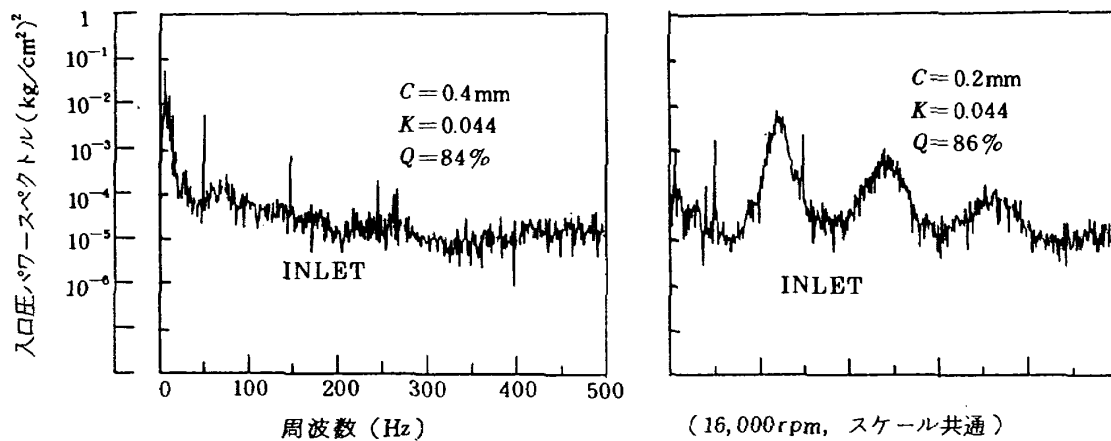


図 4.4.2 インデューサチップ隙間の影響 (低流量)

プ隙間の影響は小さかった。キャビテーション係数が小さくなって行くと、チップ隙間 C が 0.4mm の場合には、周波数が K の低下に従って低下する振幅の大きな低周波振動が見られるが、チップ隙間が 0.2mm の場合にはそのような傾向は顕著でない。 100Hz オーダーの振動について見ると、チップ隙間が 0.2mm の場合には、毎秒回転数に近い周波数の 260Hz 付近にピークがあるが、チップ隙間が大きい場合には 100Hz オーダーの振動は顕著に見られなかった。

図 4.4.2 は、流量を絞って運転した場合にインデューサチップ隙間が及ぼす効果を示したものである。設計流量の場合に比べてチップ隙間の効果がより大

きく出ており、隙間が大きい場合に低周波振動が大きく、隙間が小さい場合に 100Hz オーダーの振動が大きくなっている。インデューサ入口部の逆流が不安定を増すとされている⁵⁾が、本実験結果もチップ隙間が大きい場合、すなわち入口部の逆流が大きい場合に不安定な低周波振動が起り易いことを示している。

4.5 インデューサ羽根枚数の影響

図 4.5.1 は、2 枚羽根インデューサを取付けた高揚程液酸ポンプの水実験時の圧力振動パワースペクトルをひとつの実験点について示したものである。ポンプの毎秒回転数 292 rps に対応する 292 Hz の圧

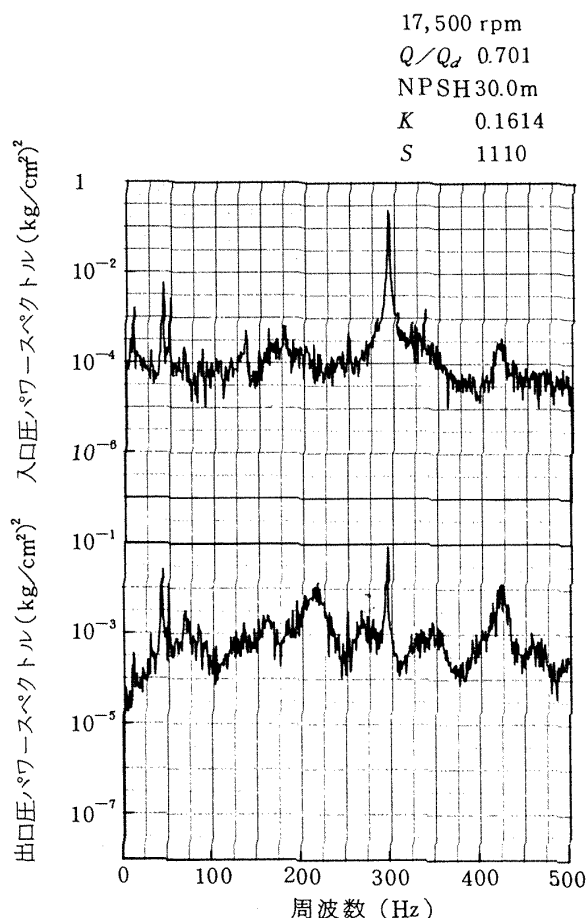


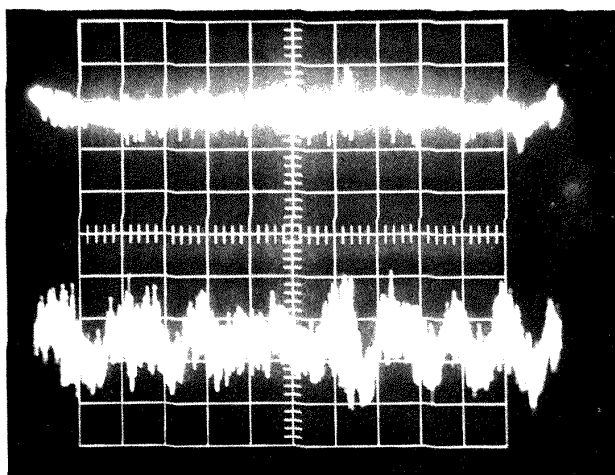
図 4.5.1 2 枚羽根インデューサ実験時の圧力パワースペクトル

力振動が、特に入口側に大きく見られる。3 枚羽根インデューサを取付けた高揚程液酸ポンプの水実験においてもポンプの毎秒回転数に周波数が対応する圧力振動は存在したが、このように大きな振幅では見られなかった。図 4.5.1 に示した実験点の次の実験点ではインデューサ揚程係数が急激に低下しており、インデューサに異常のあったことを示したが、ポンプを分解した結果インデューサ翼がハブの近傍から折損していることが判明した。破損した部分の検査結果から、破損の原因は疲労破壊によるものと結論され、ポンプの毎秒回転数に対応した振幅の大きな 292 Hz の圧力振動によりこの疲労破壊が引き起されたものと判定された。以上のようなことから以後のポンプでは 3 枚羽根インデューサのみを用い、インデューサリーディングエッジ部には後退角を付けて負荷の軽減および振動の防止を図った結果このような破損事故は一切起らなくなっている。

4.6 作動流体の影響

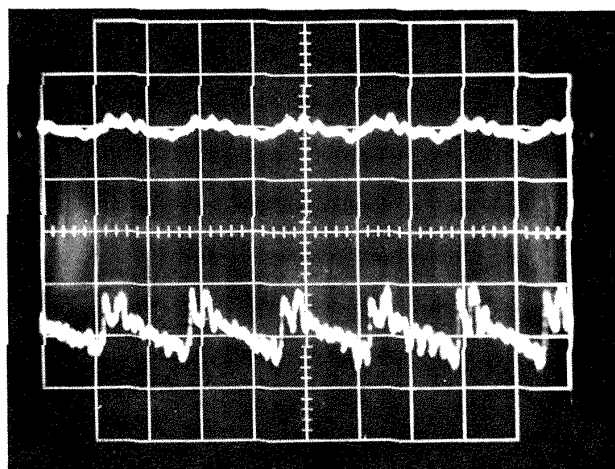
図 4.6.1 は、高速液酸ポンプの水実験および LN_2 実験時に見られた低周波振動の圧力波形を示したものである。 LN_2 実験ではこの低周波の振動が、水実験で低周波振動が起きた時のキャビテーション係数 $K=0.034$ よりもかなり小さい $K=0.008$ で起きているが、その振動周波数は水実験と同じ 7 Hz であっ

水実験 No.27, 22,500 rpm
 Q/Q_d 0.92, K 0.034



上段・入口振動圧 ($1 \text{ kg}/\text{cm}^2$)/div
 下段・出口振動圧 ($2 \text{ kg}/\text{cm}^2$)/div
 時間軸 100 ms/div

LN_2 実験 No.27, 24,000 rpm
 Q/Q_d 0.72, K 0.008



上段・入口振動圧 ($0.2 \text{ kg}/\text{cm}^2$)/div
 下段・出口振動圧 ($2.5 \text{ kg}/\text{cm}^2$)/div
 時間軸 100 ms/div

図 4.6.1 高速液酸ポンプの低周波振動圧力波形

た。付録に示した本供給系の低周波振動の計算結果によると、低周波振動の周波数は主にキャビテーションコンプライアンスによって決まっていることから、水実験、 LN_2 実験とも7Hzの低周波振動が起きた時のキャビテーションコンプライアンスの大きさは同程度であるものと考えられるが、キャビティ容積についてはこの時のキャビテーション係数の比較から LN_2 実験の場合の方が明らかに大きい。水実験と LN_2 実験でキャビティ容積が異なってもキャビテーションコンプライアンスが同じような値となるひとつの理由としては、 LN_2 と水の蒸気圧の違いに起因する次のようなことが考えられた。 LN_2 実験では蒸気圧が水実験に比べて高くなっている為、同じキャビテーション係数の場合にはポンプ入口圧は LN_2 実験の方が水実験よりも高くなっており、キャビティの弾性が大きくなっている。この為、 LN_2 実験で水実験と同じ大きさのキャビテーションコンプライアンスとなるにはより大きなキャビティ容積を持つ

ことが必要となる。

図4.6.2は、1次試作液酸ポンプの LN_2 実験結果およびLOX実験結果を示したものである。LOXの比重が LN_2 の比重に比べて大きい為、同じ回転数で運転するとLOXの場合の方が全体の圧力レベルは大きく、この結果ポンプ入口および出口の圧力振動が大きくなっているが、 LN_2 実験とLOX実験で大きな差はなかった。

4.7 圧力振動と流量変動

図4.7.1は、高速液酸ポンプの実験を作動流体に LN_2 を用いて行った時に観測された、ポンプ入口・出口圧力振動およびポンプ出口流量変動を示したものである。入口圧の振動波形は比較的正弦波に近い形になっているのに対し、出口圧の振動波形は鋸歯状で、入口圧の負のスロープに対応する所では出口圧は徐々に減少し、入口圧の正のスロープに対応する所では出口圧は急激に回復している。このことはポンプ内のキャビテーションの成長は緩やかで、減

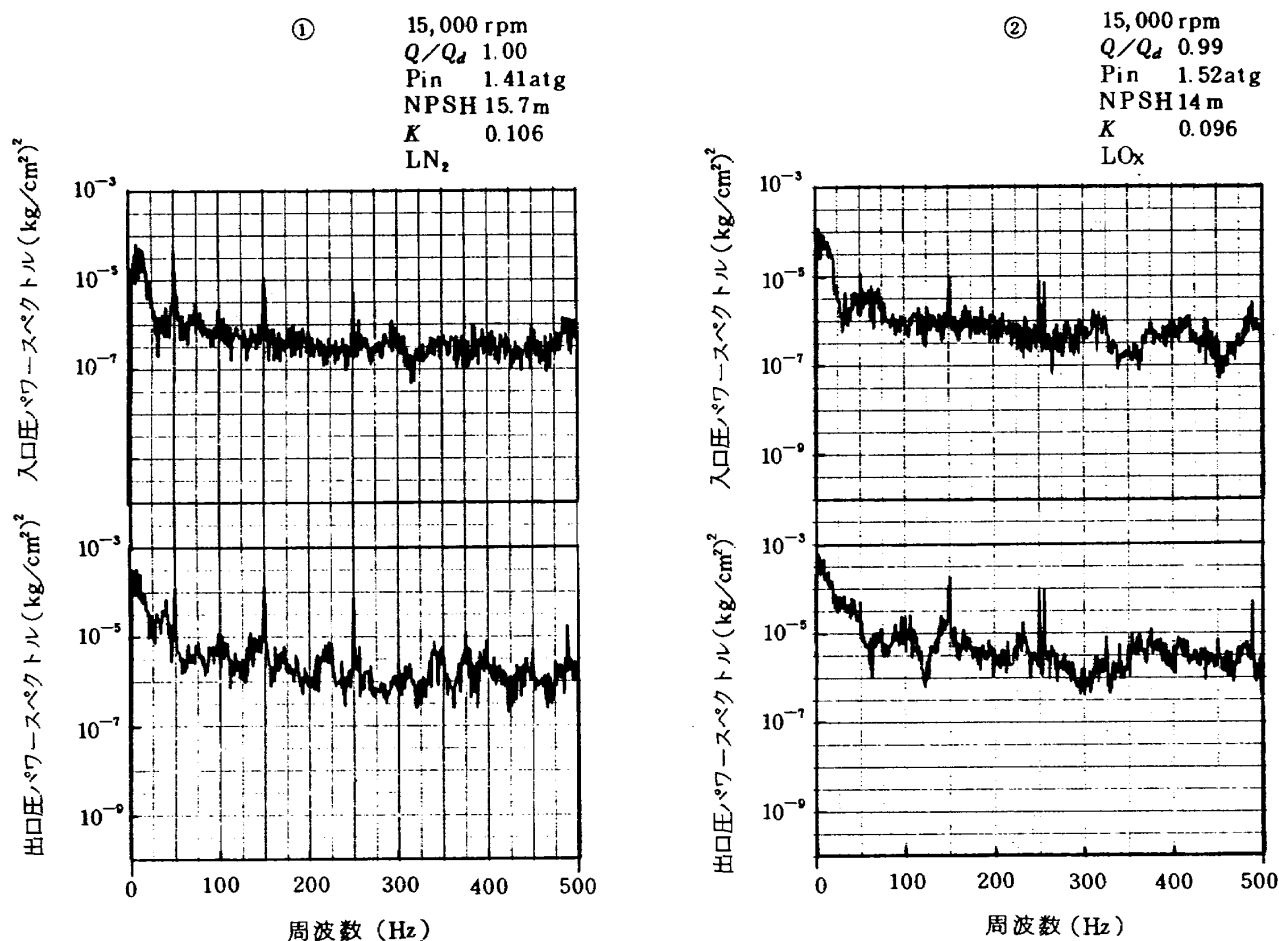


図4.6.2 1次試作液酸ポンプの LN_2 実験とLOX実験の比較

No.27 (19:03:50)
24,000 rpm, Q/Q_d 0.72, K 0.007

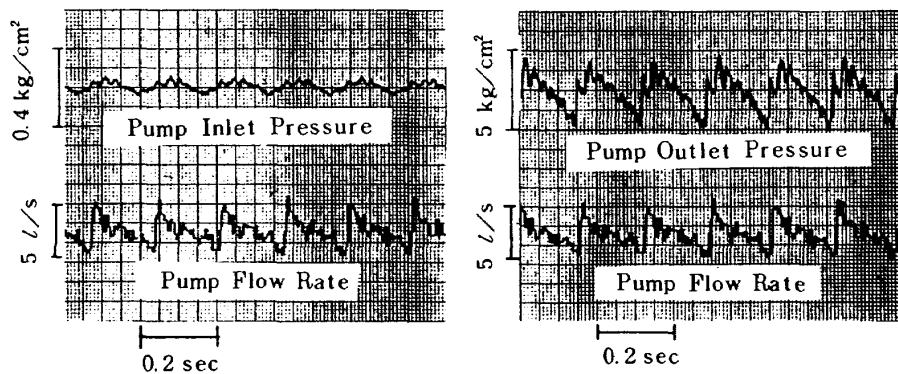


図 4.7.1 ポンプ入口・出口圧振動と流量振動

退は急峻であることを示している。キャビテーション発生に伴う低周波振動は一般に流体系全体が関係したシステム振動であるものと考えられているが、この低周波振動が発生している時の流量変動を観測した例は少ない。今回の実験では図 4.7.1 に示されるように、キャビテーション発生に伴う低周波振動が起きている時の圧力振動と流量変動が対応していたことから、この時の低周波の振動はキャビテーションと関係する、流量変動を伴った系全体のサージングであるものと結論された。

第 5 章 む す び

液体ロケット推進薬供給系の振動に大きな影響力を持つ、液酸ポンプ非定常特性の一面を調べる為に、作動流体として水、 LN_2 、 LOX を用いて液酸ポンプの実験を行い、この時観測された圧力振動および流量変動を主に高速フーリエ解析装置によるスペクトル分析により解析し、種々のパラメータの振動に及ぼす影響を調べた。また、実験時に観測された不安定な低周波振動が、ポンプを含む供給系全体の関係したシステムの振動であるかどうか検討する為に、本供給系の安定性および固有振動数に関する計算を行い、実験結果との比較対応を行った。その主な結果は次のようであった。

- (1) 流量を絞ったり、インデューサチップ隙間を大きくとったりした場合に大きくなる流量コンプライアンスは系を不安定にさせる強い性質を有していることが確認された。また、不安定な低周波振動の周波数に大きな影響を及ぼす要素

- はキャビテーションコンプライアンスであり、このキャビテーションコンプライアンスは、系を安定にする方向に作用するものと考えられた。
- (2) 動的流量の測定の結果、実験で観測された低周波振動は、流量変動を伴ったシステムの振動であることが確認された。
- (3) 低周波振動の周波数には、キャビテーション係数および流量の他に、ポンプ入口の圧力レベルが関係しているものと考えられた。
- (4) キャビテーション係数の低下に伴って、100 Hz 台の振動の周波数は減少した。また、インデューサのチップ隙間が小さい場合の方がこの 100 Hz 台の振動は顕著であった。
- (5) 主羽根車羽根数×ポンプ毎秒回転数に対応する周波数を持つポンプ出口圧振動は、主羽根車出口とポリュームト水切の間の隙間を大きくすると殆ど消滅した。
- (6) ここで得られた結果を踏まえて設計した LE-5 エンジンの液酸ポンプは、良好な動的性能を示した。

以上、液酸ポンプの圧力振動、流量変動データの解析およびポンプを含む供給系の計算を基に、液酸ポンプ非定常特性の一面を論じた。ここでは自然に発生した振動を取扱ったが、H-1 ロケットの POGO 振動解析をする上で必要となるポンプ動特性データを得る為に、ポンプ流体に強制的に脈動を与える実験を現在進めている。

終りに、本研究をまとめるにあたり、航技研の鈴木昭夫角田支所長に御助言を頂いたことを付記する。

記号表

C : クリアランス (mm)

C_B : キャビテーションコンプライアンス

$$-\frac{\partial \bar{v}_c}{\partial \bar{h}_1} \quad (\text{m}^2)$$

g : 重力加速度 (m/s^2)

H_s : ポンプ入口静圧ヘッド (m)

H_v : 蒸気圧ヘッド (m)

h : 圧力ヘッド (m)

ΔH_p : ポンプ揚程 (m)

K : キャビテーション係数 $(H_s - H_v) / (\frac{w^2}{2g})$

L : イナータンス (s^2/m^2)

M_B : 流量コンプライアンス $-\frac{\partial \bar{v}_c}{\partial \bar{Q}_1} \quad (\text{s})$

N : 回転数 (rpm 又は rps)

N_d : 設計回転数 (rpm)

$NPSH$: 正味吸込水頭 $H_s + \frac{v^2}{2g} - H_v \quad (\text{m})$

Q : 流量 (ℓ/s , m^3/s 又は m^3/min)

Q_d : 速度三角形が相似になる流量 $Q_{dd} \times \frac{N}{N_d}$
(ℓ/s)

Q_{dd} : 設計流量 (ℓ/s)

Q/Q_d : 流量比

R : レジスタンス (s/m^2)

S : 吸込比速度 $N\sqrt{Q}/NPSH^{0.75}$
(rpm, m^3/min , m)

u_t : 翼周速 (m/s)

v : ポンプ入口メリジアン方向流速 (m/s)

v_c : キャビティ容積 (m^3)

w : インデューサ入口相対速度 (m/s)

η : 効率

μ : ポンプダイナミックゲイン $\frac{\partial \Delta H_p}{\partial \bar{h}_1}$

ϕ : 揚程係数 $\Delta H_p / (\frac{u_t^2}{g})$

添字

0 : タンク

1 : 入口

2 : 出口

ind : インデューサ

p : ポンプ

— : 平均値

~ : 変動成分

参考文献

- 1) A.J. Acosta ; An Experimental Study of Cavitating Inducer, Second Symposium on Naval Hydrodynamics, pp.533~557, (1958)
- 2) W.E. Young ; Study of Cavitating Inducer Instabilities, NASA CR-123939 (1972)
- 3) K. Kamijo, et al ; An Experimental Investigation of Cavitating Inducer Instability, ASME paper 77-WA/FE-14, (航技研報告 TR-598T (1980))
- 4) L.E. Sack, H.B. Nottage ; System Oscillations Associated with Cavitating Inducers, Journal of Basic Engineering, pp.917~924, (1965)
- 5) H.R. Badowski ; An Explanation for Instability in Cavitating Inducer, ASME Cavitation Forum, (1969)
- 6) NASA ; Prevention of Coupled Structure-Propulsion Instability (POGO), NASA SP-8055 (1970)
- 7) 上條, 他7名 ; ロケット用小型高速高揚程液体酸素ポンプの実験的研究, 航空宇宙技術研究所報告 TR-415 (1975)
- 8) 上條, 他6名 ; 液酸・液水ロケットエンジン用液酸ターボポンプの試作研究, 航空宇宙技術研究所報告 TR-588 (1979).
- 9) 志村, 他5名 ; ロケット用液体酸素ポンプの過渡特性に関する実験的研究(第1報), TR-570 (1979).
- 10) 上條 ; インデューサ付ポンプの低NPSHならびに低流量域における問題, ターボ機械第8巻第9号 pp.37-41 (1980).

付録 ポンプを含む供給系の計算

実験において不安定な低周波振動が発生したが、この低周波振動がポンプを含む供給系全体の関係したサージング現象であるのかどうか検討する為に、実験を行った供給系の計算を行い、系の安定性および固有周波数について調べた。解析を複雑にする大きな問題として、インデューサに発生するキャビティをどのように表現するかということがあるが、ここでは対象とする低周波振動の周波数がかなり低い為、従来より行われている¹⁰⁾キャビティ容積を準定常的に表現する方法を用いた。解析は図A1に示すように流体系をモデル化し、以下に示すような式を用いて行った。

$$\bar{h}_0 - \bar{h}_1 = R_1 \bar{Q}_1 + L_1 \frac{d\bar{Q}_1}{dt} \quad (1)$$

$$\bar{h}_2 - \bar{h}_0 = R_2 \bar{Q}_2 + L_2 \frac{d\bar{Q}_2}{dt} \quad (2)$$

$$\bar{h}_2 - \bar{h}_1 = -R_p \bar{Q}_2 + \mu \bar{h}_1 - L_p \frac{d\bar{Q}_2}{dt} \quad (3)$$

$$\bar{v}_c = -C_B \bar{h}_1 - M_B \bar{Q}_1 \quad (4)$$

$$C_B = -\frac{\partial \bar{v}_c}{\partial \bar{h}_1} \quad (5)$$

$$M_B = -\frac{\partial \bar{v}_c}{\partial \bar{Q}_1} \quad (6)$$

$$\frac{d\bar{v}_c}{dt} = \bar{Q}_2 - \bar{Q}_1 \quad (7)$$

ここで h : 圧力ヘッド (m)

Q : 流量 (m^3/s)

R : レジスタンス (s/m^2)

L : イナータンス (s^2/m^2)

μ : ポンプダイナミックゲイン

v_c : キャビティ容積 (m^3)

C_B : キャビテーションコンプライアンス (m^2)

M_B : 流量コンプライアンス (s)

添字

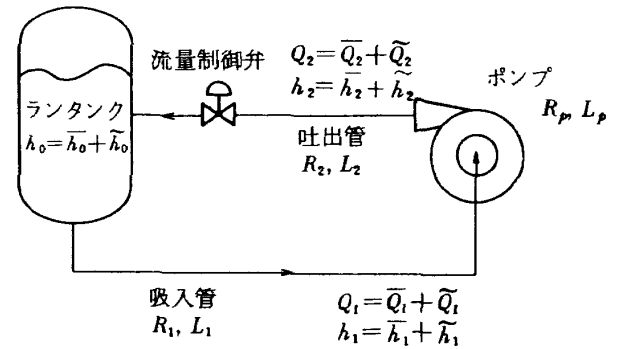
0 : タンク

1 : 入口

2 : 出口

p : ポンプ

- : 平均値



図A1 実験ループ計算モデル

～ : 変動成分

\bar{h}_0 を外乱とし、(1)～(7)式にラプラス変換を施して整理すると

$$H_1(S) + (R_1 + L_1 S) Q_1(S) = H_0(S) \quad (8)$$

$$H_2(S) - (R_2 + L_2 S) Q_2(S) = H_0(S) \quad (9)$$

$$(1 + \mu) H_1(S) - H_2(S) - (R_p + L_p S) Q_2(S) = 0 \quad (10)$$

$$C_B S H_1(S) + (M_B S - 1) Q_1(S) + Q_2(S) = 0 \quad (11)$$

流体系の特性方程式は、式(8)～(11)の左辺の係数の行列式を0と置いた

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & R_1 + L_1 S & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -(R_2 + L_2 S) \\ 1 + \mu & -1 & 0 & -(R_p + L_p S) \\ C_B S & 0 & M_B S - 1 & 1 \end{vmatrix} = 0$$

で表わされる。これを計算すると次のようになる。

$$a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 = 0 \quad (12)$$

ここで $a_0 = -R_1(1 + \mu) - R_2 - R_p$

$$a_1 = -C_B R_1(R_2 + R_p) + M_B(R_2 + R_p) - L_1(1 + \mu) - L_2 - L_p$$

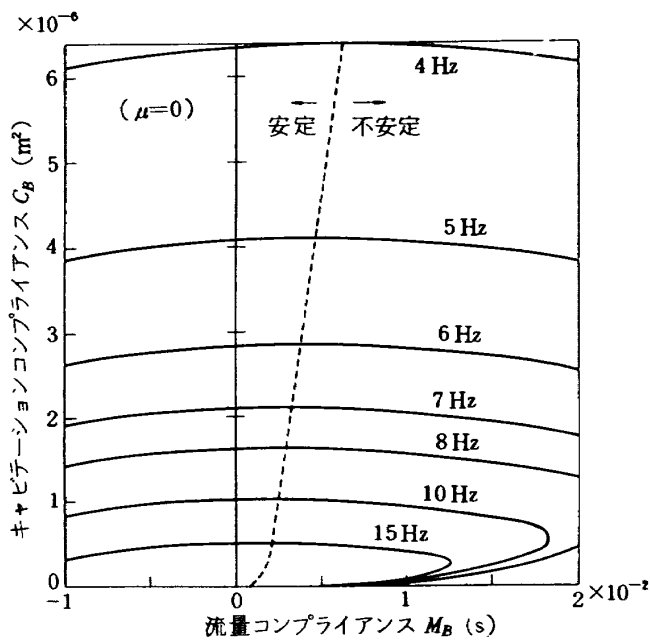
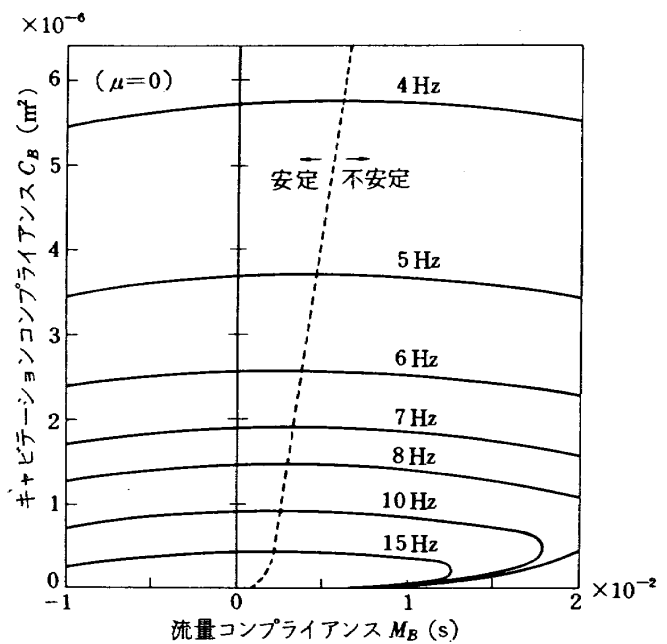
$$a_2 = -C_B \{ R_1(L_2 + L_p) + L_1(R_2 + R_p) \} + M_B(L_2 + L_p)$$

$$a_3 = -C_B L_1(L_2 + L_p)$$

図A2に、表A1に示すような実験ループの定数を与えポンプダイナミックゲインを0とし、キャビテーションコンプライアンス C_B と流量コンプライアンス M_B をパラメトリックに変えて水実験ループおよび LN_2 実験ループについて式(12)を解いた結果を示す。図中の実線は等固有周波数線を示し、破線は安定領域と不安定領域の境界を示している。図からわかるように流量コンプライアンスが大きくなると系が不安定になっている。低周波振動の周波数はキャビテ

表A1 計算に用いた実験ループ定数

	水実験ループ	LN ₂ 実験ループ
吸入管レジスタンス R_1 (s/m ²)	6.66×10^2	6.91×10^2
吐出管レジスタンス R_2 (s/m ²)	1.06×10^5	1.23×10^5
ポンプレジスタンス R_p (s/m ²)	1.70×10^4	1.37×10^4
吸入管イナータンス L_1 (s ² /m ²)	252	279
吐出管イナータンス L_2 (s ² /m ²)	476	392
ポンプイナータンス L_p (s ² /m ²)	150	150


 図A2(a) 水実験ループ計算結果
(C_B と M_B の影響)

 図A2(b) LN₂実験ループ計算結果
(C_B と M_B の影響)

ーションコンプライアンスの大きさで主に決まっ
 ているが、系の安定性に関して見ると、 C_B が大きくな
 ると安定領域が広がっており、 C_B は系を安定にする
 方向に作用している。また、 M_B を固定して C_B を変
 化させると、同一の固有周波数を持つ解が2つ存在
 することがあることを図は示している。

図A3は、表A1に示すような実験ループ定数を与

え流量コンプライアンスを0とし、ポンプダイナミ
 ックゲイン μ とキャピテーションコンプライアンス
 C_B をパラメトリックに変えて計算した結果を示した
 ものである。図中の実線は等 C_B 線を示し、破線は安
 定領域と不安定領域の境界を示している。負のポン
 プダイナミックゲインを持つ場合には、不安定な低
 周波振動が起ることを図は示している。

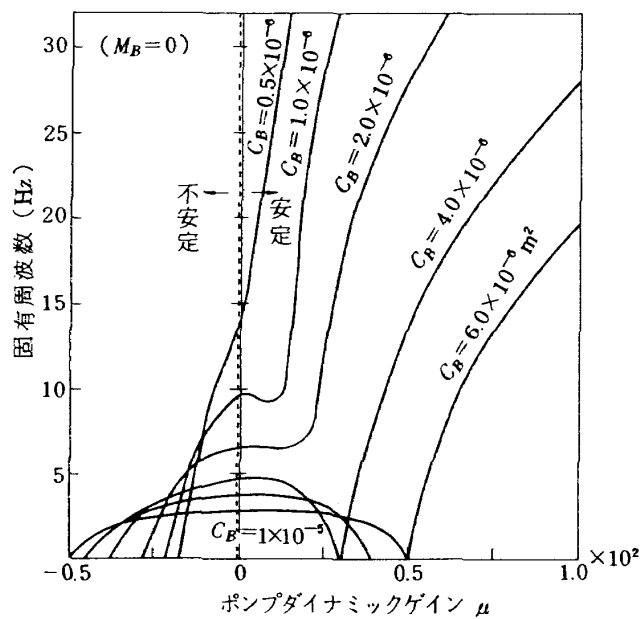


図 A3(a) 水実験ループ計算結果
(μ と C_B の影響)

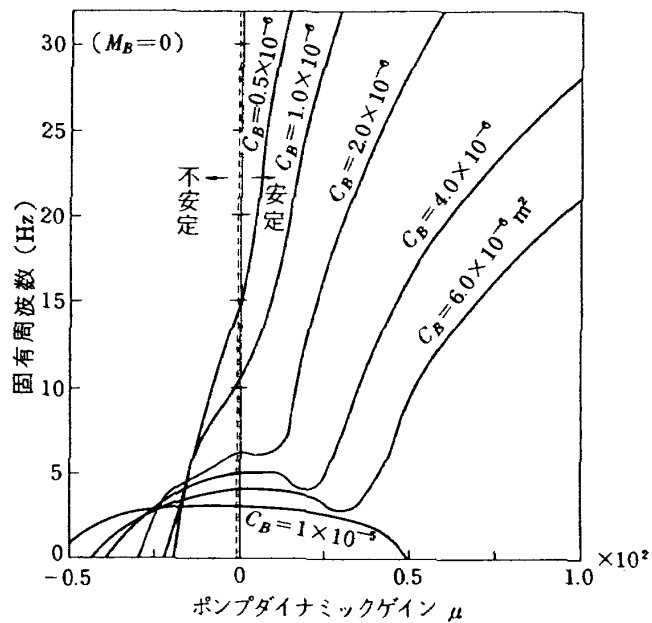


図 A3(b) LN₂実験ループ計算結果
(μ と C_B の影響)

航空宇宙技術研究所報告725号

昭和57年8月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町1880
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表) ㊞182
印刷所 株式会社 共 進
東京都杉並区久我山5-6-17

Printed in Japan