
ターボ機械のキャビテーション抑制法の開発

(課題番号 14350090)

平成 14 年度～平成 16 年度科学研究費補助金 (基盤研究(B)(2)) 研究成果報告書

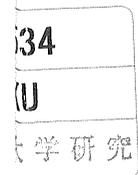
横浜国立大学附属図書館



11643581

平成 17 年 3 月

研究代表者 黒川淳一
(国立大学法人横浜国立大学大学院工学研究院教授)



534
KU

研究組織

研究代表者：黒川淳一（国立大学法人横浜国立大学大学院工学研究院・教授）
研究分担者：松井 純（国立大学法人横浜国立大学大学院工学研究院・助教授）
崔 永都（国立大学法人横浜国立大学大学院工学研究院・助手）

交付決定額（配分額）

（金額単位：千円）

	直接経費	間接経費	合計
平成 14 年度	8,000	0	8,000
平成 15 年度	3,900	0	3,900
平成 16 年度	4,400	0	4,400
総計	16,300	0	16,300

横浜国立大学附属図書館



11643581

寄贈者：黒川淳一

11643581
ターボ機械のキャビテーション抑制
法の開発：平14年度—平16年度科学

研究発表

【口頭発表】

- (1) Imamura, H., Kurokawa, J., Matsui, J. and Kikuchi M., Supression of Cavitating Flow in Inducer by J-Groove, Fifth International Symposium on Cavitation (CAV2003), Cav03-OS-4-006 (in CD-ROM), Nov. 1-4, 2003, Osaka, Japan.
- (2) 今村博, 黒川淳一, 松井純, 菊池将史, Jグループによるインデューサのキャビテーション抑制, 日本機械学会 2003 年度年次大会講演論文集, 2003-8, 徳島, Paper No.1318.
- (3) Kurokawa, J., Matsui, J. and Imamura H., Cavitation Control in Inducer and Centrifugal Pump by Use of J-Groove, Proc. of 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Vol.2, Paper No. B1-1, Jun.29 – Jul.2, 2004, Stockholm, Sweden.
- (4) 白木智史, 黒川淳一, 松井淳, 崔永都, 遠心ポンプのキャビテーション抑制法に関する研究, 日本機械学会 2004 年度年次大会講演論文集, 2004-9,北海道, Vol.2, pp.471-472.
- (5) Choi, Y-D., Kurokawa, J., Matsui, J. and Shiraki, Satoshi, Cavitation Control in a Centrifugal Pump by J-Groove, The 6th KSME-JSME Thermal and Fluids Engineering Conference, EA.04 (in CD-ROM), Mar. 20-23, 2005, Jeju, Korea.

目次

第1章. はじめに	1
1.1 研究背景および目的	1
1.2 研究の特色	2
第2章. Jグループによるインデューサのキャビテーション抑制に関する研究	3
2.1 緒言	3
2.2 実験装置及び方法	4
2.2.1 供試インデューサの形状	5
2.2.2 供試Jグループの形状	6
2.3 実験結果および考察	7
2.3.1 ポンプの性能	7
2.3.2 キャビテーション性能	9
2.3.3 旋回逆流キャビテーションおよびキャビテーションサージの抑制	14
2.4 結言	21
第3章. Jグループによる遠心ポンプのキャビテーション抑制に関する研究	22
3.1 緒言	22
3.2 実験装置及び方法	23
3.2.1 供試ポンプ	24
3.2.2 供試羽根車	25
3.2.3 供試Jグループの形状	26
3.3 実験結果および考察	28
3.3.1 ポンプの性能	28
3.3.1.1 羽根車Iの特性	28
3.3.1.2 羽根車IIの特性	28
3.3.2 キャビテーション性能	31
3.3.2.1 羽根車Iの特性	31
3.3.2.2 羽根車IIの特性	31
3.3.3 Jグループの最適化	34
3.3.4 周波数解析の結果とキャビテーションによる圧力脈動	37
3.4 結言	40
第4章. Cavitation Control in a Centrifugal Pump with Semi-open Impeller by J-Groove	41
(Jグループによるセミオープン羽根車を持つ極低比速度遠心ポンプのキャビテーション抑制に関する研究)	
4.1 Introduction	41
4.2 Experimental apparatus and methods	42
4.2.1 Experimental facility	44
4.2.2 Cavitation control mechanism by J-Groove	44
4.3 Results and discussions	44
4.3.1 Pump performance	44
4.3.2 Cavitation Performance	46
4.4 Conclusions	48
参考文献	49

第1章. はじめに

1.1 研究背景および目的

キャビテーション現象は、液体を用いるあらゆる機械にとって最も厄介な異常流動現象であり、回転機械の高速化に対する最大の障害となっている。世界中で永年に亘る精力的な研究が遂行されてきたが、まだにこれを正しく予測することが困難であり、抑制することも困難であるためキャビテーションの発生を避けた運転をせざるを得ないのが現状である。我が国が誇る国産ロケット H-II のメインエンジン（液体水素ポンプ）に旋回キャビテーションが発生して、打ち上げを失敗させた事例は記憶に新しい。もしキャビテーションを簡便に抑制できる技術が開発されれば、夢のターボ機械が実現されるものと期待される。

本研究担当者らは、ロケットポンプの性能向上を目的とした研究の過程で、大変興味深い基礎的な流れ現象を見出した。これを理論的・実験的に種々の角度から検討した結果、この現象を有効に利用すれば、これまで設計者を苦しめてきた流体機械の様々な異常流動現象を容易かつ簡便に抑制しうる画期的な方法になる可能性が示唆された。そこで、本研究担当者らは、科学研究費・基盤研究Bの援助を得て、様々な異常流動現象にこの手法を適用した結果、多くの異常流動現象をほぼ完全に抑制することに成功した。

この手法とは、ケーシング壁に多数の浅い放射溝を設けると、溝内には高速の逆流が誘起され、主流の旋回を著しく抑制できるという原理を利用した大変簡便な方法であり、運転中の機械に対しても容易に適用しうる。この手法が異常流動を抑制する原理は、溝内に誘起される高速逆流が主流と混合する際、主流の角運動量を失わせ、その旋回強さを激減させることにあり、本研究担当者らはこの溝をJグループと名付けた。その後の研究により、Jグループはさらにもう1つの特徴的な機能、すなわち、溝自体が高圧部の流体を低圧部に運搬し、キャビテーションの発生を抑える機能を持つことが判明した。

本研究は、グループ流れの流動特性を利用して、従来困難とされてきたターボ機械のキャビテーションを抑制する方法を開発することを目的としており、Jグループを様々な形式の水力機械に適用して、その有効性を解明しようとするものである。代表的な水力機械としてポンプを採り上げるが、キャビテーションの形態はポンプ形式により大きく異なる上に、グループの形状寸法によってもその効果は著しく異なる。そこで本研究では、社会で最も広く使われている遠心ポンプおよび様々なキャビテーションが最も広範囲に生起するインデューサを対象として、Jグループ形状を最適化することにより、機械の性能をほとんど低下させることなくキャビテーションを抑制する方法を究明しようとするものであり、顕著な効果が判明すれば、画期的なターボ機械技術になると期待される。なお、これらの機種でキャビテーションの抑制に成功すれば、他の形式のポンプでもキャビテーションが抑制されると考えられる。

1.2 研究の特色

異常流動現象を抑制するには、特別な装置を用いるのではなく、流れ自身のもつ特性を利用して現象を本源的に抑止すべきであるとの考えの下に、多くの異常流動現象に対して共通に適用しうる新しいパッシブコントロール法（J グループ）を提案してきた。これを、羽根なしディフューザおよび羽根つきディフューザの旋回失速、ポンプの右上がり不安定性能、そしてドラフトサージに適用して顕著な抑制効果を持つことを実験的に確認し、関連学協会に報告してきた。この方法は、原理的にキャビテーション抑制に対しても大変有効であると考えられるので、研究方法自体が独創的な点であるといえる。

本研究は、ターボ機械の運転範囲を狭めているキャビテーション現象を抑制する簡便な方法の効果を実証し、効率に及ぼす影響を総合的に評価しようとするものであり、これにより液体を用いるターボ機械の飛躍的な発展と用途の拡大、運転方法の簡素化と運転範囲の拡大など、キャビテーションが機械の運転に致命的な障害となっている分野に寄与するものである。また、従来異常現象を避けるために複雑化の一途をたどってきたターボ機械の開発の流れに対して、再度流れの本質に立ち返り、旋回流れの持つ角運動量を有効に制御しうる一方法を提案し、新しい学術的な問題を提起するものである。

第2章. Jグループによるインデューサのキャビテーション抑制に関する研究

2.1 緒言

ターボ型ポンプは、近年、設置スペースの制約、また省資源、省エネルギーの観点から小型高速化の傾向にある。さらにターボポンプがもつ構造的な利点から用途も拡大し、様々な環境下での運転が求められている。ポンプの小型高速化ならびに極低吸込み圧下での運転は、ポンプ内にキャビテーションとよばれる局所低圧による液体の気化現象が生じ、性能低下や騒音・振動、さらには材料損傷といった様々なトラブルを引き起こすことが知られている。これらの問題に対して、その発生メカニズムや抑制方法は、永年に亘り研究が行われている。

ターボポンプ、特に遠心形ターボポンプにおけるキャビテーション対策の一つとして、キャビテーションが発生しても流路閉塞が遠心型に比べて少なく、キャビテーションの伸長に伴う揚程低下も緩やかといった特徴を持つ軸流形または斜流形の羽根車を主羽根車上流に設置する方法がある。この前置羽根車をインデューサと呼び、多く採用されている。特に、ロケットの燃料ポンプなどの極端な運転が要求される遠心形ターボポンプにおいては、キャビテーションが非常に発生しやすく、今やインデューサは欠かせないものとなっている。しかし、インデューサを用いることによりキャビテーションによる閉塞を防げる一方、インデューサ部分でのキャビテーションによる振動、翼応力変動や壊食が新たに問題となっている⁽¹⁾。平成11年11月に我国が誇る国産ロケットH-IIが墜落事故を起こし、その原因がロケットのメインエンジンにある液体水素ターボポンプのインデューサに発生した激しい旋回キャビテーションに伴う振動と強い逆流渦によるものであるということがNASDAより報告されている⁽²⁾。インデューサの旋回キャビテーションはインデューサ入口内径を若干広げることにより抑制することが可能である⁽³⁾が、最近の研究⁽⁴⁾ではインデューサの緒元が異なった場合には必ずしも抑制可能でないことも確認されており、発生メカニズムの解明と共にその抑制法の確立が望まれている。

本研究では、近年インデューサで発生するキャビテーションを対象として、黒川らが開発したJグループを用いた抑制法⁽⁵⁾⁽⁶⁾を検討した。Jグループとは圧力勾配に対して平行に彫った溝であり、これまでにターボ機械に生ずる数々の異常流動現象を抑制できることが判明しており、インデューサに対してもJグループの作動原理を応用することによりキャビテーションの抑制ができることが予想される。インデューサケーシング壁面にJグループを付設し実験を行い、Jグループがキャビテーション性能に与える影響、Jグループによるキャビテーションの発生範囲、状況の変化について比較、検討を行った。また、CFDによる圧力場および流れ場の解析も行った。なお、従来キャビテーションの発生そのものを抑えようとする見地から抑制法を検討したものは皆無であり、本研究でキャビテーション発生を抑制することができれば画期的な成果となる。

2.2 実験装置及び方法

Fig. 2.1に実験装置の全体図を示す。実験装置は羽根枚数3の平板ヘリカルインデューサが遠心ポンプ前方に取り付けてある。本実験装置では、吸込圧力の調整をタンクに接続した真空ポンプでタンク内圧力を減圧しておこなうために、密閉回流装置を用いている。タンク内の水は吸込管を通り、インデューサ、遠心ポンプの順に入り、ポンプより吐出された水はオリフィス、流量調整弁を経て再びタンクに戻る。ポンプ吸込み側には曲がり管直後および入口圧力測定孔直後に整流格子を設けている。入口圧力測定孔はポンプ入口より6.5Dc (Dc: 管内径) の位置に、出口圧力測定孔はポンプ出口より1.4Dcの位置にある。なお、吸込み側に設けた弁は、実験中は常に全開の状態である。また、キャビテーション試験をおこなうにあたり、Fig. 2.1のようにポンプの取り付け位置をタンク内水面より上げる事によって吸込み圧力を十分に下げられるようにしている。作動流体には水道水をフィルター濾過してタンクに入れ、タンクを減圧した状態で十分な脱気運転をおこなった。測定は、流量をフランジタップオリフィス前後に圧力測定孔を設けてその差圧を圧力変換器で測定することにより求め、揚程を整流格子直前とポンプ直後に静圧孔を設けることで差圧を圧力変換器で測定し求めた。回転数、軸トルクはモータとポンプの間に回転計、トルクメータを設置して計測した。そして、供試ポンプの仕様はTable 2.1に示す通りであり、主羽根車は羽根枚数4である。

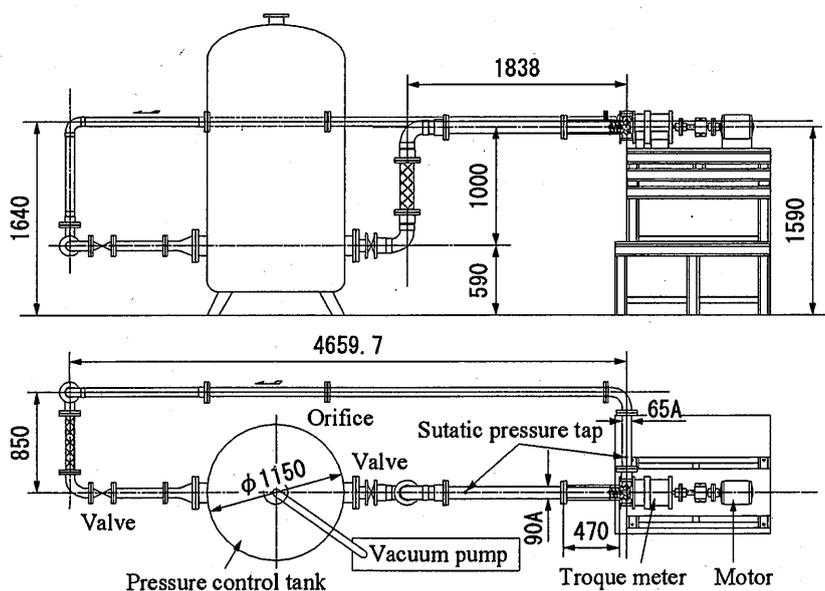


Fig. 2.1 Experimental apparatus

Table 2.1 Specification of test Pump

Flow rate Q	0.0072 [m ³ /s]
Head H	7.13 [m]
Revolution Speed n	2000 [min ⁻¹]
Specific speed n_s	303 [min ⁻¹ , m ³ /min, m]
Reynolds number $Re=2 \Omega R t_1 / \rho$	4.2×10^5

2.2.1 供試インデューサの形状

本研究に用いられた供試インデューサの概略図をFig. 2.2に示す。また、主な諸元をTable 2.2に示す。インデューサの形式によるポンプ性能および吸込み性能を比較するためにスイープのないインデューサA（設計流量： $Q_A/Q_{\text{main pump}}=235\%$ ）と、最低圧力点が羽根入口外側先端に位置するように設計した後退スイープ付のインデューサB（設計流量： $Q_B/Q_{\text{main pump}}=170\%$ ）、そして、とくに $Q_C/Q_{\text{main pump}}=261\%$ の過大流量点設計をした後退スイープ付のインデューサCの3種類を用いた。インデューサはすべて羽根数3の平板ヘリカル形である。

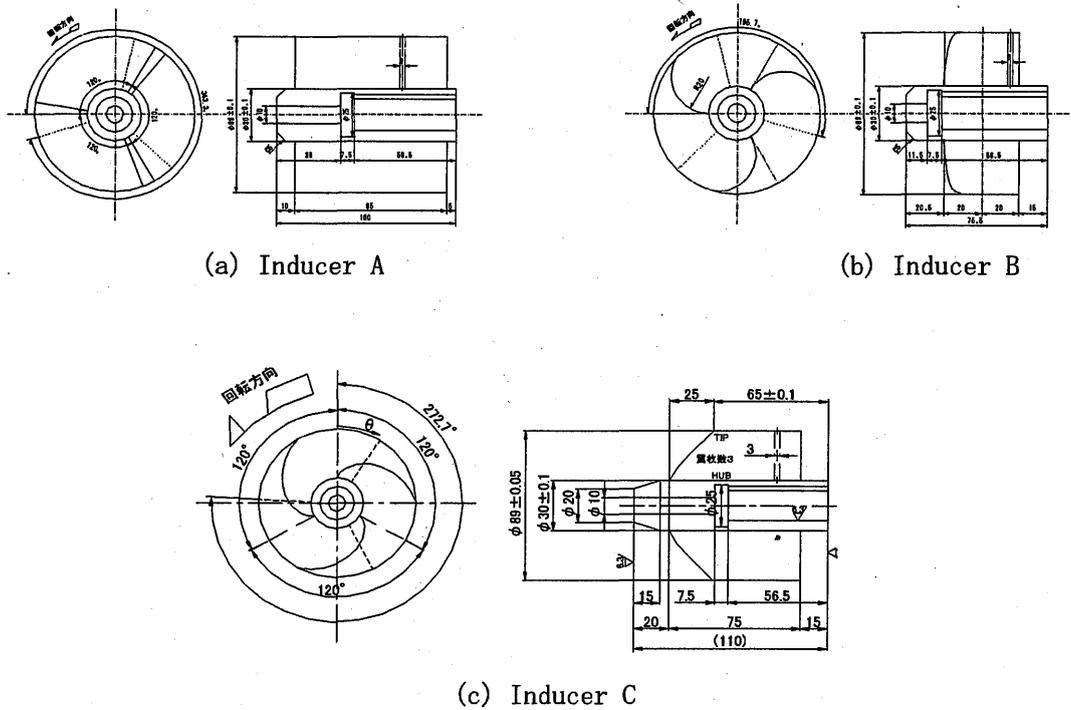


Fig. 2.2 Test Inducer

Table 2.2 Design parameters of test inducer

	Inducer A	Inducer B	Inducer C
Inducer diameter	89 mm	89 mm	89 mm
Hub diameter	30 mm	30 mm	30 mm
Tip clearance	0.5 mm	0.5 mm	0.5 mm
Blade number	3	3	3
Inlet tip blade angle β_{t1}	17.5 deg	13.0 deg	19.5 deg
Outlet tip blade angle β_{t2}	17.5 deg	17.0 deg	19.5 deg
Axis blade Length Lz	85 mm	40 mm	75
Design flow coefficient ϕ_d	0.226	0.164	0.251
Solidity σ_t	3.03	1.11	1.62
Sweep	×	○	○

2.2.2 供試Jグループの形状

Fig. 2.3とTable 2.3に本実験で用いた供試Jグループの形状、寸法を示している。Jグループはインデューサケーシング壁面に圧力勾配に対して平行に溝を彫って、圧力の高いインデューサ先端下流側の流れをJグループの溝内流路を通して圧力が低いインデューサ先端上流側に逆流させる構造であり、圧力が低いインデューサ先端での圧力を上昇させることによりインデューサ先端でのキャビテーション性能が改善されると考えられる。断面形状はJグループ1、3、5が矩形、Jグループ4、6にはインデューサ回転方向手前側にアールをつけ、また7にはインデューサ回転方向手前側にテーパをつけてある。

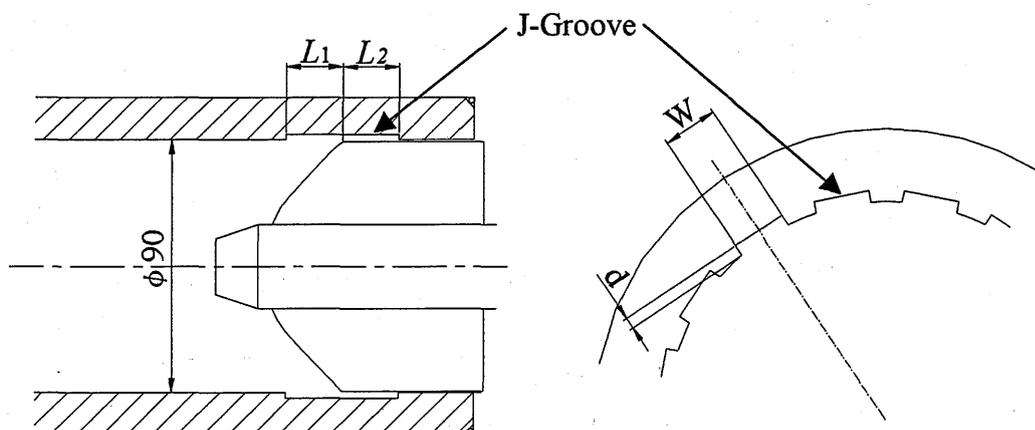


Fig. 2.3 Schematic view of J-Groove and parameters

Table 2.3 Parameter of J-Groove

	Number N	Width W [mm]	Depth d [mm]	Length L [mm]		Cross-area ratio $4NWd / \pi D^2$
				Upstream $L1$	Downstream $L2$	
J-Groove 1	32	6	2	20	20	0.0604
J-Groove 3	16	10	2	20	20	0.0503
J-Groove 4	16	11*	2*	20	20	0.0505
J-Groove 5	16	12	2	20	20	0.0604
J-Groove 6	16	11*	2*	10	30	0.0505
J-Groove 7	16	12*	2*	20	20	0.0988
J-Groove 8	16	10	2	0	20	0.0503
J-Groove 9	16	10	2	0	40	0.0503

2.3 実験結果および考察

2.3.1 ポンプ性能

Fig. 2.4に非キャビテーション発生時においてインデューサを付設しない状態と、インデューサBおよびインデューサCを主羽根車に付設した状態の性能の比較を示す。インデューサの有無による比較をすると、広範囲でインデューサの揚程上昇分だけ ϕ が多少上昇しており、 $\phi=0.04\sim 0.12$ の範囲はその効果が大きい、逆にインデューサの揚程は主ポンプの揚程の5%程度しかない。これに全効率もわずかに上昇がみられる。そして、インデューサB、Cについて比較をすると、低流量域ではインデューサB、高流量域ではインデューサCの揚程が高い。一般的にインデューサの揚程はインデューサ出口角度によって決まる。高流量域でインデューサCの揚程が高いのは、インデューサB、Cの出口角 β_{t2} がそれぞれ、17.0 deg, 19.5 deg.であり、インデューサCの出口角が大きく揚程が高いためである。低流量域でインデューサBの揚程が高いのは、インデューサB、Cの入口角 β_{t1} がそれぞれ、13.0 deg, 19.5 deg.であり、インデューサCの入口角が大きく翼端で逆流が起きやすく、予旋回により理論揚程が低下し、インデューサ揚程が減少するためと考えられる。

インデューサBおよびCにJグループを付設して、非キャビテーション発生時のポンプ性能の比較をFig. 2.5および2.6に示す。Jグループを付設することによりすべてのパターンで揚程の増加が確認できる。これは、Jグループ効果による予旋回の抑制がインデューサの揚程を増加させ、ポンプ全体の揚程増加につながったと考えられる。インデューサの揚程増加はインデューサ部分での仕事も増加させ、軸動力も増加している。最高効率で比較すると、Jグループを付設により効率の低下があるが、その低下は非常に少なく、最も大きいものでも1.1% (Fig. 2.6, With Ind. C & J. G. 3) 程度である。インデューサB、Cについて比較をすると。インデューサB (Fig. 2.5)では、 $\phi < 0.10$ の流量域において揚程の上昇がみられるが、インデューサC (Fig. 2.6)では、 $\phi < 0.13$ の流量域において揚程の上昇がみられる。インデューサCが流量の多い範囲まで揚程の上昇がみられるのは、羽根入口角および出口角を大きくし、過大流量設計をしたため、予旋回が流量の多い範囲でも生じており、Jグループによりその予旋回を抑制しているためと考えられる。

本研究では、インデューサと主羽根車とのマッチングを調べるため、インデューサと主羽根車の間に十字格子を付設した場合についても実験をおこなった。Fig. 2.6に示したように十字格子を付設することにより大幅な揚程の増加が確認できる。一般的に遠心ポンプ上流にインデューサを付設してもポンプ全体の揚程はあまり変わらない。これはインデューサで昇圧しても遠心ポンプ入口は旋回流入りとなり理論揚程が低下するためである。インデューサと主羽根車の間に十字格子を付設することにより、遠心ポンプ入口の旋回が減少し、理論揚程が上昇したため、ポンプ全体として大幅な揚程の増加につながったと考えられる。

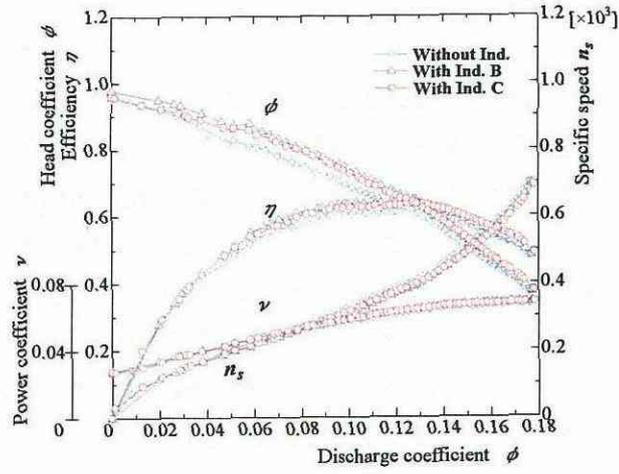


Fig. 2.4 Comparison of pump performance by inducer

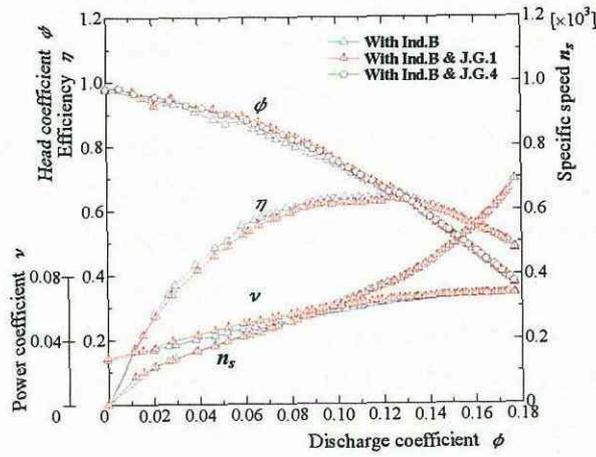


Fig. 2.5 Comparison of pump performance by J-Groove

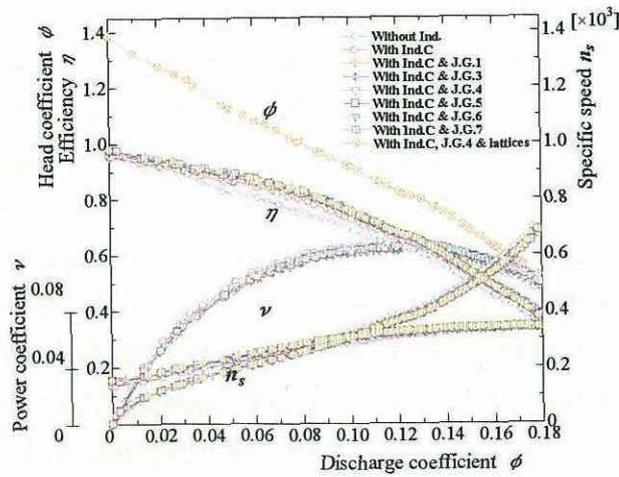


Fig. 2.6 Comparison of pump performance by J-Groove

2.3.2 キャビテーション性能

Fig. 2.7に主羽根車にインデューサを付設したときのキャビテーション性能の比較を示す。 $Q / Q_{B.E.P} = 0.6$ ($\phi = 0.058$)において、インデューサの有無にかかわらず低NPSH側まで高い揚程を保ちその後、急激な揚程の低下が起こる。インデューサを付設すると、より低NPSH側まで高い揚程を保っており、キャビテーション性能が向上していることがわかる。 $Q / Q_{B.E.P} = 0.8$ ($\phi = 0.077$)においても同傾向を示す。 $Q / Q_{B.E.P} = 1.0$ ($\phi = 0.097$)においては、インデューサなしの場合、3%揚程低下後大幅に揚程の低下が起こるが、インデューサを付設することにより3%揚程低下後もなだらかに揚程が低下することがわかる。 $Q / Q_{B.E.P} = 1.2$ ($\phi = 0.117$)においては、低流量時とは異なり、高NPSHから徐々に揚程の低下が始まる。 $Q / Q_{B.E.P} = 1.4$ ($\phi = 0.137$)においては、高NPSHから徐々に揚程の低下が始まる。インデューサの有無によるキャビテーション性能の違いはあまりみられない。インデューサの付設は、その昇圧作用により主羽根車でのキャビテーションの発生を抑制する。低流量になるに従い、インデューサによる昇圧作用が大きくなるため、主羽根車でのキャビテーションの発生を抑制する効果が大きくなり、キャビテーション性能の向上につながると考えられる。インデューサB, Cによるキャビテーション性能と比べてみると、 $Q / Q_{B.E.P} = 0.6$ においては、インデューサBでは3%揚程低下後、急激な揚程の低下が起こるが、インデューサCでは3%揚程低下後一時揚程を維持し、その後急激な揚程の低下が起こる。揚程-NPSH曲線の段が生じる範囲 (NPSH=0.2~0.4) において激しいキャビテーションサージが生じることが確認された。 $Q / Q_{B.E.P} = 0.8, 1.0$ においては、インデューサB, Cともに同傾向を示した。揚程急低下点はインデューサCの方が低NPSHになっている。 $Q / Q_{B.E.P} = 1.2$ においては、インデューサB, Cともに高NPSHから徐々に揚程の低下が始まるが、インデューサBの方がその低下は少なく、キャビテーション性能が良い。 $Q / Q_{B.E.P} = 1.4$ においては、インデューサB, Cともに同傾向を示した。

Fig. 2.8から2.10にはインデューサおよびJ-Grooveを付設したときのキャビテーション性能の比較を示す。Fig. 2.8にスイープなしのインデューサであるインデューサAにJグループを付設し実験をおこなった結果を示す。 $Q / Q_{B.E.P} = 0.6$ において、低NPSHでJグループを付設することにより揚程の降下が抑制されている。これはJグループにより誘起される逆流により、インデューサ入口に生じるキャビテーションが抑制され、インデューサが正常な圧力上昇をおこなえるためである。 $Q / Q_{B.E.P} = 0.8$ において、Jグループを付設すると、性能曲線からもわかるようにJグループ効果によりポンプ揚程が大きく上昇する範囲であり、高NPSHから高い揚程を保持している。Jグループなしの場合、NPSHが減少するにしたがい緩やかに揚程が低下する。Jグループを付設すると、低NPSHまで揚程の低下は少ない。これはJグループ効果によりインデューサでのキャビテーションが抑制され、インデューサの昇圧効果により低NPSHまで主羽根車のキャビテーションが抑制されているためであると考えられる。 $Q / Q_{B.E.P} = 1.0$ において、Jグループ効果が弱まってはいるが、低NPSHまでJグループなしより高い揚程を保っている。 $Q / Q_{B.E.P} = 1.2$ では、Jグループ効果とインデューサの昇圧効果の低下にともないキャビテーション性能の向上は弱まっているが、Jグループなしよりは高い揚程を保っている。 $Q / Q_{B.E.P} = 1.4$ において、Jグループの有無による変化は極わずかである。これはJグループ効果がほとんど得られないことと、インデューサによる主羽根車のキャビテーション抑制効果がほとんどないためだと考えられる。

Fig. 2.9はインデューサBおよびCにJグループ1, 4を付設した場合の比較である。スイープなしのインデューサであるインデューサAにJグループを付設しても低流量域でのキャビテーション性能を向上することができたが、設計点以上の流量域での効果は不十分であった。そこで、Jグループの効果を増大させるため、後退スイープ付インデューサBを用い実験をおこなった。後退スイープ付インデューサ

を選定したのはキャビテーションの発生位置をインデューサ翼端に集めるためである。さらに大流量でのキャビテーション性能の向上を目指し、過大流量設計したインデューサBを用い実験をおこなった。 $Q / Q_{B.E.P} = 0.6$ において、Inducer B & J-Groove 4とInducer C & J-Groove 1が同傾向を示した。Inducer B & J-Groove 4は他に比べキャビテーション性能が悪い。 $Q / Q_{B.E.P} = 0.8, 1.0$ において、Inducer B & J-Groove 1、Inducer C & J-Groove 1、Inducer C & J-Groove 4は同傾向を示すが、Inducer B & J-Groove 4は他に比べキャビテーション性能が悪い。 $Q / Q_{B.E.P} = 1.2$ において、3%揚程低下後の揚程の低下が少ないのはInducer B & J-Groove 1であるが、急激な揚程の低下はインデューサCを付設したInducer C & J-Groove 1、Inducer C & J-Groove 4の方が低NPSHまで起こらない。 $Q / Q_{B.E.P} = 1.4, 1.6$ において、傾向はすべて似ているが、インデューサCを付設したInducer C & J-Groove 1、Inducer C & J-Groove 4の方が、3%揚程低下後の揚程の低下は少ない。以上のことから、インデューサごとにJグループの最適形状が異なると考えられる。

過大流量域では主羽根車のキャビテーションにより十分なキャビテーション性能が得られない。その原因として、主羽根車に流入する流れがインデューサにより非常に乱れており、キャビテーションが発生しやすい状況になっていると考えた。そこで、インデューサと主羽根車の間に十字格子を設け、主羽根車に流入する流れを整流した場合の実験をおこなった。Fig. 2.10は十字格子を付設した場合のキャビテーション性能の比較を示す。全流量において高NPSH時の揚程が大幅に増加したことがわかる。 $Q / Q_{B.E.P} = 0.6, 0.8$ において、十字格子を付設することによりキャビテーション性能が低下している。この原因を以下のように考える。低流量域では主羽根車からの旋回を持った逆流がインデューサ出口付近に達する。この逆流は圧力が高く、インデューサ出口でのキャビテーションを抑制する効果があると考えられる。十字格子がない場合は、主羽根車からの逆流がインデューサの負圧面に流入するので、インデューサ出口の負圧面側キャビテーションの抑制効果があると考えられる。しかし、十字格子を付設すると、主羽根車からの逆流がインデューサの圧力面に流入するため、負圧面側のキャビテーションの抑制効果が弱くなり、十字格子がない場合よりインデューサでの閉塞が高NPSHで起こり、揚程の急低下が生じると考えられる。 $Q / Q_{B.E.P} \geq 1.0$ において、十字格子を付設することによりキャビテーション性能が向上している。特に、 $Q / Q_{B.E.P} \geq 1.2$ では十字格子を付設しない場合は高NPSHから緩やかに揚程が低下していくが、十字格子を付設すると低NPSHまで揚程の低下がなく、3%揚程低下後、揚程の急低下が生じる。これは、主羽根車に流入する流れを整流した効果により、主羽根車のキャビテーションを抑制できたためだと考えられる。

Fig. 2.11にはインデューサ付設有無による各流量比における3%揚程低下点でのNPSH (H_{sv})より求めた吸込比速度Sを示す。Sは次式で定義される。

$$S = n \frac{\sqrt{Q}}{H_{sv}^{\frac{3}{4}}}$$

ここで、 n は軸の回転数、 Q は吐出し流量である。低流量域 $Q / Q_{B.E.P} < 1.0$ においては、インデューサを付設することにより吸込み比速度が高くなっている。 $Q / Q_{B.E.P} = 1.0$ においては、インデューサを付設することによりわずかながら吸込み比速度が高くなっている。過大流量域 $Q / Q_{B.E.P} > 1.0$ においては、インデューサを付設しても吸込み比速度が高くない。特に、インデューサCではインデューサなしに比べ吸込み比速度が低くなっている。インデューサB,Cを比較すると、 $Q / Q_{B.E.P} \leq 1.0$ においては吸込み比速度に差はあまりみられないが、過大流量域 $Q / Q_{B.E.P} > 1.0$ においては、インデューサBの方が高い値を示している。

Fig. 2. 12はインデューサAおよびJ-Grooveの組合せによる各流量比における吸込比速度の比較を示す。 $Q / Q_{B.E.P} = 0.6$ において、全てのJグループでSが大幅な増加を見せている。Jグループ9で最大となり低流量ではインデューサAの場合の吸込比速度の1.7倍もの値を示す。 $Q / Q_{B.E.P} = 0.8$ ではJグループ8、9において顕著な上昇が見られる。 $Q / Q_{B.E.P} \leq 1.0$ ではいずれのJグループにおいても吸込比速度は増加しているが、低流量域ほどの顕著な変化はない。 $Q / Q_{B.E.P} = 1.4$ ではJグループの効果があまりみられない。傾向としてJグループ1、3と8、9がそれぞれ同様な傾向を見せている。上流側までグループを伸ばすと（Jグループ1、3）比較的高流量側でその効果を発揮し、上流側がないとき（Jグループ8、9）では低流量側でその効果が大きくなる傾向がみられる。以上から、Jグループにより低流量域でのキャビテーション性能を向上することができたが、設計点以上の流量域での効果は不十分であることがわかる。

Fig. 2. 13はインデューサBおよびCとJ-Grooveの組合せによる各流量比における吸込比速度の比較を示す。Jグループ1は $Q / Q_{B.E.P} \leq 1.0$ でインデューサBおよびCとの組合せにより大幅に吸込比速度が向上した。さらに、 $Q / Q_{B.E.P} = 1.2$ でもインデューサBはその効果が確認される。Jグループ4は、 $Q / Q_{B.E.P} = 1.2$ 以上で吸込比速度が低くなっている。インデューサAと比較すると、 $Q / Q_{B.E.P} = 1.0$ での吸込比速度の向上が著しい。特に、インデューサBとJグループ1の組合せは $Q / Q_{B.E.P} = 1.2$ でも吸込比速度が向上している。これは、キャビテーション発生位置を翼端に偏らせ、Jグループによるキャビテーション抑制効果を効果的に利用できたためと考えられる。

以上より、後退スイープ付インデューサとJグループを組合せることにより設計点でもキャビテーション性能を向上させることが可能であり、Jグループ形状を最適化すればさらに大流量での向上も可能であることを示唆している。しかし、インデューサCの場合、過大流量域であまり吸込比速度の向上はなく、むしろインデューサをしていないときよりも低下していることがわかる。これはインデューサを過大流量設計しても過大流量域でのキャビテーションの向上は達成されず、また、様々なタイプのJグループを用いてもその効果が少ないことを示している。

過大流量域でJグループの効果が少ないことは主羽根車のキャビテーションが問題になっていると考えられ、インデューサと主羽根車の間に十字格子を設け、主羽根車に流入する流れ整流した結果、Fig. 2. 14に示すように $Q / Q_{B.E.P} \geq 1.0$ では高い吸込比速度を示した。特に、インデューサおよびJグループを付設しても吸込比速度の向上がみられなかった $Q / Q_{B.E.P} \geq 1.2$ で劇的な向上がみられる。 $Q / Q_{B.E.P} = 1.4$ では主羽根車単体に比べ、吸込比速度が1400以上向上した。以上より、過大流量域では、主羽根車に流入する流れを制御することにより、大幅にキャビテーション性能を向上させることが可能であることが判明した。

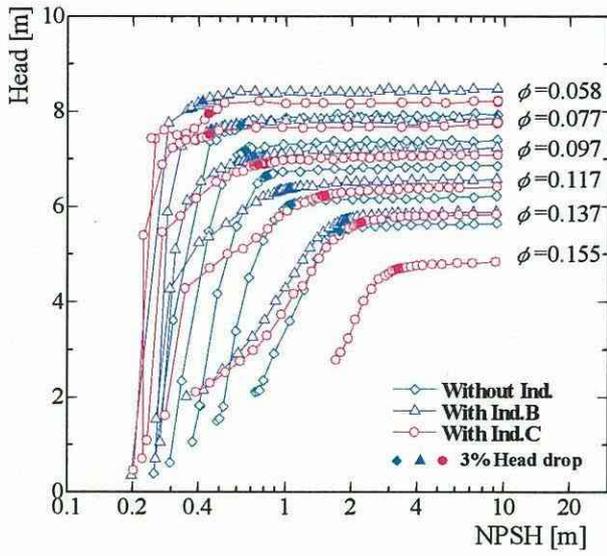


Fig. 2.7 Cavitation performance with or without inducer

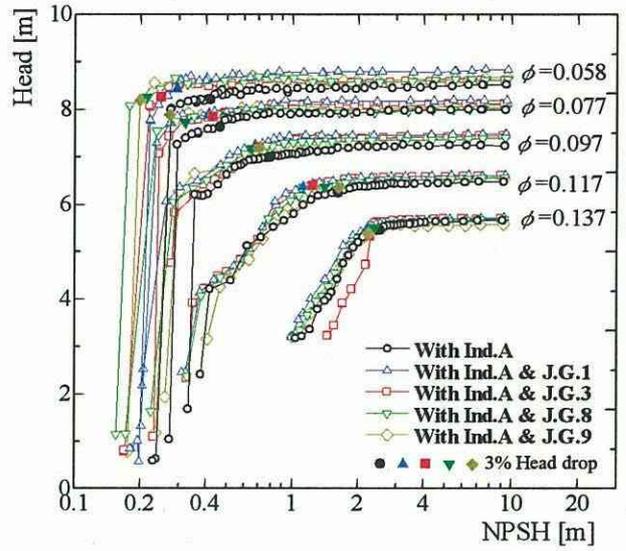


Fig. 2.8 Cavitation performance with inducer and J-Groove (Inducer A)

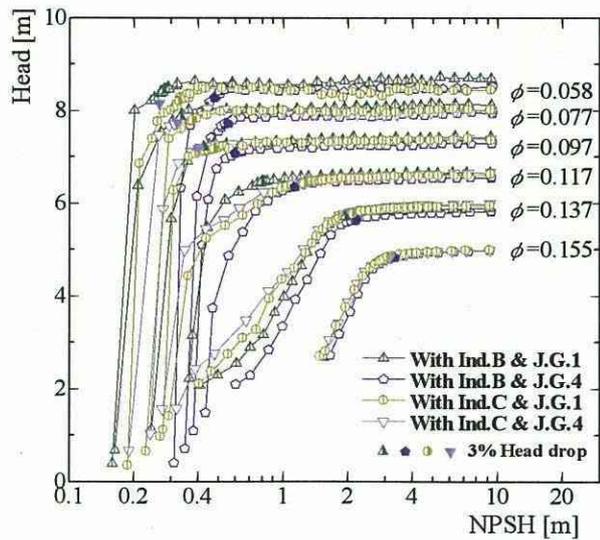


Fig. 2.9 Cavitation performance with inducer and J-Groove (Inducer B and C)

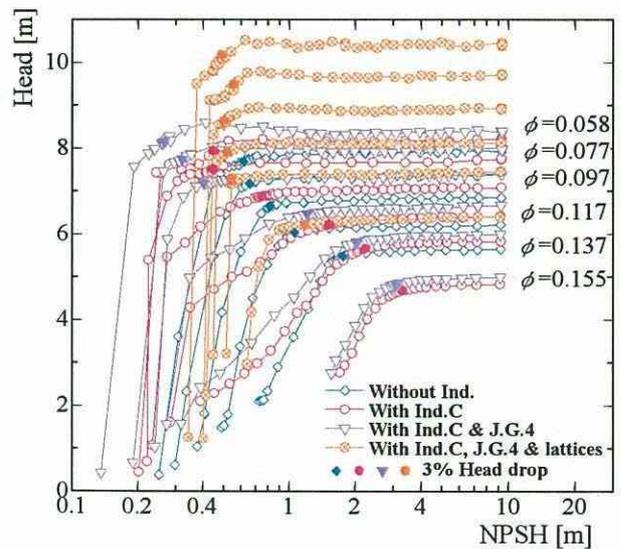


Fig. 2.10 Cavitation performance with inducer and J-Groove (Inducer C)

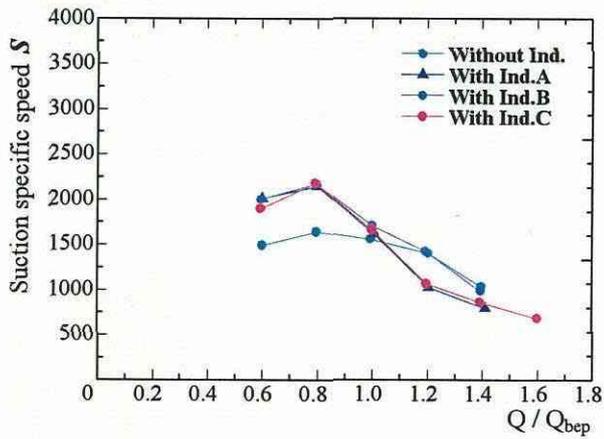


Fig. 2.11 Suction specific speed vs. discharge flow rate

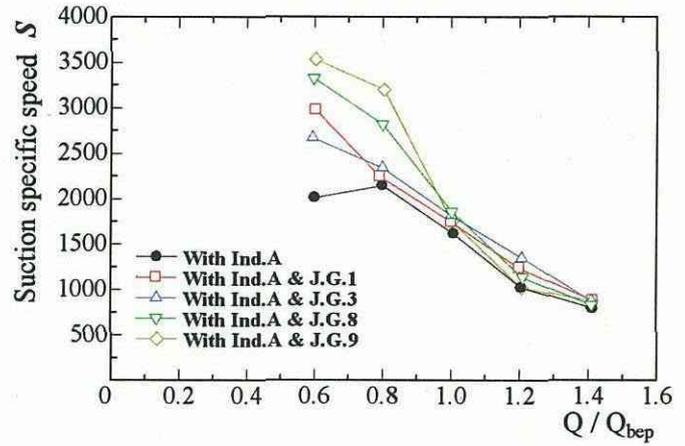


Fig. 2.12 Suction specific speed vs. discharge flow rate

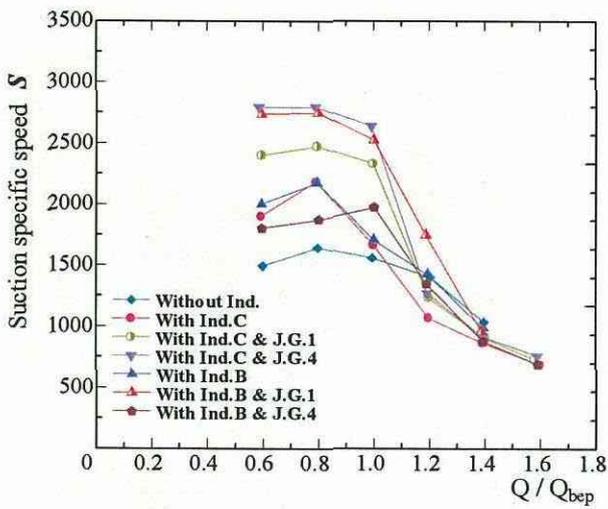


Fig. 2.13 Suction specific speed vs. discharge flow rate

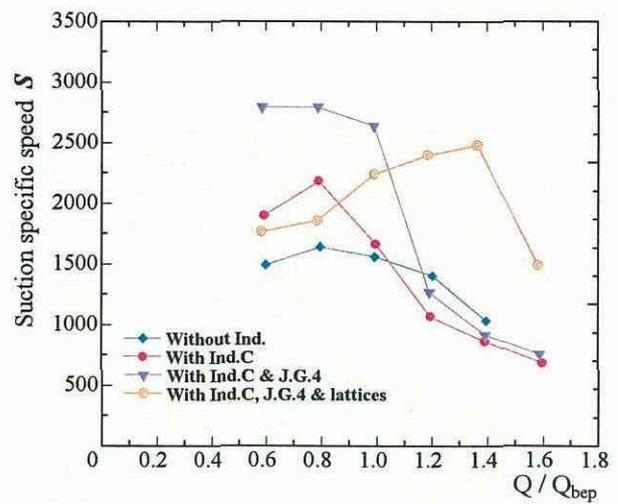


Fig. 2.14 Suction specific speed vs. discharge flow rate

2.3.3 旋回逆流キャビテーションおよびキャビテーションサージの抑制

Fig. 2.15にインデューサCを付設した場合、各流量比における圧力変動のスペクトルを示す。横軸に周波数 f 、高さ方向に圧力変動 ΔC_p 、奥行き方向にキャビテーション係数 σ を表す。実験回転数は $2000[\text{min}^{-1}]$ で、軸回転周波数 f_n は 33.3 Hz である。本研究で用いたインデューサはすべて3枚羽根であるので羽根通過周波数（羽根枚数×軸回転周波数） $3f_n$ は 100 Hz である。 z/D_1 はインデューサケーシングの内径を基準としたインデューサ入口先端から上流側までの距離である。インデューサBとCの $\phi = 0.058$ ($\phi/\phi_{B.E.P} = 0.6$) において $0.01 < \sigma < 0.05$ の範囲で低周波 ($0 \sim 10 \text{ Hz}$) の圧力変動が確認できるが、 $\phi = 0.097$ ($\phi/\phi_{B.E.P} = 1.0$) および $\phi = 0.117$ ($\phi/\phi_{B.E.P} = 1.2$) の最高効率点以上の流量ではその圧力変動がなくなる。Fig. 2.16は、その低周波の変動が確認できたときの圧力変動波形である。Fig. 2.16(a) では 2 Hz 程度の変動が確認でき、その変動は同位相である。従って、この圧力変動は1次元の振動であり、非キャビテーション時 (Fig. 2.16 (d)) には確認されなかったことから、キャビテーションサージが発生していることが判明する。2.3.2節で述べたように、インデューサCでは $\phi/\phi_{B.E.P} = 0.6$ ($\phi = 0.058$) において揚程-NPSH曲線に段ができる。揚程-NPSH曲線の段が生じる範囲 ($\sigma = 0.02 \sim 0.04$) においてはFig. 2.15(a) に示すようにキャビテーションサージが発生しており、これにより揚程が低下し揚程-NPSH曲線の段が生じると考えられる。

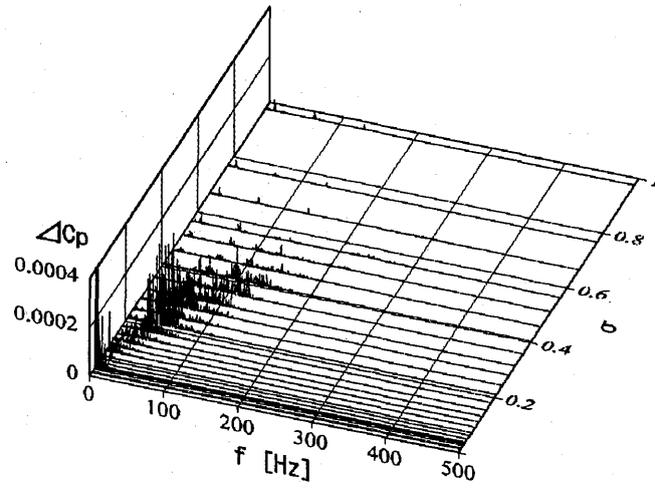
Fig. 2.17はインデューサCとJ-Groove3の組合せによる各流量比における圧力変動のスペクトルを示す。J-Grooveをつけなかった場合、Fig. 2.16で示したように低流量側の低周波数領域で圧力変動が大きくなるが、J-Grooveを付設することにより、低流量側の圧力変動がほぼなくなる。しかし、最高効率点以上の流量では低周波数領域で圧力変動がみえる。Fig. 2.18に $\phi = 0.097$ でのキャビテーションサージ発生時と非キャビテーションサージ時における圧力変動波形を示す。低周波数域の $\sigma = 0.0788$ で周期的に大きい圧力変動が生じているが、相対的に高周波数域の $\sigma = 0.970$ では周期的な圧力変動はみられない。

Fig. 2.19にインデューサB、Cそれぞれの圧力変動のスペクトルと圧力変動波形を調べ、キャビテーションサージの発生範囲と旋回逆流キャビテーションの発生範囲を示す。旋回逆流キャビテーションとは、インデューサ上流の逆流中に周期的にあらわれるキャビテーションである。インデューサ翼端での逆流が強く、また、この逆流は強い旋回成分を持っている。この逆流と主流との間には速度せん断層が生じ、NPSHが低い場合、その渦中心にキャビテーションが生じ上流側に伸びる。いずれのインデューサの場合も、キャビテーションサージは旋回逆流キャビテーションが発生している範囲で生じていることがわかる。キャビテーションサージが発生すると逆流渦中に発生していたキャビテーションが伸縮し始め大きな振動が起こる。インデューサBとCのキャビテーションサージ発生範囲を比較してみると、インデューサCの方がキャビテーションサージの発生範囲が広いことがわかる。これは、インデューサB、Cの翼端入口角 β_{i1} がそれぞれ、 13.0 deg 、 19.5 deg とインデューサCの方が大きく翼端での逆流が起きやすく、旋回逆流キャビテーションの発生範囲が広いためであると考えられる。

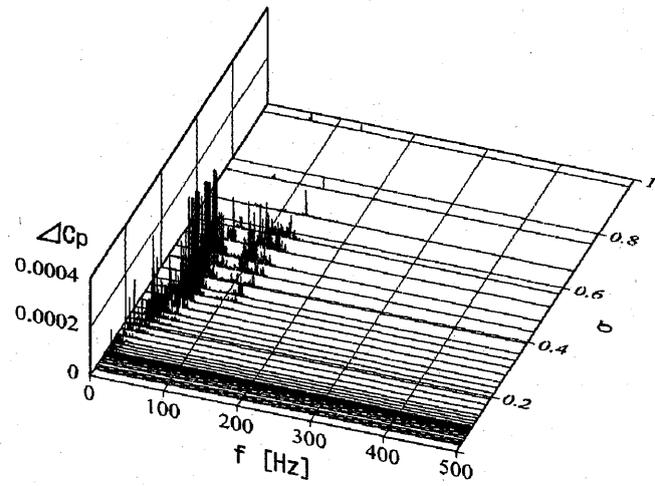
さらに、インデューサCとJ-Groove3の組合せによる各流量比における圧力変動のスペクトルと圧力変動波形を調べ、キャビテーションサージの発生範囲をFig. 2.20に示す。Jグループを付設したことにより、Jグループなしの場合には確認できなかった流量範囲 ($\phi/\phi_{B.E.P} > 1.0$) でもキャビテーションサージが発生している。これは、Jグループを付設した場合、羽根が通り過ぎた溝内にキャビテーションが生じ、このキャビテーションが原因となりキャビテーションサージが大流量でも発生したと考えられる。インデューサCに関して、Jグループ1、3、5において、Jグループにより $\phi = 0.058$ ($\phi/\phi_{B.E.P} = 0.6$) で

のキャビテーションサージは弱くなり、範囲の狭くなっている。しかし、 $\phi/\phi_{B.E.P.} > 1.0$ でキャビテーションサージが確認できる。Jグループ5では $\phi/\phi_{B.E.P.} = 1.2$ で、Jグループ1、3では $\phi/\phi_{B.E.P.} = 1.2$ と $\phi/\phi_{B.E.P.} = 1.4$ でも確認できる。その強さはJグループ1が最も強く、続いてJグループ3、Jグループ5の順である。以上の結果より、Jグループの溝幅が広い方がキャビテーションサージは弱く、発生範囲が狭くなると考えられる。

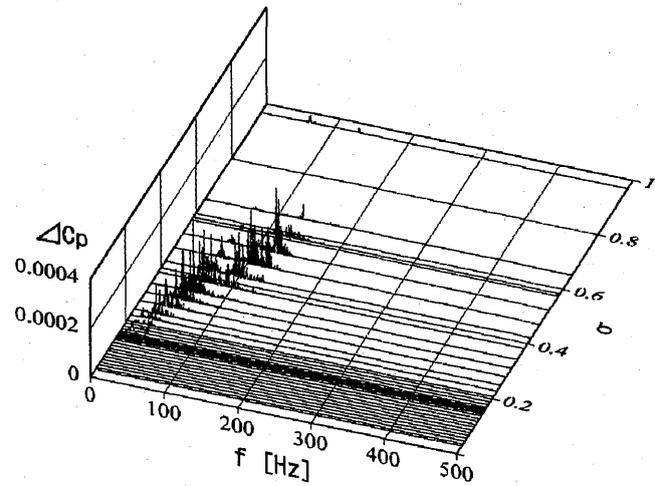
Jグループ4、7は、上で述べたJグループ特有の溝内に発生するキャビテーションを抑制するため、インデューサ回転方向手前側にアールまたはテーパをつけた形状である。キャビテーションサージに関しては、アールまたはテーパをつけたことによる抑制効果はほとんど無いことがわかる。Jグループ6において、断面形状の同じJグループ4に比べ、キャビテーションサージは弱く、発生範囲が狭くなっている。インデューサBに関して、Jグループなしの場合もインデューサCに比べればキャビテーションサージは発生しにくく、Jグループを付設しても同様である。Jグループ4では、測定した流量範囲内ではキャビテーションサージは確認できなかった。つまり、Jグループを付設することにより、低流量域では旋回逆流キャビテーションの抑制とともに、キャビテーションサージの抑制、軽減が可能であるが、設計点以上の流量範囲でもキャビテーションサージが発生する。しかし、溝幅が広いJ-Grooveを適用することによりキャビテーションサージは弱く、発生範囲が狭くなる。



(a) $\phi = 0.058$

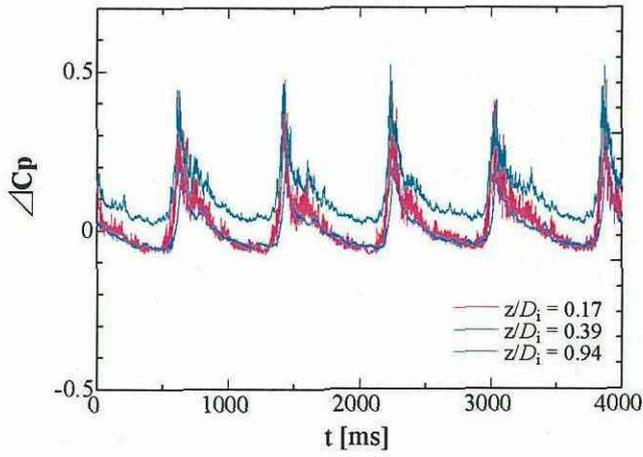


(b) $\phi = 0.097$

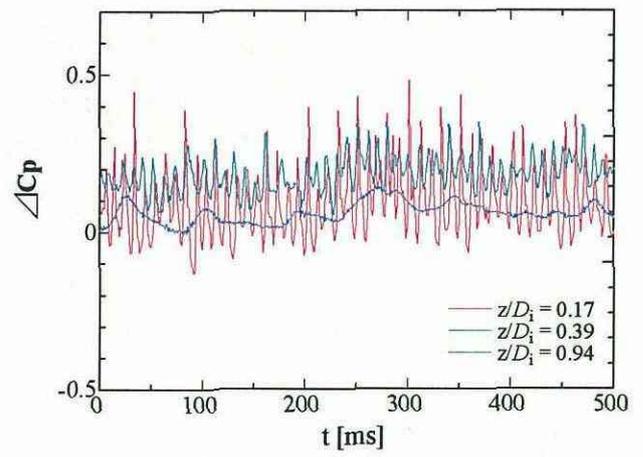


(c) $\phi = 0.117$

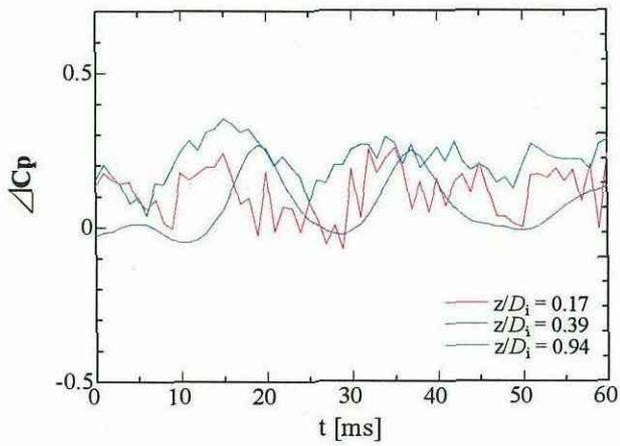
Fig. 2.15 Spectral analysis with inducer C ($z/D_i = 0.94$)



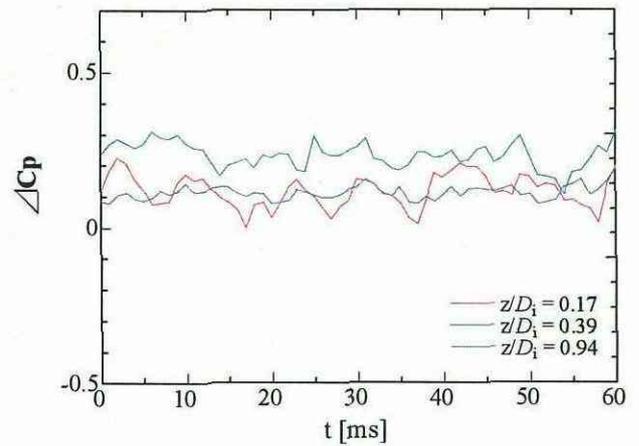
(a) $\sigma = 0.0338$



(b) $\sigma = 0.0730$

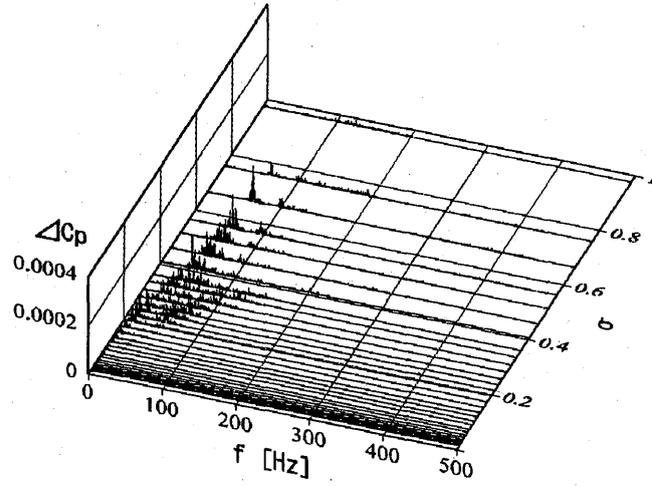


(c) $\sigma = 0.211$

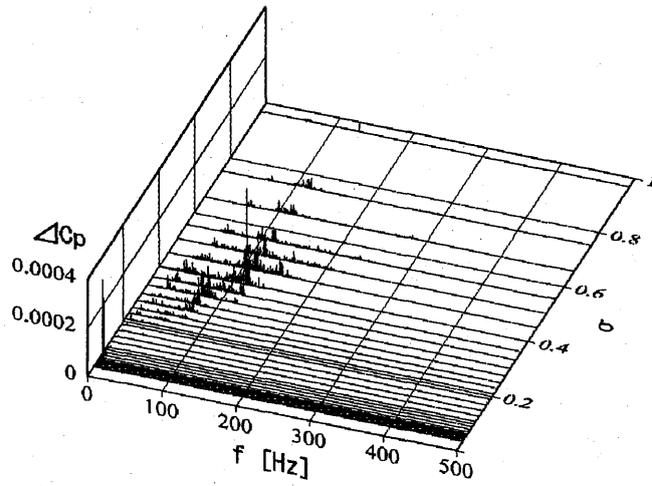


(d) $\sigma = 0.976$

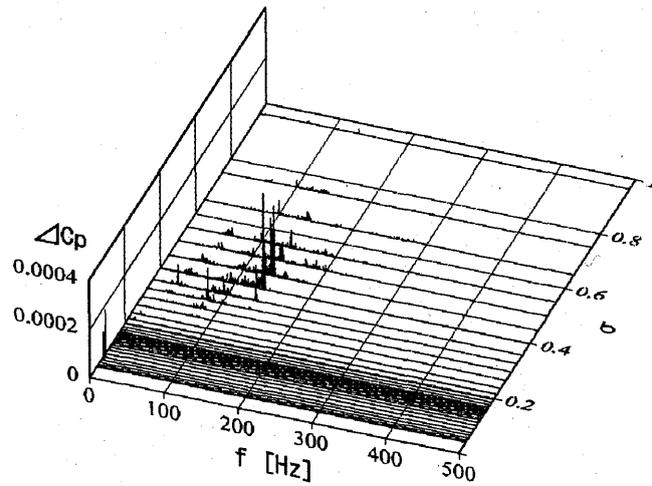
Fig. 2.16 Pressure wave form with inducer C ($\phi = 0.058$)



(a) $\phi = 0.058$

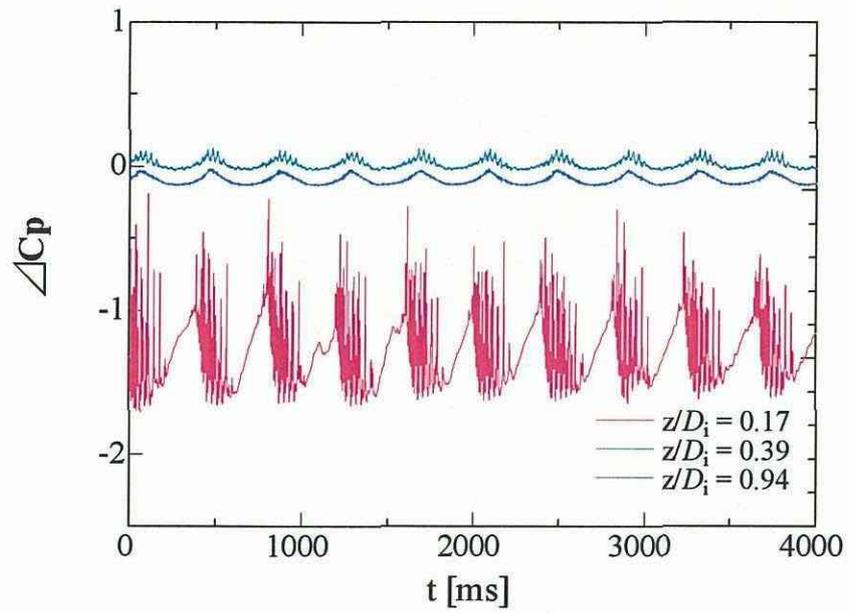


(b) $\phi = 0.097$

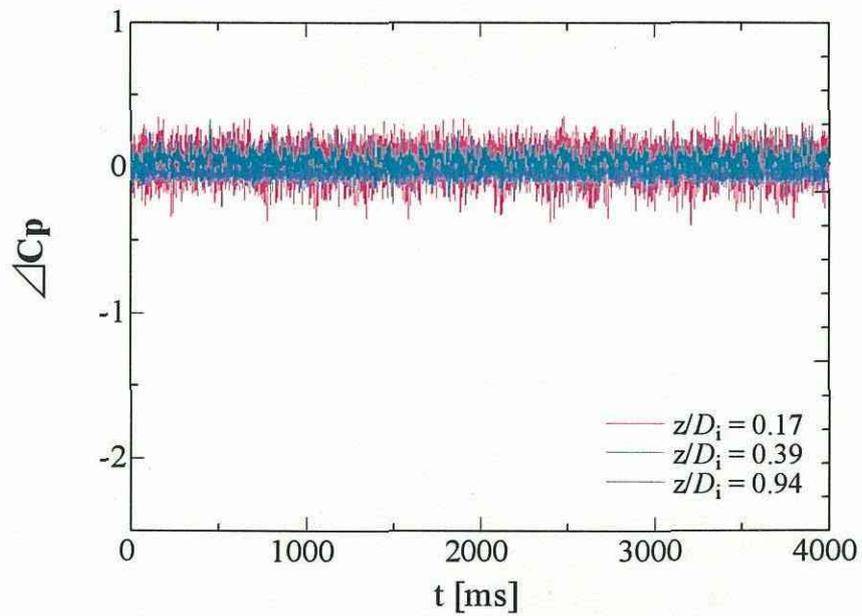


(c) $\phi = 0.117$

Fig. 2.17 Spectral analysis with inducer C and J-Groove 3 ($z/D_i = 0.94$)

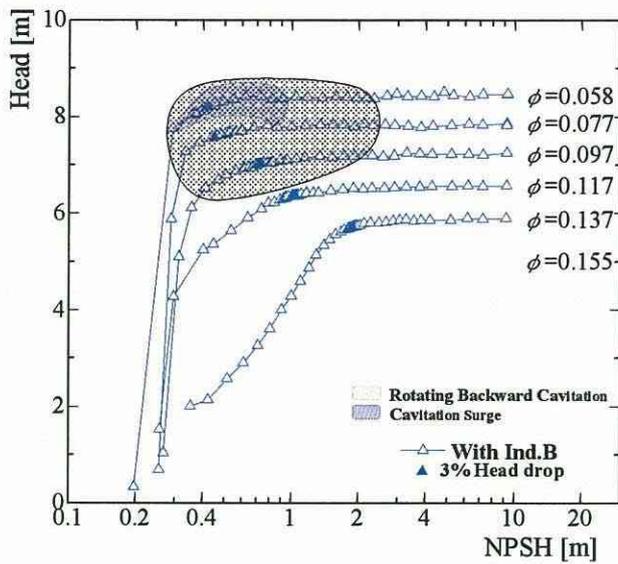


(a) $\sigma = 0.0788$

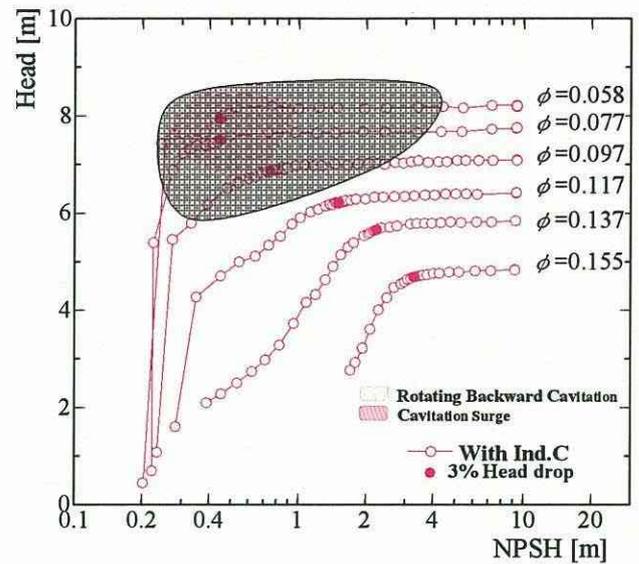


(b) $\sigma = 0.970$

Fig. 2.18 Pressure wave form with inducer C and J-Groove 3 ($\phi = 0.097$)

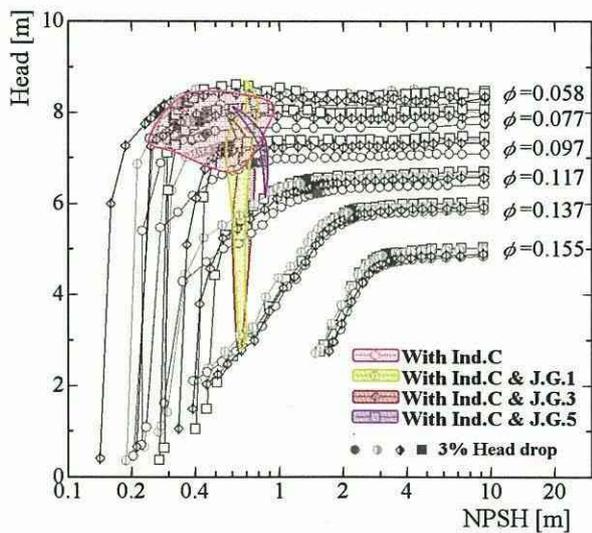


(a) Inducer B

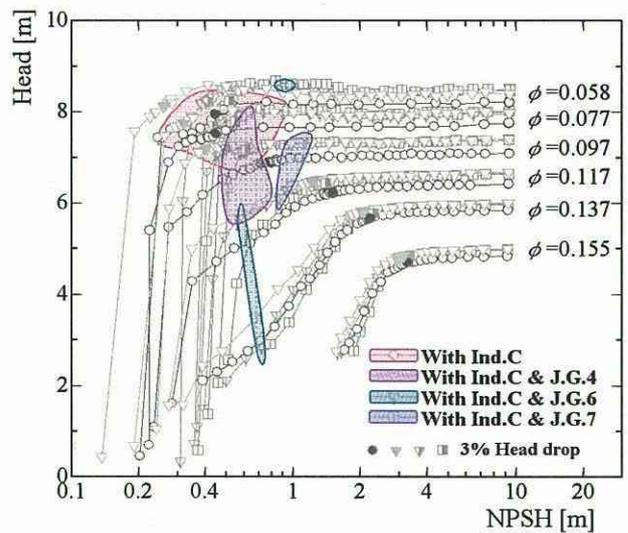


(b) Inducer C

Fig. 2. 19 Occurrence regions of cavitation surge and rotating backward cavitation



(a)



(b)

Fig. 2. 20 Occurrence regions of cavitation surge (Inducer C)

2.4 結言

1. Jグループと後退スweep付インデューサの組み合わせにより、低流量域だけでなく設計点付近でもキャビテーションを抑制することができ、吸込み性能が大幅に向上した。
2. 過大流量域では、主羽根車に流入する流れを制御することにより、キャビテーションを抑制し、大幅に吸込み性能を向上させることが可能である。
3. インデューサケーシングにJグループを付設することにより、低流量域での旋回逆流キャビテーション、キャビテーションサージが抑制される。
4. インデューサケーシングにJグループを付設することにより、設計流量付近でキャビテーションサージが発生するが、Jグループの断面積が広い場合は発生範囲が縮小する。

第3章. Jグループによる遠心ポンプのキャビテーション抑制に関する研究

3.1 緒言

遠心ポンプは、流体機械としての歴史も古く、両吸込み渦巻きポンプも含めると比速度 n_s が 100 ~ 600[m, m³/min, rpm]程度の範囲で用いられ、その用途は治水灌漑用や上下水道用から精油所等のパイプライン輸送用、製紙・石油化学工業等のプラント設備、原子力・火力発電所などあらゆる産業分野およびライフラインの基盤施設として広く利用されている。近年は、宇宙開発のためのロケットエンジンや半導体製造工業用など先端技術分野においても、遠心ポンプが主要な働きを果たしている。

このような広い用途に対してポンプは高効率で広い流量範囲を安定した運転が出来ることを前提として、高速化、高圧化、大型化あるいは小型化が、それぞれの分野の要求に応じて進められた。しかし、新しく開発されたポンプを含む配管系に、従来現れていなかった流体に関連する振動現象が引き起こされ、ポンプの運転を不可能にするトラブルも多く見受けられるようになってきた。

ポンプの出力は回転数の3乗に比例する。したがって、出力あたりのポンプ重量を軽減するため、近年、ポンプの高速化・小型化の傾向が強く進められている。特に、宇宙開発に用いられるロケット用ターボポンプには、ポンプ重量の軽減が必須条件であり、超高速化した小型化の遠心ポンプが採用されている。一般産業用ポンプについても、価格を低減化させるため、モーターの極数を減少させ高速化することが行われている。さらに最近、インバーターの技術開発が進み、これまでの極数に制限されないモーターの回転数が得られるようになり、産業用ポンプの高速化の傾向はますます強くなりつつある。

ポンプに高速化の主要な障害として、羽根車に発生するキャビテーションがあり、水力機械においてキャビテーションが発生すると、羽根車やケーシングの壁面に損傷を与えるキャビテーションエロージョンが起り、運転不能になる事がある。また、その前の状況においても、キャビテーションの自励振動による騒音の増加や、キャビテーションによって羽根間流路が塞がれ、性能の低下などが起こる。

また、比較的高速で運転されるポンプを、部分流量で低い吸込み圧力で運転すると、キャビテーションの発生に伴って低サイクルのシステム脈動現象がポンプ-配管系に現れることがある。この現象は当初、ロケット用ターボポンプ系に発生したことから、宇宙開発の主要な問題の一つとして取り上げられ多くの研究^{(7)~(9)}がなされてきた。しかし、一般産業用ポンプに採用できるような、一般性のある結果はまだ得られていない。また、運転時間が数分間のロケット用ターボポンプと異なり、長時間の安定運転が要求される一般産業用ポンプでは、この現象の解明と抜本的な防止策が求められている。

本研究では、以上のような背景から、遠心ポンプの小型・高速化の障害となっている、キャビテーション発生抑制と、それに伴って現れる不安定現象を抑制する方法の開発を行ったものである。キャビテーションの抑制には、前章でその効果が高いことが判明したJグループを用いた。Jグループはケーシング壁に設置されるため、通常はオープン形式の羽根車にしか適用できない。しかし、遠心羽根車では主にクローズド形式の羽根車が使用されるので、本研究ではクローズド羽根車にJグループを適用するために、新たにセミクローズド羽根車を提案する。

3.2 実験装置及び方法

Fig. 3.1 に実験装置全体図を示す。本実験装置では、吸込圧力の調整をタンクに接続した真空ポンプで行うために密閉回流装置を用い、タンクより流出した水は整流装置を経て吸込管を通り、供試ポンプに流入し、ポンプ吐出後にオリフィス流量計と流量調節用バルブを経てタンクに環流する。吸込側に設けた弁は、実験中は常に全開の状態にし、流量調整はタンクに還流する直前のバルブで行った。また、キャビテーション試験を行うにあたり、ポンプの吸込高さをタンク内の水面高さより高くすることによってポンプ吸込圧力を十分に下げられるようにした。作動流体には水道水を高性能フィルターで濾過したものをタンクに入れ、タンク内を減圧した状態で十分に脱気運転を行い、溶存酸素量が 3ppm であることを確認した。

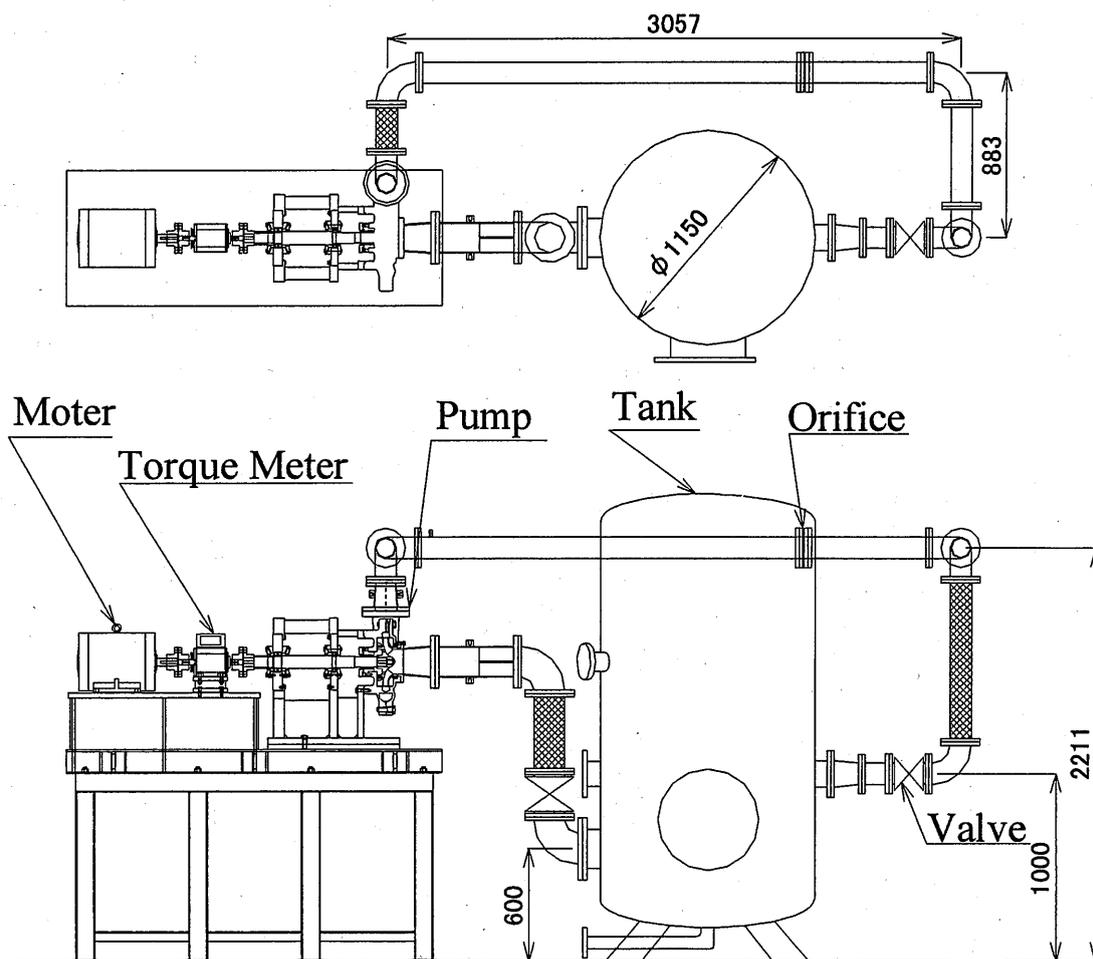


Fig. 3.1 Experimental apparatus

3.2.1 供試ポンプ

Fig. 3.2 に本実験で使用した供試ポンプを示す。供試ポンプには横軸単段の遠心ポンプを用い、トルク計を介してモーターにて駆動した。また、Table 3.1 に供試ポンプの仕様を示す。

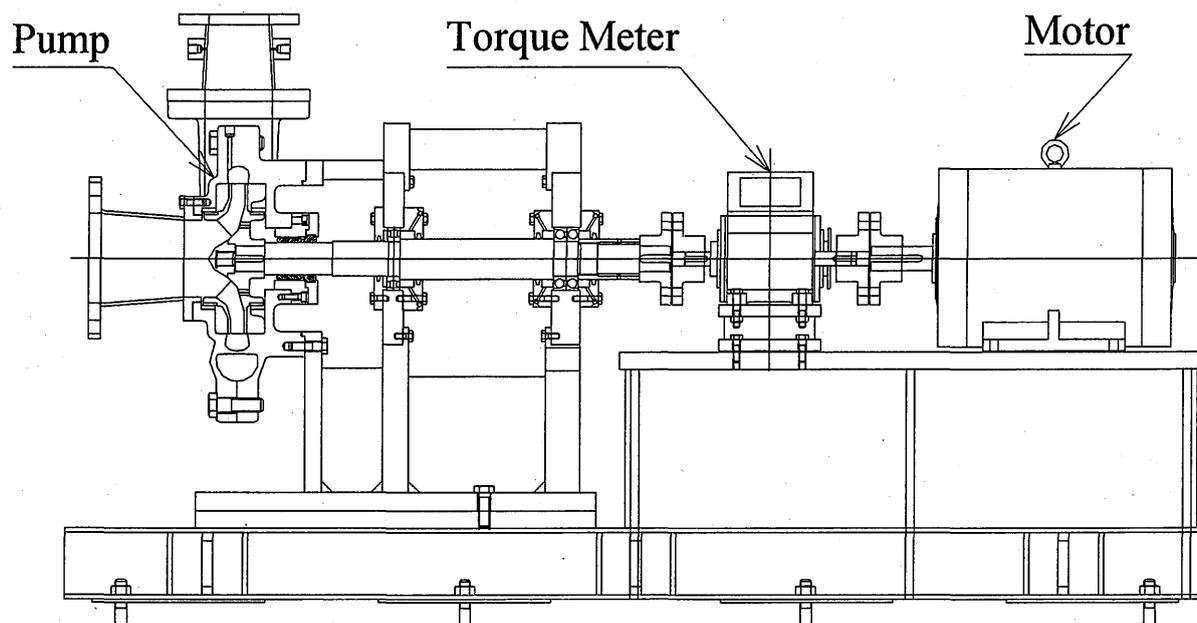


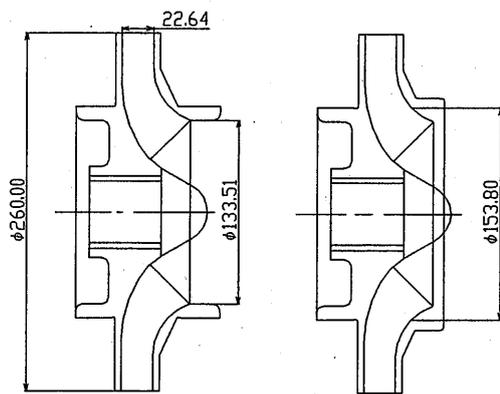
Fig. 3.2 Schematic view of test pump

Table 3.1 Specifications of test pump

Specific Speed	$n_s=270[\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}]$
Discharge	$Q=1.95[\text{m}^3\text{min}^{-1}]$, $\phi=0.0946$
Total Head	$H=11.4[\text{m}]$, $\phi=0.856$
Rotational Speed	$N=1200[\text{min}^{-1}]$
Impeller Diameter	$D_2=260[\text{mm}]$
Reynolds Number	$Re=2.12 \times 10^6$
ϕ : discharge coefficient , ϕ : head coefficient	

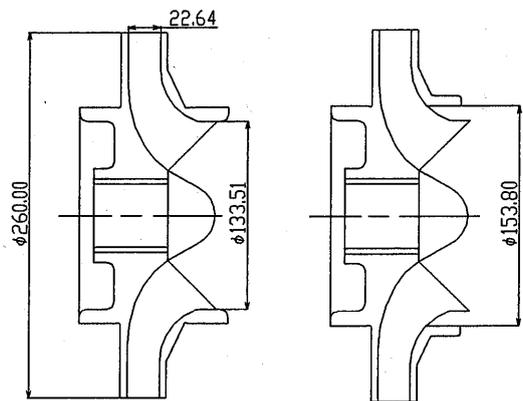
3.2.2 供試羽根車

Fig. 3.3 および 3.4 に本実験で使用した供試羽根車を示す。また、Table 3.2 に羽根車の仕様を示す。供試羽根車は大きく分けて2種類を用いた。羽根車 I は汎用の3次元羽根車である。Closed type (a) および、その入口の一部をセミオープン形式にした羽根車 (b) である。後者はJグループの効果を得るために本研究で提案する新しい羽根車であり、ここでは Semi-closed と名付けることにする。一方、羽根車 II は大流量域の性能を改善するために、羽根車 I を基に羽根を吸込側にそのまま伸ばした closed type (a) および、この場合にも、羽根入口付近をセミオープン形式にした新しい羽根車 (b) で semi-closed type と呼ぶ。



(a) Closed type (b) Semi-closed type

Fig. 3.3 Test impeller I



(a) Closed type (b) Semi-closed type

Fig. 3.4 Test impeller II

Table 3.2 Design parameter of test impeller

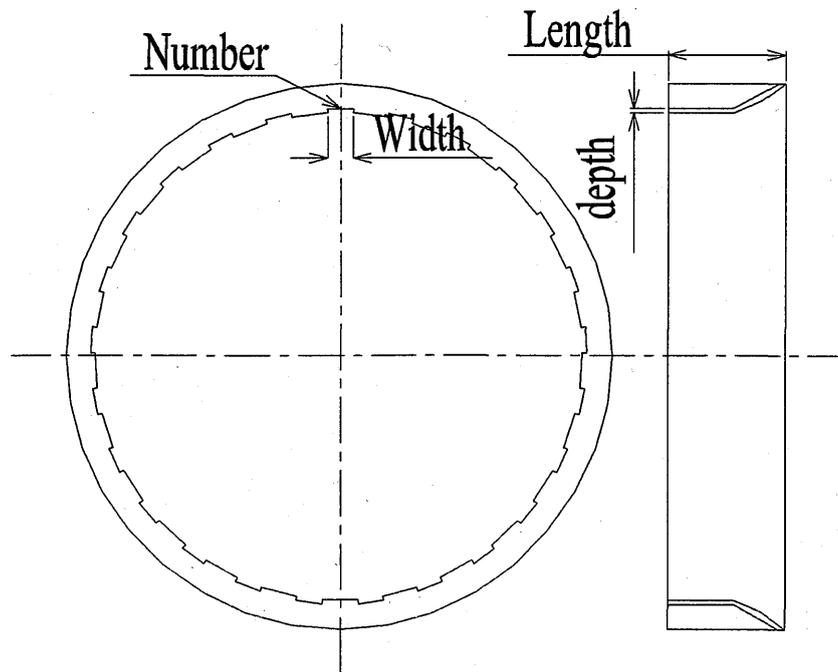
	Impeller I	Impeller II
Blade Number	6	6
Inlet shroud side blade angle β_{1s} [deg.]	0	0
Inlet hub side blade angle β_{1h} [deg.]	27	32
Outlet blade angle β_2 [deg.]	30	30
Outlet width b_2 [mm]	22.6	22.6
Inlet width D_1 [mm]	113.5	153.8
Outlet diameter D_2 [mm]	260.0	260.0

3.2.3 供試 J グループの形状

本研究では、羽根車Ⅰと羽根車Ⅱに J グループを用い、その効果を調べた。J グループ形状および各パラメータを Table 3.3、Fig. 3.5(a)～(e)に示す。タイプ E はタイプ C と同じ J グループ形状であるが、さらにライナリングからの漏れを直接羽根に導くために M4 の穴を同方向に均等に 8 箇所あけたものである。

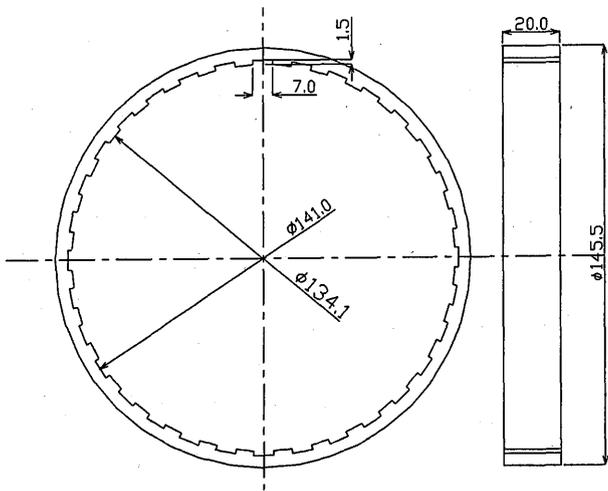
Table 3.3 Parameter of J-Groove

J-Groove	Number	Width [mm]	Depth [mm]	Length [mm]	Ratio of Sectional
TypeA(J _A)	25	7	1.2	32.4	0.0150
TypeB(J _B)	32	7	1.5	20.0	0.0238
TypeC(J _C)	64	5.6	1.5	20.0	0.0381
TypeD(J _D)	32	12	1.5	20.0	0.0408
TypeE(J _E)	64	5.6	1.5	20.0	0.0381

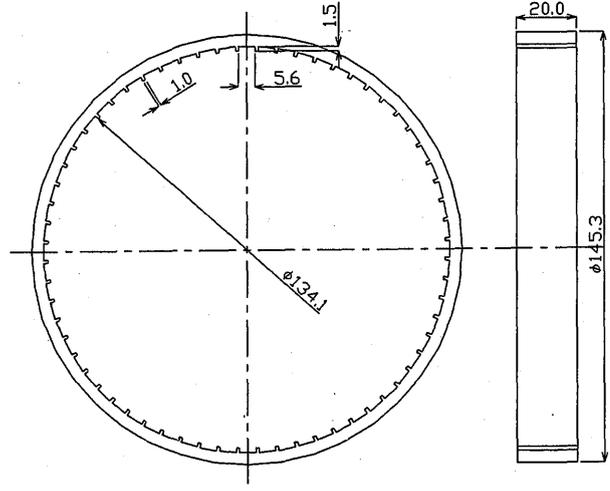


(a) J-Groove A

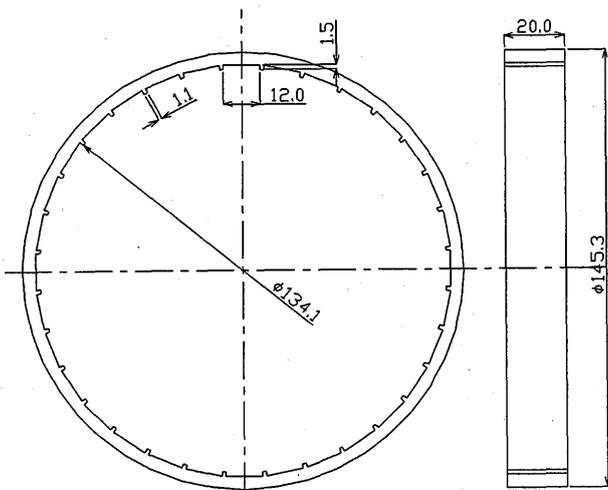
Fig. 3.5 Schematic view of J-Groove



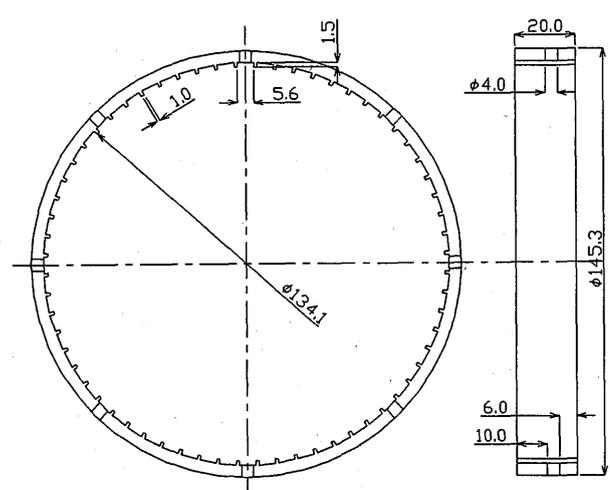
(b) J-Groove B



(c) J-Groove C



(d) J-Groove D



(e) J-Groove E

Fig. 3.5 Schematic view of J-Groove

3.3 実験結果の考察

3.3.1 ポンプの性能

3.3.1.1 羽根車 I 特性

キャビテーションが発生していない状態において、汎用の3次元羽根車である羽根車 I.C (Impeller I / Closed type) と羽根車 I.S (Impeller I / Semi-closed type)、羽根車 I.S.J_A (Impeller I / Semi-closed type with J-Groove A) についてのポンプ性能比較を行った。その結果を Fig. 3.6 に示す。横軸に流量係数 ϕ 、縦軸に揚程係数 ψ 、軸動力係数 ν 、効率 η および比速度 n_s [min^{-1} , m^3/min , m] を表す。

Fig. 3.7 に最高効率点流量付近の効率の拡大図を示す。最高効率は、セミクローズド形式(羽根車 I.S) にする事で約 3~4%の低下が見られる。また、J グループを設けること(羽根車 I.S.J_A) で約 1%の効率の回復が見られたものの、クローズド形式(羽根車 I.C) に比べると効率は低下している。

Fig. 3.8 に低流量側の揚程曲線の拡大図を示す。流量係数 $\phi=0.02\sim 0.04$ で羽根車 I.C に不安定な右上がり性能がみられるが、羽根車 I.S では不安定性能はさらに顕著になってしまった。しかし、羽根車 I.S.J_A では不安定部の揚程の上昇が見られ、不安定が抑制されているのが判る。これはグループによってポンプ入口での予旋回が抑制されたためと考えられ、それに伴って、羽根車の仕事が増え、軸動力の増加が見られたと考えられる。

3.3.1.2 羽根車 II 特性

キャビテーションが発生していない状態において、羽根車 I より大流量域のキャビテーション性能を改善するために羽根を吸込側に伸ばし、入口角が大きくなるように設計された羽根車 II.C (Impeller II / Closed type) と羽根車 II.S (Impeller II / Semi-closed type)、羽根車 II.S.J_B (Impeller II / Semi-closed type with J-Groove B) についてのポンプ性能比較を行なった。その結果を Fig. 3.9 に示す。

Fig. 3.10 に最高効率点流量付近の効率の拡大図を示す。最高効率は、羽根車 II.S にする事での効率低下は約 0.5%程度にとどまった。また、羽根車 II.S.J_B でも効率低下にほとんど影響は無い事が判る。揚程全体では、J グループを設けることで全体的に上昇しているが、その分軸動力も増加しているので効率に関しては若干の低下は見られるが、ほぼ変化していないと言える。

Fig. 3.11 に揚程曲線の拡大図を示す。流量係数 $\phi=0.02\sim 0.04$ で羽根車 II.C に見られた右上がり不安定性能は羽根車 II.S では多少低減しているが、羽根車 II.S.J_B にすることで不安定部の揚程低下が回復して右上がり不安定性能が完全に抑制され、安定な滑らかな曲線になっているのが判る。

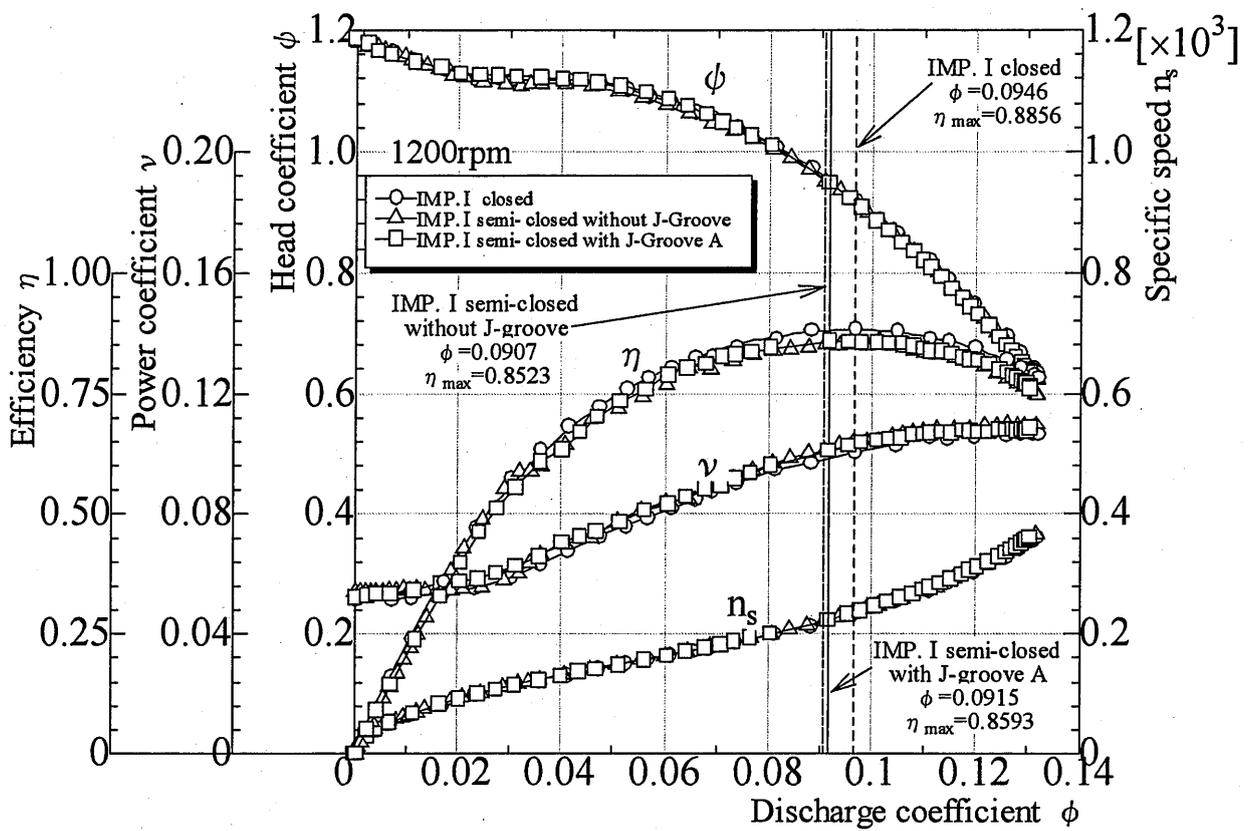


Fig. 3.6 Comparison of pump performance (Impeller I)

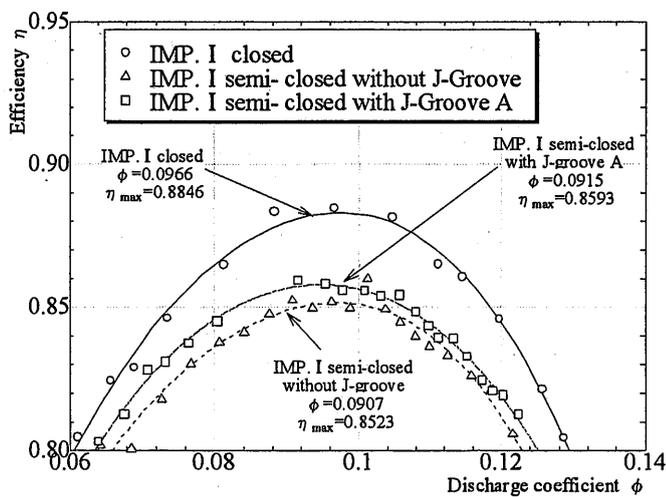


Fig. 3.7 Pump efficiency curve (Impeller I)

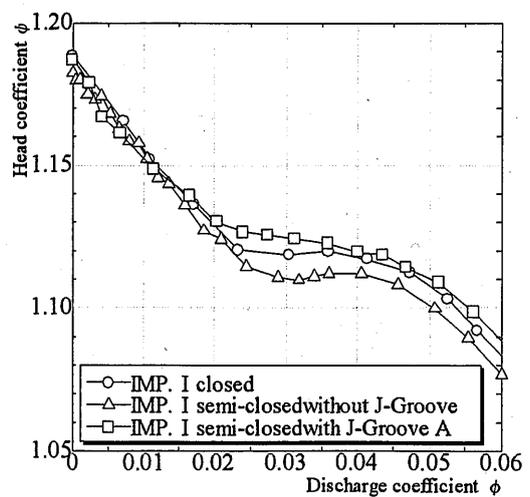


Fig. 3.8 Pump head curve (Impeller I)

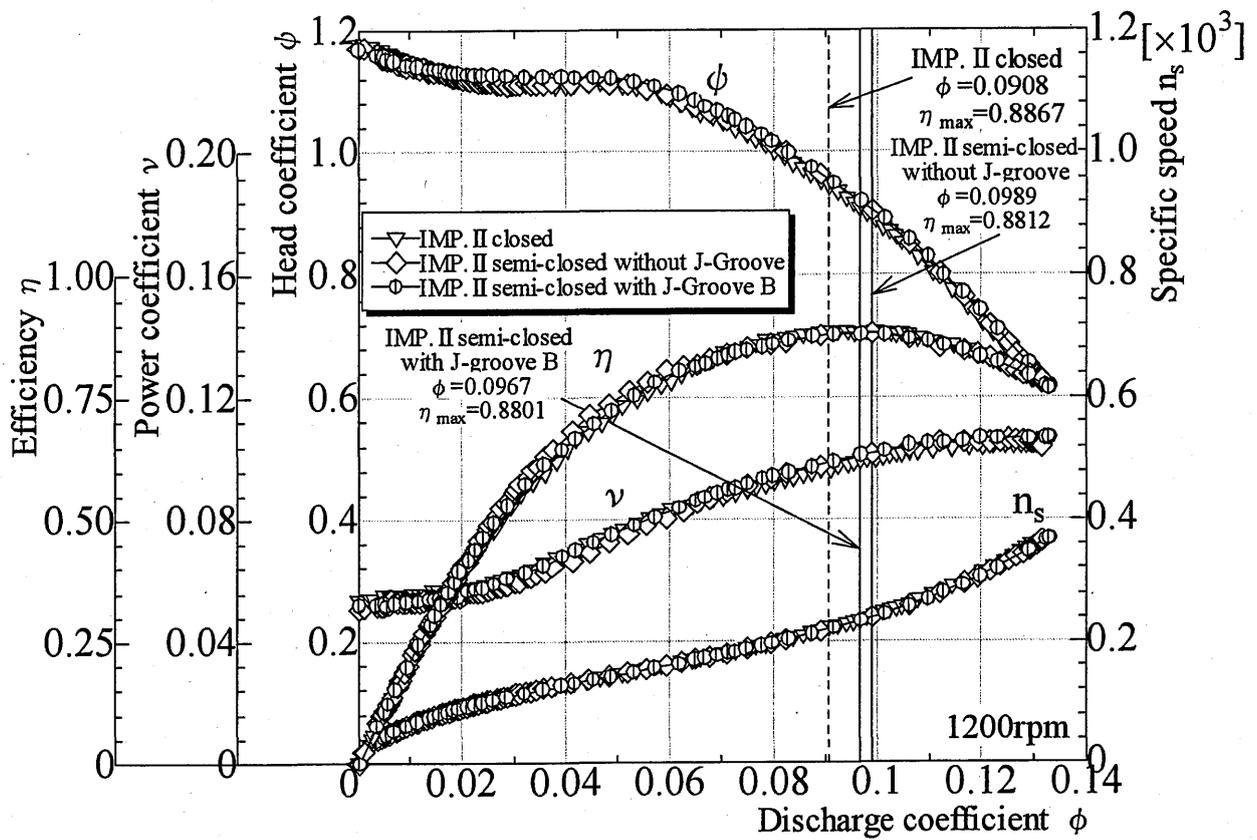


Fig. 3.9 Comparison of pump performance (Impeller II)

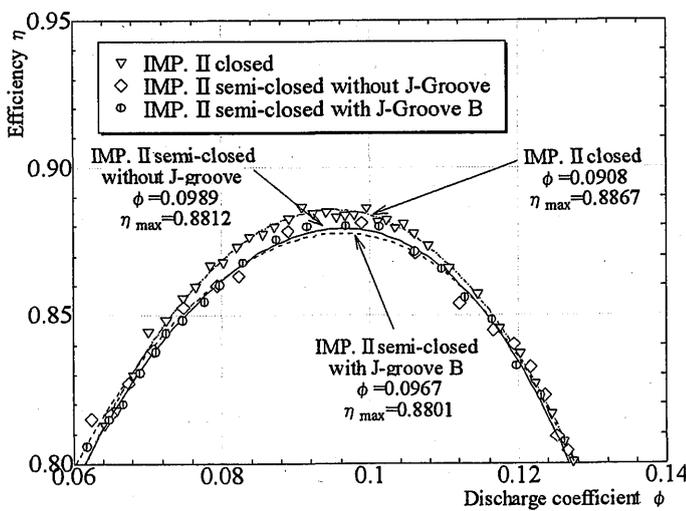


Fig. 3.10 Pump Efficiency curve (Impeller II)

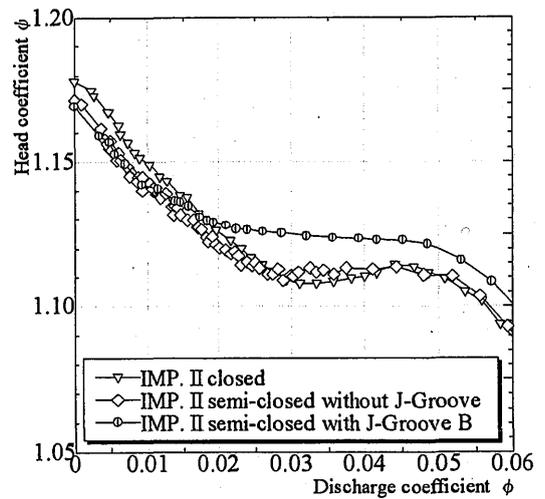


Fig. 3.11 Pump head curve (Impeller II)

3.3.2 キャビテーション性能

3.3.2.1 羽根車 I 特性

Fig. 3.12 に羽根車 I.C と羽根車 I.S, 羽根車 I.S.J_A についての吸込性能の比較を各流量別に示す。 $Q/Q_{BEP}=0.20$ では、羽根車 I.S.J_A で J グループの効果により揚程が上がり、さらに揚程低下もなだらかになっているのが判る。羽根車 I.C と羽根車 I.S に関してはほとんど差が無いように見られるが、揚程低下付近で羽根車 I.S の揚程が多少凹んでいるため、3%揚程低下がわずかに早く起っている。これは、セミクロズドにするとキャビテーション発生状態では、激しいキャビテーションの発生と消滅の繰り返しによるサージが起っている事が考えられる。サージは3種類全てに見られたが、羽根車 I.S が最も激しくキャビテーションサージを起こしていた事が目視出来た事からも推測出来る。 $Q/Q_{BEP} \geq 0.63$ では、羽根車 I.C と羽根車 I.S ほとんど差は無い。羽根車 I.S.J_A は僅かではあるが低い NPSH まで伸びている。

Fig. 3.13 に各流量比における必要 NPSH (NPSH_r) の値を示す。また、Fig. 3.14 にこれらの NPSH_r より求めた、各流量係数比における吸込比速度 S の値を示す。これまで、J グループは低流量側で効果があると考えられてきたが、J グループを設ける前の羽根車 I.S の性能が低流量側で良くないため、J グループを設けた羽根車 I.S.J_A でも、羽根車 I.C とほとんど変わらない値となっている。逆に、これまで効果があまり無いと考えられてきた過大流量側で、羽根車 I.C と羽根車 I.S はほとんど同じであるが、J グループを設けた羽根車 I.S.J_A は向上が見られる。

3.3.2.2 羽根車 II 特性

Fig. 3.15 に羽根車 II.C と羽根車 II.S, 羽根車 II.S.J_B についての吸込性能の比較を各流量別に示す。 $Q/Q_{BEP}=0.20$ では、羽根車 II.C では 3%揚程低下点を過ぎるとなだらかに揚程が下がっていく傾向にあるが、羽根車 II.S と羽根車 II.S.J_B はある程度揚程が下がると再び急激に揚程が上昇し、その後なだらかに揚程が下がっていく傾向が見られる。この現象の原因として、羽根車 II の設計段階において、軸方向から遠心方向の流れに変わる、いわゆる遠心羽根車の前にインデューサがついたような羽根車であるという事が関係している可能性がある。さらに、ライナリングからの漏れが軸方向と垂直に流入するような構造であるため、漏れと主流との干渉に基づくものと推測される。しかし、3%揚程低下点で比較すると、羽根車 II.C と羽根車 II.S.J_B はほとんど変わっていない事から、性能上はそれほど問題無いと考えられる。

その他の流量に関しては、低流量側では J グループの効果によりキャビテーション性能は向上しているが、設計流量から過大流量付近では羽根車 II.C が最も良くなっており、J グループ効果があまり出ない事が判る。

Fig. 3.16 に各流量比における NPSH_r の値を示す。また、Fig. 3.17 にこれらの NPSH_r より求めた、各流量係数比における吸込比速度 S の値を示す。羽根車 II.C と比較して、羽根車 II.S は全体的にキャビテーション性能が低下しているのが判る。この原因としては、①羽根車先端のチップクリアランス部分でのチップキャビテーション、②ライナリングからの漏れが影響を与えている、の2点が考えられる。羽根車 II.S.J_B では、①のチップキャビテーションが J グループにより低減されたため、 $Q/Q_{BEP} \leq 1.00$ ではキャビテーション性能の向上が見られたものと判断される。しかし、ハブ側でキャビテーションが発生しやすい過大流量側では、ほとんど向上していない。

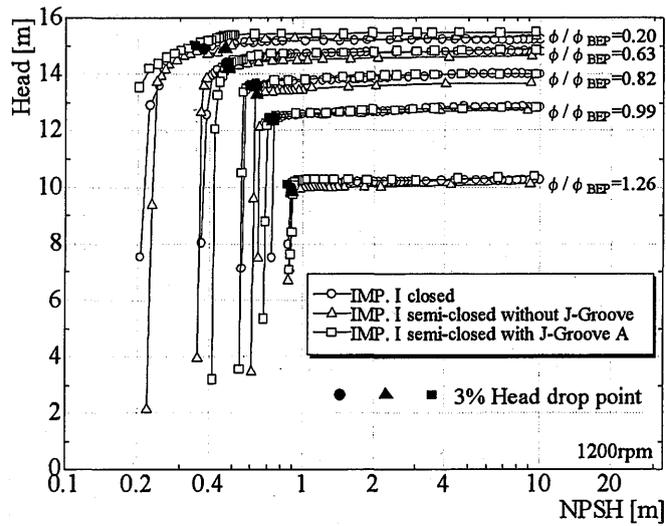


Fig. 3.12 Cavitation performance (Impeller I)

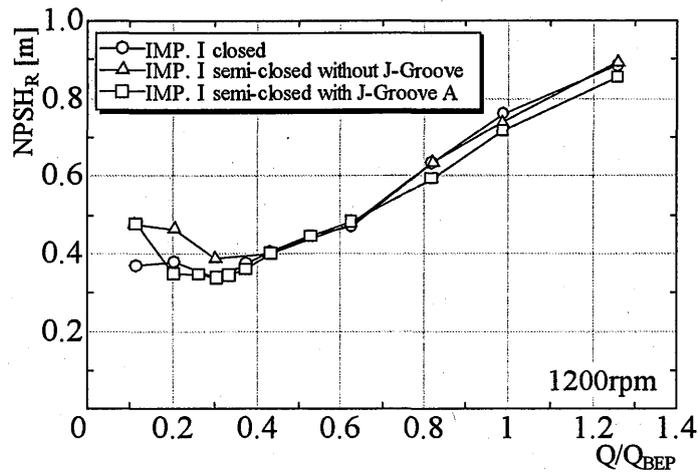


Fig. 3.13 Comparison of required net positive suction head (Impeller I)

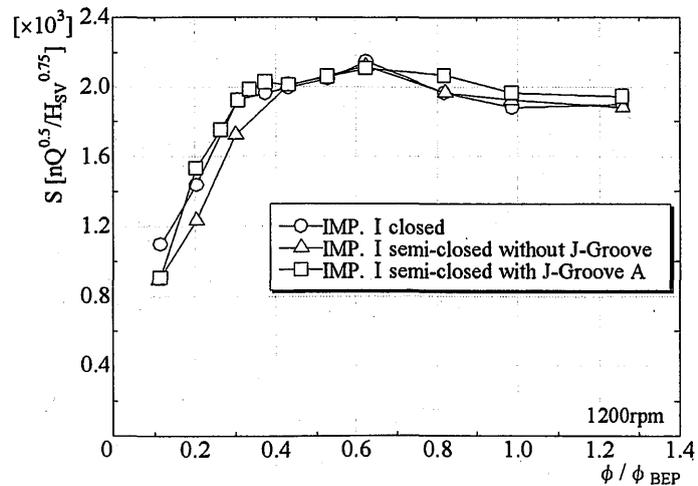


Fig. 3.14 Comparison of suction specific speed (Impeller I)

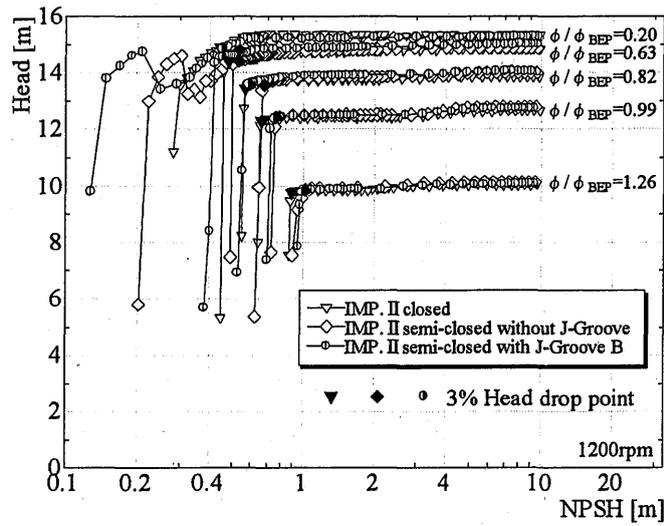


Fig. 3.15 Cavitation performance (Impeller II)

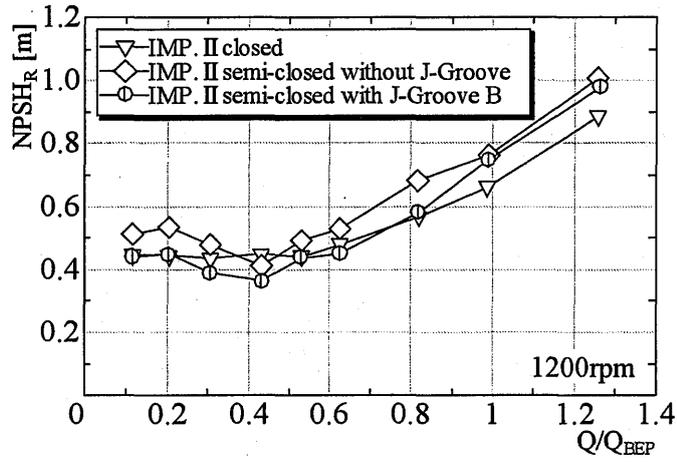


Fig. 3.16 Comparison of required net positive suction head (Impeller II)

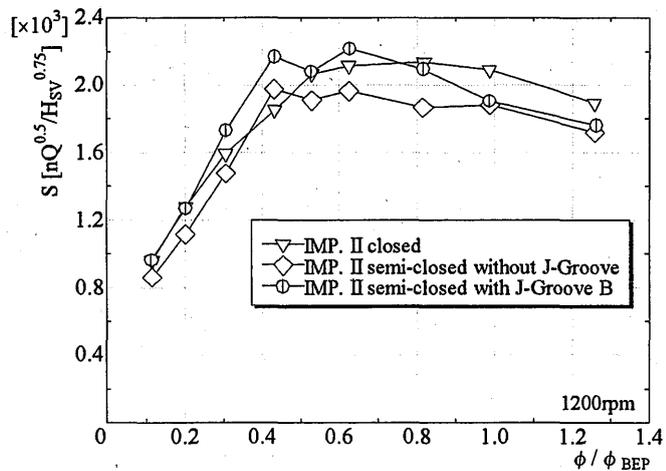


Fig. 3.17 Comparison of suction specific speed (Impeller II)

3.3.3 J-Groove の最適化

羽根車ⅡにおいてJグループBの効果が少ないので、Jグループの最適形状を探求する。その方法として、羽根車ⅡにおいてJグループC~Eを用いて、その評価を行った。

キャビテーションが発生していない状態において、羽根車Ⅱ.Cと羽根車Ⅱ.S.J_C、羽根車Ⅱ.S.J_D、羽根車Ⅱ.S.J_Eについてのポンプ性能の比較を行い、その結果をFig. 3.18に示す。Fig. 3.19に最高効率点流量付近の効率の拡大図を示す。最高効率は、羽根車Ⅱ.S.J_Cではほとんど変化なく、羽根車Ⅱ.S.J_Dでは約0.5%向上、羽根車Ⅱ.S.J_Eでは約1.0%低下した。

Fig. 3.20に揚程曲線の拡大図を示す。Jグループを設けることで、右上がり不安定性能が見られた流量の全ての範囲で飛躍的に揚程の増加が見られた。また、羽根車Ⅱ.S.J_Cと羽根車Ⅱ.S.J_Dは、流路断面積に対するJグループの断面積(断面積比)がほぼ同一なため、揚程の回復も同じ程度になったと考えられる。羽根車Ⅱ.S.J_Eについては、ライナリングからの漏れ流れを軸方向と垂直に入れることで、Jグループの特徴である入口予旋回の抑制効果がさらに強められ、それに伴いさらに揚程が向上したものであろう。

Fig. 3.21に軸動力曲線の拡大図を示す。羽根車Ⅱ.S.J_Eで最高効率が低下した原因は、Jグループに設けたリークホールによりライナリングからの漏れを羽根先端に直接導くことで、羽根車にかかる軸動力が増加したためと考えられる。

また、キャビテーションが発生していない状態において、羽根車Ⅰ.Cを基本性能として、全てのパターンのポンプ性能比較を行なった。その結果をFig. 3.22に示す。横軸にそれぞれの実験タイプ、縦軸に羽根車Ⅰ.Cの効率を基準値の0[%]とした時の効率の差を表す。セミクロズド形式にすると最高効率は低下するが、Jグループを設け、最適形状にすることにより効率低下を防ぐばかりか、さらに向上も出来る事が判る。

羽根車ⅡにおいてJグループ形状によるキャビテーション性能の変化を比較するためにFig. 3.23に羽根車Ⅱ.C、羽根車Ⅱ.S.J_C、羽根車Ⅱ.S.J_D、羽根車Ⅱ.S.J_Eについてのキャビテーション性能比較を各流量別に示す。 $Q/Q_{BEP}=0.20$ では、JグループBの時と同じく、羽根車Ⅱ.S.J_C、羽根車Ⅱ.S.J_Dにおいてある程度揚程が下がると再び急激に揚程が上昇し、その後なだらかに揚程が下がっていく傾向が見られる。 $Q/Q_{BEP} \geq 0.63$ では、3%揚程低下した後は急激な揚程低下が見られる。

Fig. 3.24に各流量係数比における吸込比速度Sの値を示す。羽根車Ⅱ.Cと比較すると全体的に羽根車Ⅱ.S.J_Cが最もキャビテーション性能が良くなっている。羽根車Ⅱ.S.J_D、羽根車Ⅱ.S.J_Eについても大流量側でのキャビテーション性能向上が見られた。さらに、羽根車Ⅱ.S.J_C、羽根車Ⅱ.S.J_Dでは低流量側でも性能が良くなっている。

羽根車Ⅰ.Cを基本性能として、各羽根車とJグループパターンのキャビテーション性能比較をFig. 3.25に示す。全体的に、羽根車ⅡとJグループの各形状を組み合わせることにより最高効率点流量付近でのキャビテーション性能の向上が見られる。しかし、低流量側ではキャビテーション性能が低下する傾向になるが、これは、羽根車Ⅱが大流量設計のためと考えられる。

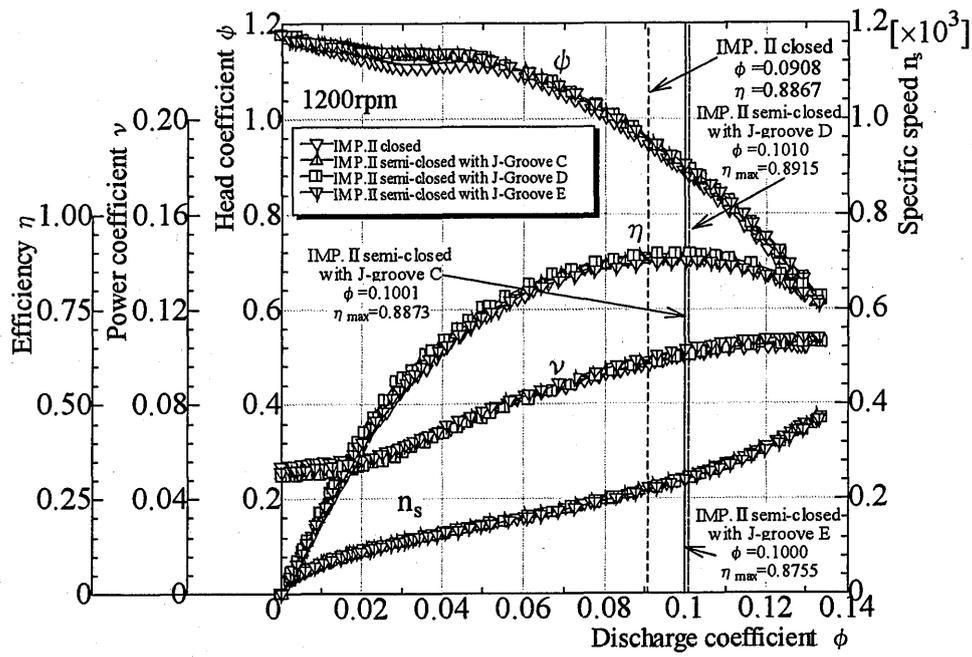


Fig. 3.18 Comparison of pump performance

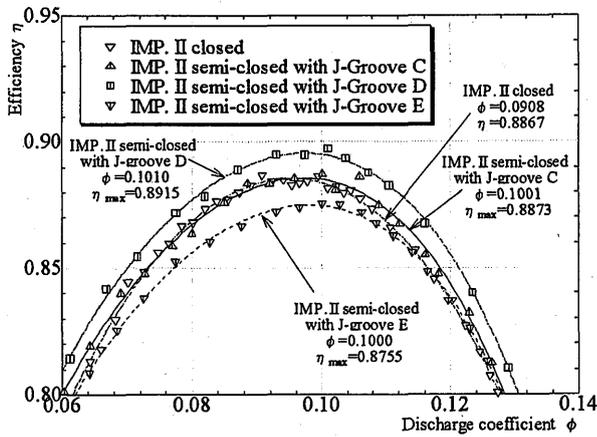


Fig. 3.19 Efficiency curve

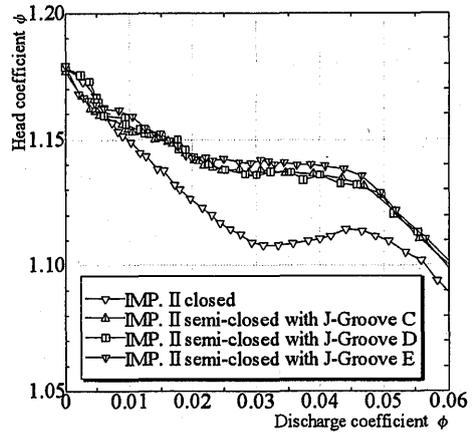


Fig. 3.20 Head curve

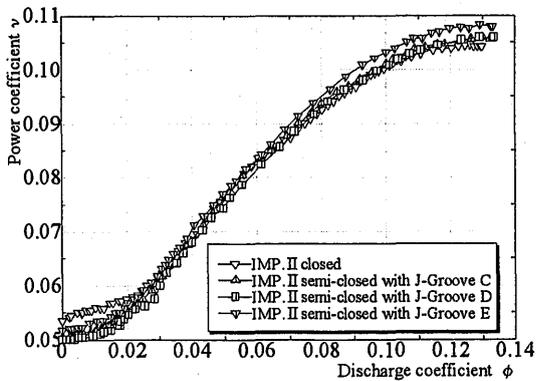


Fig. 3.21 Torque curve

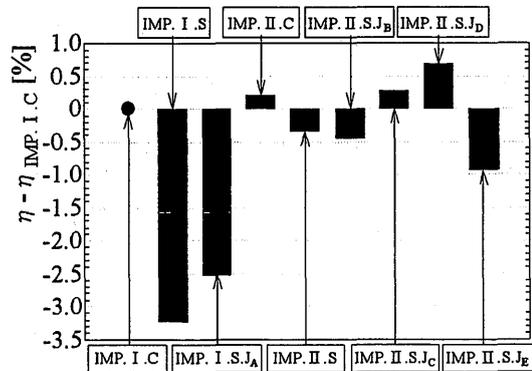


Fig. 3.22 Comparison of pump efficiency

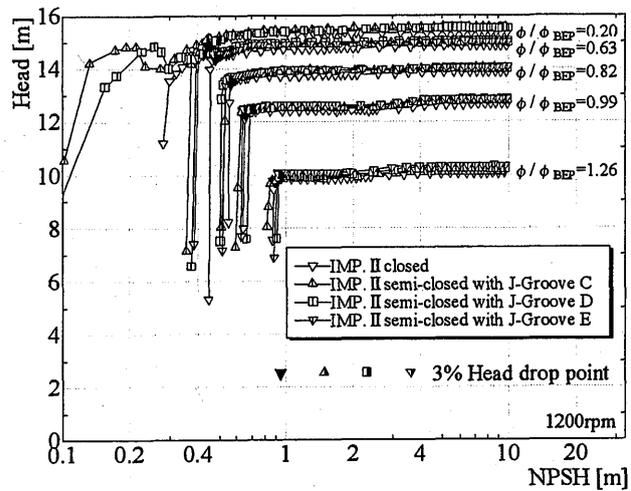


Fig. 3.23 Cavitation performance

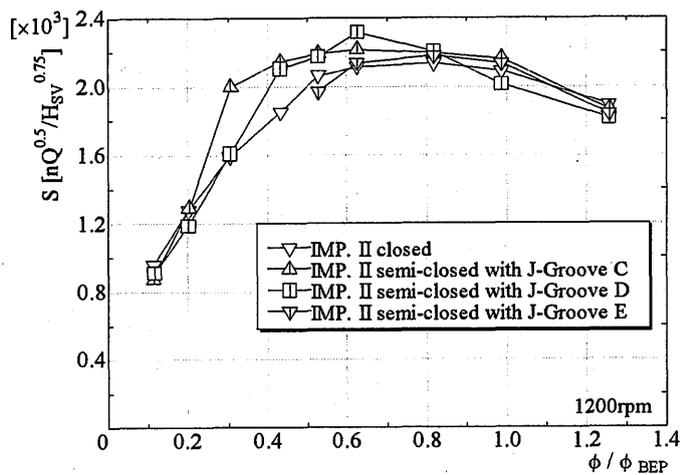


Fig. 3.24 Comparison of suction specific speed

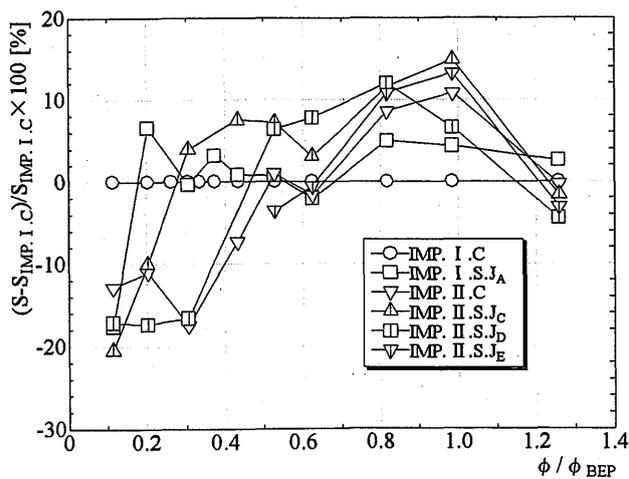


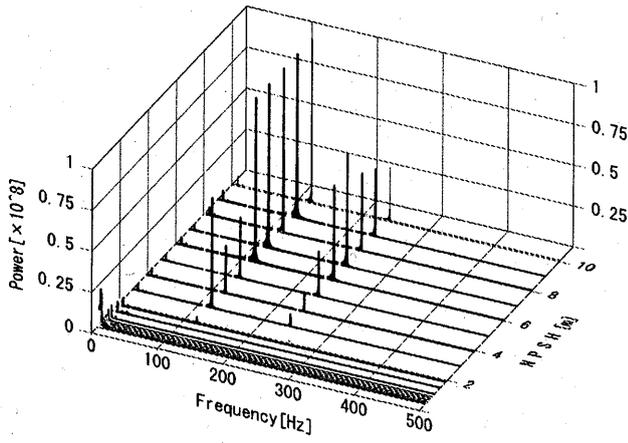
Fig. 3.25 Comparison of suction specific speed rate

3.3.4 周波数分析の結果とキャビテーションによる圧力脈動

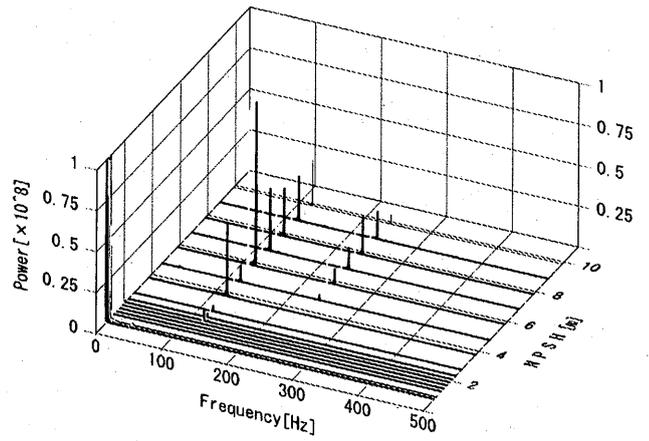
羽根車 I.C、羽根車 II.CII そして、羽根車 II.C.J_c を付設した状態で、吸込み圧力脈動の同時計測を行った。Fig. 3.26、3.27 に最高効率点流量に対する各流量比 $\phi/\phi_{BEP}=0.20$ 、 0.99 における測定結果を示す。X 軸（横軸）に周波数 f [Hz]、Y 軸（縦軸）に各点での NPSH [m]、Z 軸（高さ軸）に圧力脈動波形を周波数解析し変換したパワースペクトルをおいた。また、羽根枚数 Z [枚] と回転数 N [rpm] とによって定まる羽根通過周波数 N_z ($NZ/60$) 成分は $N_z=120$ [Hz] である。

流量比 $\phi/\phi_{BEP}=0.20$ で N_z 成分の 120Hz が顕著に見られる。また、 $2N_z$ 成分も羽根車 I.C、II.C が出ている。しかし、 N_z 成分以外にも 3%揚程低下後低サイクルの脈動現象が見られ、羽根車 II.C.J_c ではかなり大きくなっている。これはキャビテーションの発生消滅と旋回逆流キャビテーションによるものであると考えられる。この状態では、羽根車および入口逆流部にキャビテーションが不規則に発生消滅し、大きな騒音、振動、衝撃を発生している。流量比 $\phi/\phi_{BEP}=0.99$ の場合も、羽根車 I.C、II.C で 3%揚程低下後低サイクルの圧力脈動現象が見られるが、羽根車 II.C.J_c では、 N_z 成分以外の脈動現象が見られなく、安定な運転ができる状態になった。

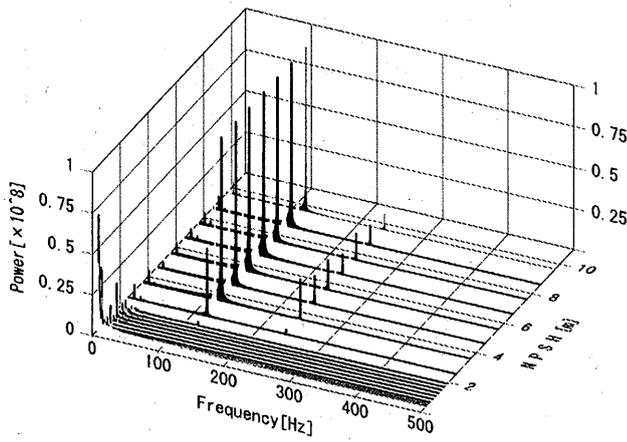
Fig. 3.28 に圧力変動のスペクトルと圧力変動波形を調べ、キャビテーションサージの発生範囲を示す。



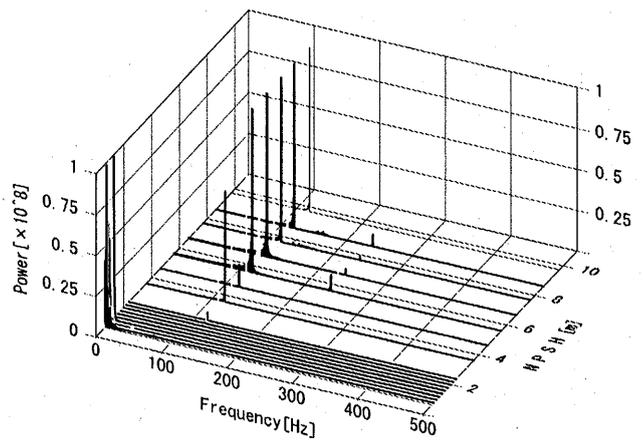
(a) Impeller I closed type



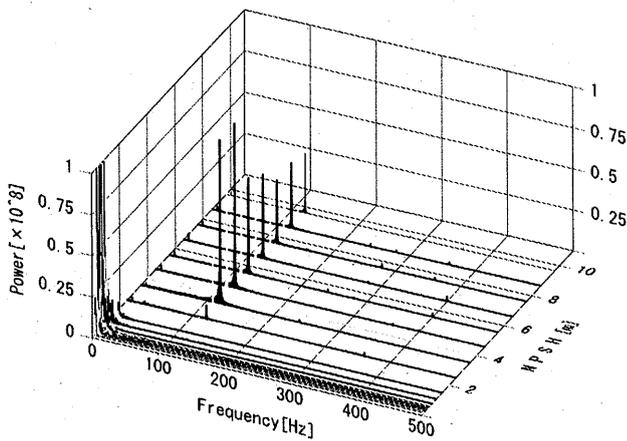
(a) Impeller I closed type



(b) Impeller II closed type



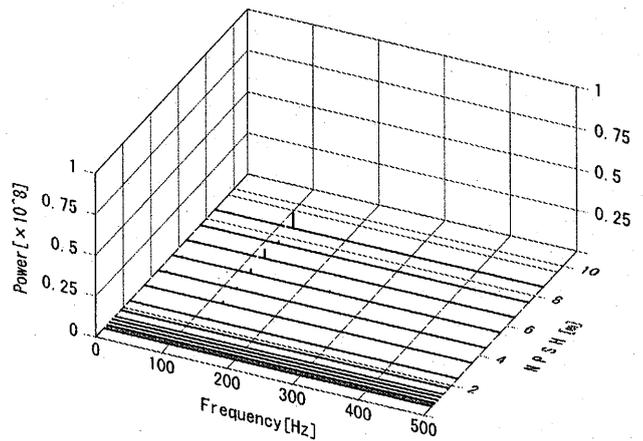
(b) Impeller II closed type



(c) Impeller II semi-closed type with J-Groove C

Fig. 3.26 Spectra of inlet power fluctuation

$$(\phi / \phi_{BEP} = 0.20)$$



(c) Impeller II semi-closed type with J-Groove C

Fig. 3.27 Spectra of inlet power fluctuation

$$(\phi / \phi_{BEP} = 0.99)$$

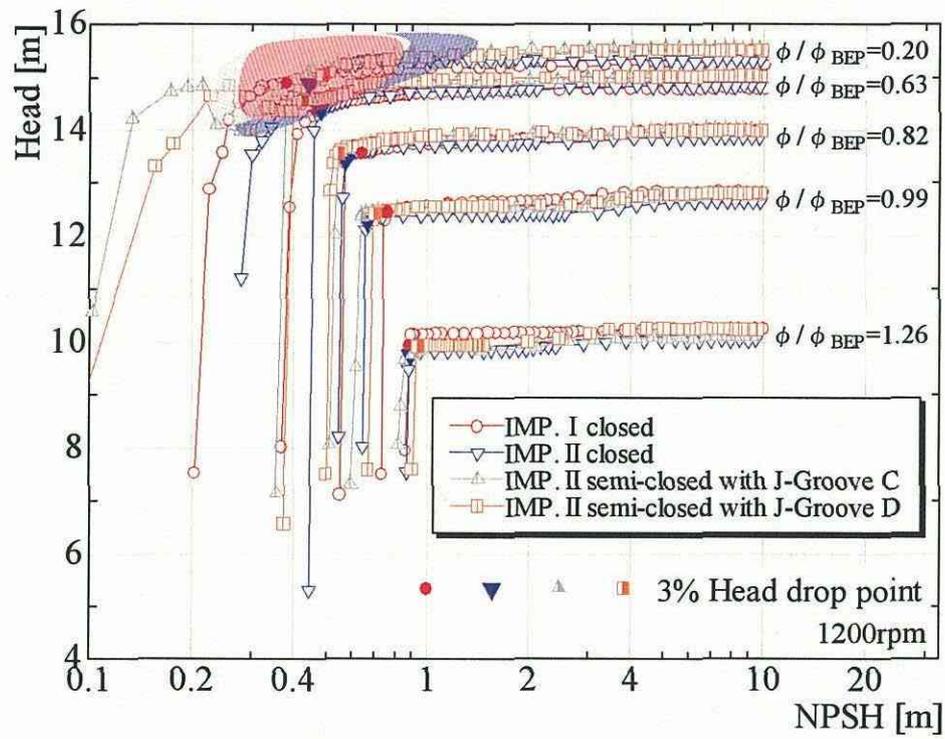


Fig. 3.28 Occurrence regions of cavitation surge

3.4 結言

通常比速度の遠心ポンプ羽根車において、新たにセミクロズド形式を提案し、これにJグループを付設し、その効果を実験的に調べる事によって以下の事を判明した。

1. 羽根車Ⅱのセミクロズド形式にJグループを付設することで、効率および吸込性能の両方の向上が可能である。特に、これまで効果が少なかった最高効率点流量付近でも効果がある。
2. セミクロズド形式にすると右上がり不安定性能が顕著になるが、Jグループにより不安定は完全に抑制できる。また、低流量側で起るキャビテーションサージと、全流量域で発生する入口予旋回が抑制できる。
3. Jグループは断面積と数を多くした方が効果が大きく、最適形状を用いることで、効率も向上する。

第4章. Cavitation Control in a Centrifugal Pump with Semi-open Impeller by J-Groove (Jグループによるセミオープン羽根車を持つ極低比速度遠心ポンプのキャビテーション抑制に関する研究)

4.1 Introduction

In the range of very low specific speed ($n_s \leq 100$ [m, m³/min, rpm]), performance of a centrifugal pump is much different from that of a normal specific speed centrifugal pump and pump efficiency drops rapidly with a decrease of specific speed. Recently, there are expectations of high performance centrifugal pump in the range of very low specific speed instead of a conventional positive-displacement pump. Kurokawa et al.^{(11)~(12)} have been studying for the very low specific speed centrifugal pump and proposed a new design guideline based on the results of extended studies for the pump. However, cavitation performance of very low specific speed centrifugal pump is not yet clear, though it is known to be very low.

Kurokawa et al.⁽¹³⁾ have developed a passive control using shallow grooves, which are installed in the direction parallel to the pressure gradient on the casing wall of turbomachinery, and showed good result of suppressing rotating stall of parallel walled diffuser and performance instability of the head discharge curve of mixed and axial flow pumps. Therefore, the shallow grooves, called J-Groove, are considered effective method of suppressing various abnormal phenomena in the internal swirl flow of turbomachinery.

If the J-Groove is installed on a centrifugal pump casing wall at the inlet of a semi-open impeller, the flow in the groove channel takes high pressure fluid from down stream to upstream of the impeller inlet and thus, low pressure at the impeller inlet should become recovered and cavitation performance can be improved.

The main purpose of this study is to make clear the cavitation performance of a very low specific speed centrifugal pump and to improve the suction performance by use of J-Groove. Another purpose of the present study is to improve pump performance by use of a recirculation stopper installed on suction cover wall at impeller outlet to block up recirculation flow.

4.2 Experimental apparatus and methods

4.2.1 Experimental facility

Figure 1 shows the cross sectional schematic view of test pump which has a transparent front casing cover made of acrylic resin in order to observe the behavior of cavitation phenomena and the front casing cover can be displaced in the axial direction for tip clearance adjustment when the tip clearance between suction cover wall and blade tip of semi-open impeller changes.

A circular type volute casing, which has no spiral angle, is chosen, as the circular volute casing showed better performance than usual spiral volute casing in the range of very low specific speed according to the result of study by Kagawa et al.⁽¹⁴⁾. Table 1 shows detailed specifications of the test pump. A closed type centrifugal impeller, shown in Fig. 2, and a semi-open impeller, which has same configuration as that of the closed impeller without front shroud, are used as test impellers.

If an impeller is designed by a conventional method of Stepanoff⁽¹⁵⁾ in the very low specific speed range, impeller outlet width is so narrow that it is beyond the limit of manufacturing (less than 1 mm). Moreover, pump efficiency and performance instability can be improved by adopting semi-open impeller⁽¹⁶⁾. Here, a semi-open type impeller of a relatively large outlet width ($b_2 = 5$ mm) is tested, as the related study by Kurokawa et al.⁽¹⁰⁾ showed good performance in case of larger impeller outlet width than that of smaller one, and for comparison a closed type of the same geometry is also tested.

The geometry of J-Groove and recirculation flow stopper is shown in Fig. 3. Two types of J-Groove are machined on the casing wall in the radial direction from the impeller inlet to the downstream to control and suppress the occurrence of cavitation.

According to the study of Choi et al.⁽¹⁷⁾, semi-open impeller has low efficiency because recirculation flow occurring at semi-open impeller outlet decreases absolute tangential velocity and theoretical head. Therefore, two types of recirculation flow stopper are adopted on the front casing wall to block up the recirculation flow. The width of the recirculation flow stopper is equally 1mm but lengths in radial direction from impeller outlet are 10mm (Type 1) and 40mm (Type 2). Detailed dimensions of J-Groove installed with recirculation flow stopper are described in Table 2.

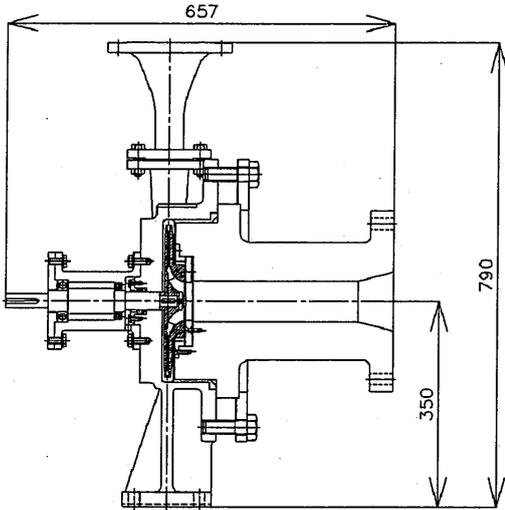


Fig.1 Schematic view of test pump

Table 1 Specifications of test pump

Specific Speed	$n_s=60$ [m,m ³ /min,rpm]
Discharge	$Q=0.14$ [m ³ /min] $\phi =0.031$
Total Head	$H=23$ [m] $\psi =1.11$
Rotational Speed	$N=1500$ [rpm]
Impeller Diameter	$D_2=258$ [mm]
Reynolds Number	$Re=2.16 \times 10^6$
ϕ : discharge coefficient , ψ : head coefficient	

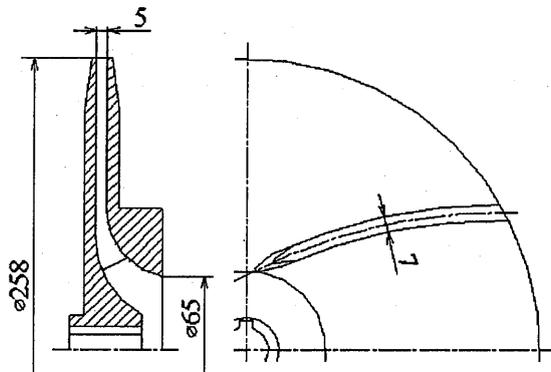


Fig. 2 Closed type centrifugal impeller

Table 2 Dimension of J-Groove installed with recirculation flow stopper

J-Groove Type	Number	Width [mm]	Depth [mm]	Length [mm]	Recirculation flow stopper
A	12	10	2	16	-
B	24	5	2	16	-
B	24	5	2	16	Type 1
B	24	5	2	16	Type 2

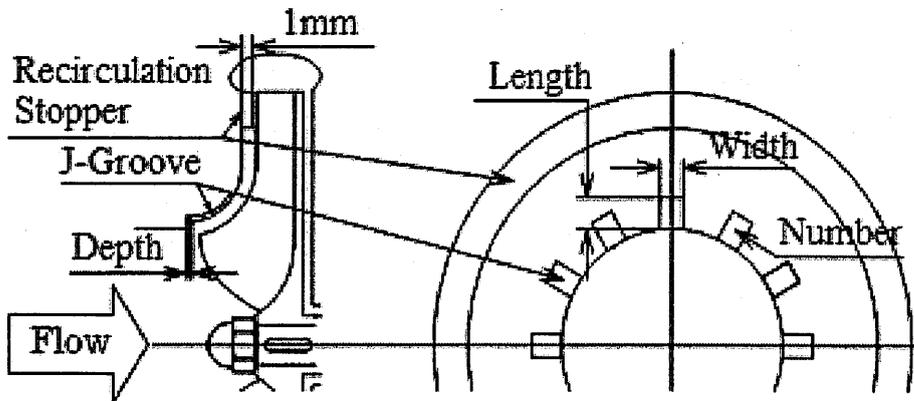


Fig. 3 J-Groove and recirculation flow stopper

4.2.2 Cavitation control mechanism by J-Groove

In the experiments, the suction pressure p_s is controlled using vacuum pump and the net positive suction head $NPSH$ is defined as follow by use of vapor pressure p_v and the flow velocity v_s ;

$$NPSH = (p_s - p_v) / \rho g + v_s^2 / 2g$$

Generally, the region of cavitation occurring in a centrifugal pump is located at impeller inlet area. Therefore, if the J-Groove is installed on casing wall in the radial direction, flow from high pressure area to low pressure area is occurred by pressure gradient and thus, suppression of cavitation can be induced by preventing the pressure drop at the impeller inlet.

4.3 Results and discussions

4.3.1 Pump performance

Figure 4 shows performance curve of the very low specific speed centrifugal pump in non-cavitating condition. Head curve of closed impeller shows performance instability, which is positive slope of head-capacity curve, in the partial flow rate range ($\varphi = 0.01 - 0.015$). However, the performance instability disappears by adopting semi-open impeller. Moreover, the head of semi-open impeller decreases largely in comparison with that of closed impeller and the decreased head results to drop of pump efficiency. As the tip clearance increases, head and efficiency of the semi-open impeller decreases.

From the related studies by Choi et al.⁽¹⁶⁾, it has been clarified that the low head and efficiency of the very low specific speed pump with semi-open impeller is resulted from the influence of secondary flow in the impeller passage, leakage flow through tip clearance and recirculation flow at impeller outlet. Figure 5 reveals performance curve of the test pump with semi-open impeller in case of with or without J-Groove as well as recirculation stopper in non-cavitating condition. The tip clearance is fixed to 2 mm. Compared with the case of no J-Groove, the pump efficiency increases by installing J-Groove types A and B. Moreover, in case of installing J-Groove type B, maximum flow rate increases more than that of no J-Groove. When the recirculation flow stopper is installed with J-Groove type B, head and pump efficiency increase remarkably, especially, in case of installing a recirculation flow stopper Type 2 (radial direction length 40 mm). It is conjectured that as the recirculation flow stopper blocks up the recirculation flow at impeller outlet, theoretical head increases by the increase of tangential velocity.

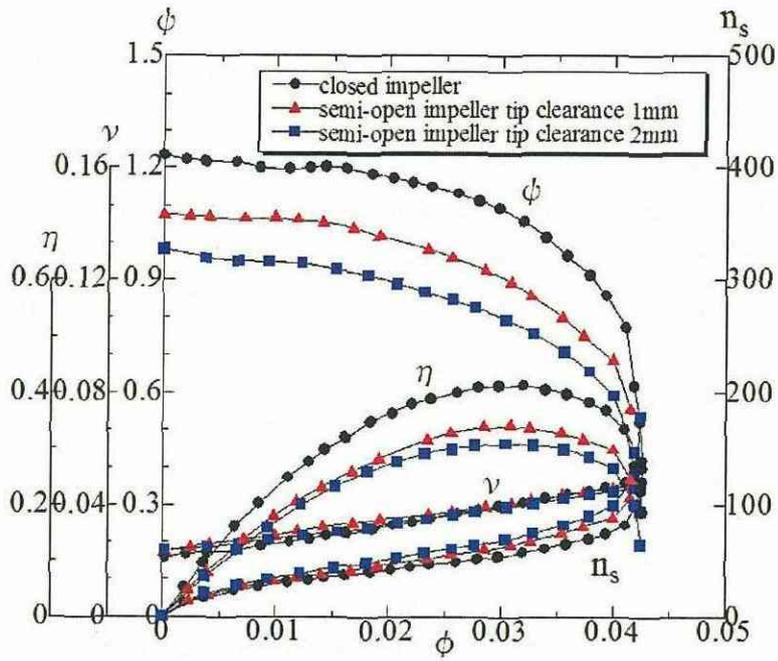


Fig. 4 Performance curve of very low specific speed centrifugal pump (closed & semi-open impeller)

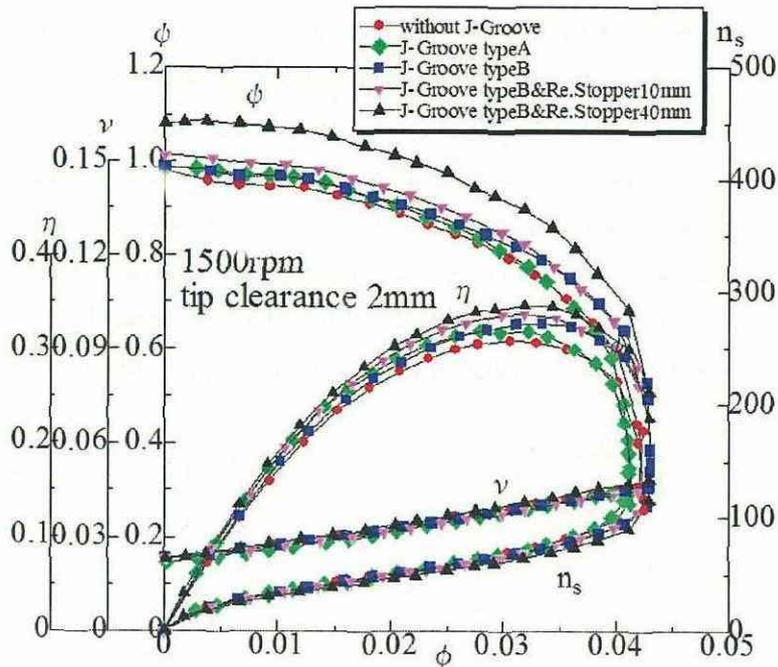


Fig. 5 Performance curve of very low specific speed centrifugal pump (semi-open impeller)

4.3.2 Cavitation performance

Figure 6 shows a comparison of the suction performance for different J-Groove geometry at each flow rate. It is recognized that suction specific speed of the pump is improved drastically by installation of J-Groove and the increase of the suction specific speed amounts to about 1.5 times to the no J-Groove case by installing the J-Groove type B. Moreover, it is clear that J-Groove type B works better than J-Groove type A. The result means that the more number of grooves shows the more effectiveness of improving cavitation performance when cross-sectional area of the J-Groove is same.

Figure 7 shows the comparison of suction specific speed S when tip clearance is fixed to 1 mm and H_{sv} means required net positive suction head. Usually, it is considered that suction specific speed of centrifugal pump in the normal specific speed range keeps the value uniform to the change of flow rate.

However, suction specific speed of closed impeller in the range of very low specific speed shows a unique characteristic of decreasing suction specific speed by decrease of flow rate. The steep decrease in suction specific speed at low flow rate range is considered to be resulted by rotating backflow cavitation. The rotating backflow cavitation is appeared at low flow rate of $\varphi/\varphi_{BEP}=0.73$, which is checked by visualization test.

The flow rate range of the cavitation occurrence becomes smaller by installation of J-Groove. When main stream, which is rotating, enters the groove channel, the fluid loses angular momentum and flows reversal. The reverse flow mixes with the main stream after getting out of the groove and decreases angular momentum of the main stream. In case of semi-open impeller, the suction specific speed at best efficiency point is lower than that of closed impeller. The reason of low suction specific speed in semi-open impeller is considered that the influence of tip cavitation occurring between impeller tip and suction casing wall decreases the suction specific speed. However, the suction specific speed of semi-open impeller with J-Groove becomes quite higher than that of closed impeller at low flow rate region. Therefore, the result implies the possibility of application of optimized J-Groove to improve the cavitation performance in the range of all flow rate.

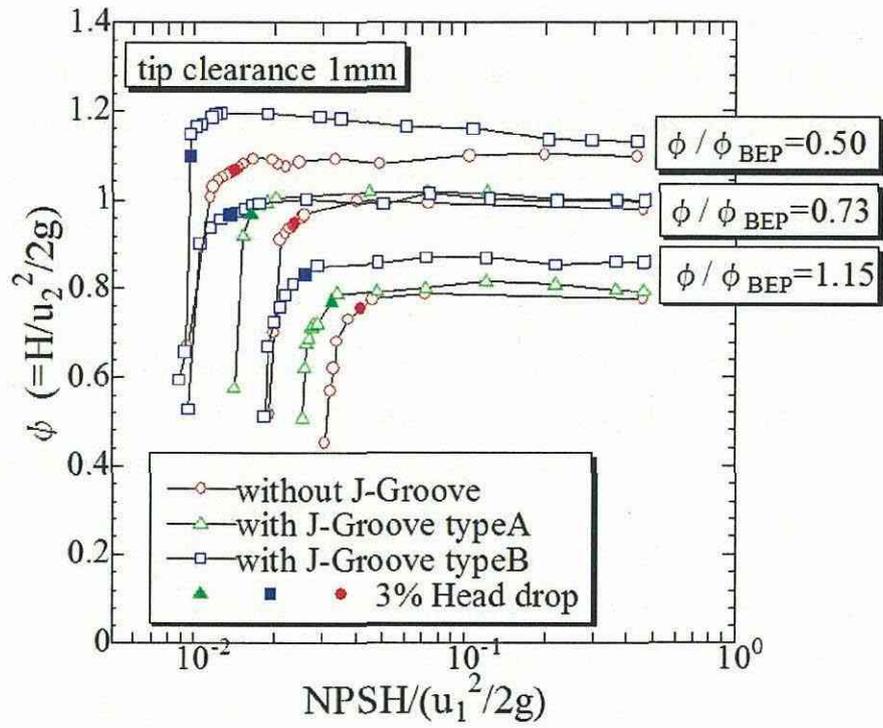


Fig.6 Comparison of the suction performance for different J-Groove geometry

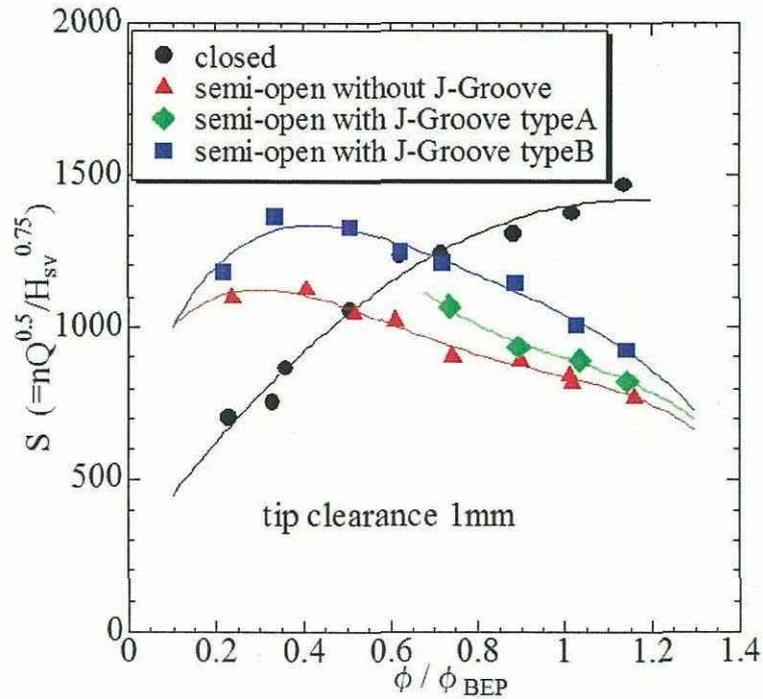


Fig.7 Comparison of suction specific speed S (tip clearance 1mm)

4.4 Conclusions

The results obtained by present study are summarized as follows:

1. Cavitation occurring at the inlet of semi-open impeller can be delayed by installing J-Groove and thus, suction performance also can be improved.
2. By installing recirculation flow stopper Type 2 on suction cover wall at the outlet of semi-open impeller, pump efficiency at best efficiency point is improved by 4%.
3. When cross-sectional area of J-Groove is same, the more number of grooves shows the more effectiveness of improving suction performance.
4. The possibility of simultaneous improvement of suction performance and pump performance is suggested by adopting optimum configuration of J-Groove and recirculation flow stopper.

参考文献

- (1) 東, ほか2名, 旋回キャビテーションによって生じるインデューサの翼変動応力, ターボ機械, 29-3, 2001, pp.147-160.
- (2) 今野, 坂爪, LE-7エンジンターボポンプと8号機失敗の原因, ターボ機械, 29-3, 2001, pp.139-146.
- (3) 上条, 吉田, LE-7液酸ポンプインデューサの試作研究, 機論B, 1991, pp.4023-4028.
- (4) 東, ほか2名, インデューサに生じる高次の旋回キャビテーション, 機講論, 01-1, 2001, pp.27-28.
- (5) 黒川, ほか4名, 浅い放射溝を用いた羽根なしディフューザの旋回失速の抑制法, 機論B, 64-620, 1998, pp.1135-1142.
- (6) 黒川, ほか3名, Jグループを用いた斜流ポンプの不安定性能の抑制法の開発, 機論B, 66-642, 2000, pp.460-467.
- (7) Acosta, A. J., An Experimental Study of Cavitating Inducer, Proceedings of the Second Symposium on Naval Hydraulics, ONR/ACR-38, 1958, pp.537-557.
- (8) Kamijo, K., et al., An Experimental Investigation of Cavitating Inducer Stability, ASME Paper 77-WA/FW-14, 1977.
- (9) Kamijo, K., Yoshida, M. and Tsujimoto, Y., Hydraulic and Mechanical Performance of LE-7 LOX Pump Inducer, AIAA Journal of Propulsion and Power, Vol. 9, 1993, pp.819-826.
- (10) Kurokawa J., Matsumoto, K., Matsui, J. and Kitahora, T., Performances of centrifugal pumps of very low specific speed, Proc. 19th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Singapore, Vol.2, 1998, pp.833-842.
- (11) Kurokawa, J., Matsumoto, K., Matsui, J. and Imamura, H., Development of high efficiency volute pump of very low specific speed, Proc. 6th Asian International Conference on Fluid Machinery, Johor, Malaysia, 2000, pp.250-255.
- (12) Kurokawa, J., Matsumoto, K., Matsui, J. and Imamura, H., Performance improvement and peculiar behavior of disk friction and leakage in very low specific-speed pumps, Proc. 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Charlotte, USA, CD-ROM PD-02, 2000.
- (13) Kurokawa, J., Saha, S. L., Matsui, J. and Kitahora, T., Suppression of Performance Curve Instability of a Mixed Flow Pump by Use of J-groove, ASME J.Fluids Eng., Vol.122, 2000, pp.90-96.
- (14) Kagawa, S., Kurokawa, J., Matsui, J. and Choi, Y.-D., A Study on the Performance of Very Low Specific Speed Centrifugal Pump (1st report, Matching point of Impeller and Casing), Proc. 51th TSJ Conference, Tokyo, 2004, pp.13-18.
- (15) Stepanoff, A. J., Centrifugal and Axial Flow Pumps (2nd ed.), John Wiley and Sons, 1957, pp.69-89.
- (16) Choi, Y.-D., Kurokawa, and J., Matsui, J., A Study on the Performance and Internal Flow Characteristics of a Very Low Specific Speed Centrifugal Pump, The 3rd National Congress on Fluids Engineering, Jeju, Korea, CD-ROM, Paper No. GB05, 2004.
- (17) Choi, Y.-D., Kurokawa, J., Matsui, J. and Imamura, H., Internal Flow Characteristics of a Centrifugal Pump with Very Low Specific Speed, Proc. 21st Systems, Lausanne, Switzerland, Vol. 1, 2002, pp.317-323.