小形高速極低温ポンプの性能*

上 條 謙二郎**, 平 田 邦 夫***

Performance of Small High Speed Cryogenic Pumps

by Kenjiro KAMIJO and Kunio HIRATA

Several small cryogenic pumps for a liquid rocket engine have been made and tested. These pumps have a small impeller and are characterized by high speed and high head. The main design characteristics of these pumps are as follows: stage specific speeds of 80~200 (m, m³/min., rpm), flow rates of 16~52.5 L/s, pressure rises of 4.9~26.0 MPa, rotating speeds of 16,500~80,000 rpm and impeller diameters of 83~146 mm. The present test pumps showed higher efficiency even in the range of small stage specific speeds than previously reported. Furthermore, the two-stage pumps showed considerably higher efficiency than the single-stage pumps with the same stage specific speed. Remarkable improvement of suction performance owing to thermodynamic effects of cavitation was also confirmed regarding the present small high speed pumps. With regard to pump efficiency measurement, the adiabatic efficiency relative to cryogenic pump fluids was investigated and a considerably good agreement between it and the actual pump efficiency was recognized.

Key Words: Cryogenic Pumps, High Speed Pumps, High Head Pumps, Rocket Engine

1. ま え が き

航空宇宙技術研究所ならびに宇宙開発事業団は、研究開発および開発のために、いくつかの液体ロケットエンジン用小形極低温ポンプの試作を進めてきた。これらのポンプは、小さな羽根車をもち、高速でしかも高揚程であるという特徴がある。本報告は主として、これらのポンプの性能について述べるものである。

一般に、ポンプの効率は、段あたりの比速度ならびに流量により決まる⁽¹⁾。このほか、高い吸込み比速度のポンプにおいては、効率は吸込み比速度に大きく影響されるようである⁽²⁾。さらに小形ポンプにおいては、主羽根車の外径がきわめて大きく効率に影響すると言われている^{(2)~(4)}。すなわち、同一比速度のポンプを比べた場合、主羽根車径の小さいものが、より低い効率を示すとされている。しかしながら、筆者の経験によると、この種の小形ポンプを設計する場合、従来の技術資料では十分でないように思われる。これまでに報告された効率^{(2)~(4)}よりもかなり高い効率のポンプが

試作できた。

ここに示す供試ポンプは、液体酸素(LOX)あるいは液体水素(LH₂)の供給用として試作したものであり、インデューサ付きの単段および二段遠心ポンプである。その主要諸元は以下の範囲にある。

比速度(1段) N_s : 80~200 (m, m³/min, rpm)

流量 Q : 16~52.5 L/s

揚程 H : 439~37,240 m

回転数 N : 16,500~80,000 rpm

主羽根車直径 D_2 : 83~146 mm

これらの供試ポンプは、水、LOX、液体窒素(LN₂)、およびLH₂について、性能が調べられた。一般性能については、回転数や作動流体の効率への影響も調べた。吸込み性能に関しては、キャビテーションに対する熱力学的効果による吸込み性能の向上を、この種の高速ポンプにおいて確認することを目的とした。さらに、極低温流体をポンプ作動流体とする試験に関しては、これまで、LH₂ポンプの性能の概略を知るために用いられている断熱効率⁽⁵⁾をより詳しく調べ、実際のポンプ効率との比較を行った。

2. 供試ポンプと試験法

供試ポンプの主要設計値を表1に示した。ポンプA、

* 昭和58年9月1日 第921回講演会において講演、原稿受付昭和58年2月14日。

** 正員、航空宇宙技術研究所角田支所(〒981-14 角田市君萱)。

*** 宇宙開発事業団(〒105 港区浜松町2-4-1)。

B, C, G は LOX 用であり, その他は LH_2 用である。ただし, ポンプ H については, これまでに LN_2 による試験のみを行った。ポンプ A と B については, 設計流量 Q_d と設計揚程は同じで, 回転数を変えている。ポンプ C, D, D', E は現在わが国で開発が進んでいる H-1 ロケット第二段エンジン (LE-5) の開発のために試作したものである。ポンプ G と H は高圧燃焼エンジンを対象としたために, きわめて高い吐出し圧力となっている。

表 1 の主羽根車の羽根数は, ポンプ出口における値であり, ポンプ D, D', E, F, H は部分羽根をもつ。すべての羽根は単一円弧の二次元羽根である。G の羽根車は精密鋳造品であり, 他はすべて機械加工品である。すべての羽根やシュラウドはきわめてなめらかに仕上げられた。ポンプ A, B, C はプラスチックのウェアリング⁽¹⁵⁾を用い, その他はすべて図 1, 2 のような金属製のラビリンスのウェアリングである。それらの直径すきまは運転時に 0.2 mm 以下である。ポンプ E, F, G, H は単一円弧翼からなる案内羽根を有し, その他は案内羽根をもたない。これらのポンプの軸推力は, A, B, C, D', F については, バランスホール方式, そ

の他は図 1, 2 に示したようなバランスピストン方式⁽⁶⁾により調節した。すべての軸受は, 自己潤滑保持器をもち, ポンプ流体そのものにより冷却される。軸シールは, ポンプ H を除いて, すべて溶接ベロー式メカニカルシールにより行った。ポンプ H はシール圧力が高いため, 図 2 のような, フローティングリングシールを用いた。

試験は二つの設備を用いて行った。 LH_2 を用いた試験と, ポンプ G の試験は NASDA 角田ロケット開発センターの LOX/ LH_2 ポンプ試験設備, その他は NAL 角田支所の LOX ポンプ試験設備により行った。供試ポンプは NASDA 設備で, 880 kW, NAL 設備で 450 kW DC 電動動力計により駆動された。流量はすべてタービン式流量計により求めた。圧力測定はすべてひずみゲージ式圧力計により, また特に重要なポンプ入口, 出口の温度計測は白金測温抵抗体温度計により行った。有効 NPSH や断熱効率を求めるのに必要な極低温流体の物性値は文献^{(7)~(9)}の値を用いた。

3. 結果と考察

3.1 一般性能 まず作動流体に水を用い, 広い

図 1 ポンプ G

図 2 ポンプ H

表 1 供試ポンプの主要設計諸元

Principal items	A	B	C	D	D'	E	F	G	H
Pump fluid	LOX	LOX	LOX	LH_2	LH_2	LH_2	LH_2	LOX	LH_2
Number of stages	1	1	1	1	1	1	2	1	2
Flow rate, Q , ℓ/s	18.0	18.0	17.2	52.5	52.5	50.3	41.0	16.0	43.9
Pressure rise, ΔP , MPa	11.8	11.8	4.9	5.5	5.5	5.5	6.0	24.5	26.0
Rotating speed, N , rpm	20,000	35,000	16,500	50,000	50,000	50,000	45,000	45,000	80,000
Head, H , m	1,051	1,051	439	8,000	8,000	8,000	8,500	2,230	37,240
Stage specific speed, N_s , $(\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{rpm})$	113	197	175	105	105	103	134	136	82
Required NPSH, m	13	13	7.5	56	56	56	34	20	56
Inducer tip diameter, D_1 , mm	65.0	60.0	65.3	68.2	68.2	68.0	65.0	47.3	63.0
Impeller diameter, D_2 , mm	134.0	83.0	111.2	146.0	134.0	139.8	122.0	86.3	129.6
D_2 / D_1	2.06	1.38	1.70	2.14	1.96	2.06	1.88	1.82	2.06
Inducer inlet tip blade angle, β_1 , degree	10.3	8.0	10.0	9.9	9.9	9.0	9.9	8.5	7.0
Impeller outlet blade angle, β_2 , degree	25	25	25	35	45	35	35	25	45
Number of impeller blades, Z	6	6	6	12	24	12	12	6	24
Impeller tip blade width, b , mm	4.2	9.2	6.8	3.8	4.9	3.6	4.3	3.8	2.9

流量範囲にわたり求めたポンプ A の性能を図 3 に示した。図中 ψ_p , ψ_i はそれぞれポンプ, インデューサの揚程係数(揚程/羽根車周速ヘッドの 2 倍), また Q_d は速度三角形が設計点と相似になる流量を示す。主羽根車羽根数が少なく, また出口角度も比較的小さいため, 流量-揚程曲線は広い範囲にわたり負のこう配を有する。最高効率率は 68~69 % であり, インデューサ付き小形ポンプとしてはかなり高い値である。この高効率の大きな理由として, ウェアリングのシールすきまを小さくしたことによる体積効率の向上があげられる。回転数の効率への影響は, この試験範囲では少ない。ちなみに, ポンプ軸動力に対する円板摩擦損失の計算値の割合は, $N=17,500$ rpm で, 約 7 %, $N=12,500$ rpm で, 約 8 % であった。円板摩擦損失の計算は文献(10)ならびに, その外そう(高レイノルズ数の場合)により求めた。回転数の効率への影響は, より高速のポンプ G について, 図 10 に示されるが, 比較的小さい。

一般性能に対する作動流体の影響を調べた例として, 図 4, 5 を示す。図 4 において, 揚程係数は水と LN_2 でほとんど同じであるが, 効率は LN_2 のほうが 2~3 % 高い値を示している。 LN_2 の動粘性係数は水に比べて, 約 1/5 ときわめて小さい(表 2)。計算で求めた円板摩擦損失の軸動力に対する割合は, LN_2 で 4.5 %, 水で 5.8 % であった。つぎに, 図 5 における LN_2 での回転数は LH_2 とほぼ同じ吐出し圧力となるよう

表 2 ポンプ流体の物性値

	LOX	LN_2	LH_2	WATER
PRESSURE (MPa)	0.1013	0.1013	0.1013	0.0023
TEMPERATURE (K)	90.2	77.4	20.3	293
DENSITY (Kg/M^3)	1.140	808	70.8	998
VISCOSITY ($\text{N}\cdot\text{s}/\text{M}^2$)	1.96×10^{-4}	1.63×10^{-4}	1.32×10^{-5}	1.01×10^{-3}
KINETIC VISCOSITY (M^2/s)	1.72×10^{-7}	2.02×10^{-7}	1.86×10^{-7}	1.01×10^{-6}

図 3 ポンプ A の性能 (水試験)

に決めたものである。揚程係数については, LN_2 と LH_2 できわめて良い一致が認められた。一般に LH_2 は LOX , LN_2 に比べて, より大きな圧縮性をもつが, この試験に関するかぎり, 温度, 圧力の測定値から求めたポンプ入口と出口での密度差は, およそ 1 % 以内であった。効率については, LH_2 が約 4 % 高い値を示した。計算により求めた LH_2 での円板摩擦損失の割合は, LN_2 での値に比べて, 約 3.5 % 低い値であった。

以下, 表 1 に示した供試ポンプの一般性能を比較す

図 4 ポンプ F の性能

図 5 ポンプ D の性能

る。流量-揚程曲線の関係を図6に示した。この図において、ポンプFとHの揚程係数は実際の値の1/2である。図6の全体的傾向は、文献(11)の傾向と良く合っている。特に主羽根車出口角度が大きくなるにしたがって、正のこう配をもつ揚程-流量曲線の傾向が顕

図6 供試ポンプの揚程曲線

図7 供試ポンプの効率(1)

図8 供試ポンプの効率(2)

著になっている。ポンプAとBは、ほぼ同じ揚程曲線を示した。HはD'に比べて、かなりフラットな曲線を示したが、これは出口案内羽根の影響と思われる(ポンプD'は案内羽根をもたない)。つぎに段あたりの比速度とポンプ効率の関係を図7に示した。図中には、文献(3)、(4)に示されている主羽根車径の効率に及ぼす影響を点線で示した。図中の括弧内の値は、主羽根車径である。本供試ポンプは、すべて点線よりも高い効率を示しているとみることができる。この理由としては、本供試ポンプは従来の小形ポンプに比べて機械加工精度がきわめて高いこと、羽根表面などが、なめらかに仕上げられたうえに、レイノルズ数が大きいために、円板摩擦損失などの摩擦損失の割合が少ないこと、ウェアリングシールのもれを少なくしたこと、などが考えられる。二段遠心ポンプのHとFが高い効率を示した理由としては、図2に見られるように、一段主羽根車出口と二段主羽根車入口での静圧差が少

図9 ポンプ流体の圧縮過程

図10 断熱効率とポンプ効率(ポンプG, LN₂試験)

ないため、ウェアリングシールのもれ損失の割合が少なくなること、主羽根車出口案内羽根がきわめて有効に機能したこと、単段ポンプに比べて、インデューサから主羽根車入口までの流れの損失の全損失に対する割合がほぼ1/2なること、などが考えられる。ポンプBは予想に反して、Aとほぼ同程度の効率であった。これは、主羽根車径の減少によってもたらされたものとする。ここで、本供試ポンプの効率を一般産業用ポンプの効率と比較して、図8に示す。図中の点線は文献(1)の値である。図中の括弧内の値は流量を示す。単段ポンプについては、点線で示される値よりも若干低い効率であるが、これは羽根車径が小さいことならびにインデューサ付きであることが原因と考えられる。内部もれ損失を少なくしたポンプAについては、点線とほぼ同程度である。二段遠心ポンプが高い効率であることは、この図からも確認される。

3・2 断熱効率 極低温流体のポンプ入口から出口までの圧縮過程を図9に示した。断熱圧縮におけるエンタルピーの増加分を Δh_{is} 、実際の圧縮における増加を Δh_{act} 、で示すと、断熱効率 η_a は次式で示される。

$$\eta_a = \Delta h_{is} / \Delta h_{act} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ポンプ入口、出口における流体のエンタルピーは、温度、圧力の測定値から文献(7)～(9)を用いて求めた。図10、11は本試験における断熱効率と動力計から求めたポンプ効率の比較を示したものである。図10は、ポンプGのLN₂試験の結果であり、 η_a は η_p に比べて約6%高い値を示している。この試験においては、ポンプケーシングは厚い霜に覆われたため、外部との断熱は完全であり、ポンプ内への熱の流入は無視できた。しかしながら軸受を冷却したLN₂(全流量の

4.5%)をポンプ外部に放出したため、この影響を考慮しなければならない。このLN₂は主羽根車出口からバランスピストンオリフィスを通り、軸受とメカニカルシールを冷却して、ポンプ外部に放出された(図1参照)。このLN₂は、圧力低下による損失のほか、軸受シールの損失ならびに円板摩擦損失によって、主羽根車出口におけるよりも温度が上昇している。このLN₂は外部に放出されたため、ポンプ流体の温度上昇には、全く関与しない。これらが断熱効率に及ぼす影響を計算すると、ほぼ設計流量において約6%であり、図10を正しく評価するには、 η_a を約6%だけ下げ必要がある。したがって、図10の η_a と η_p は良く一致しているとみるのが妥当であるとする。つぎに、図11は、ポンプDのLH₂試験における、 η_a と η_p の比較である。この試験においても、約2%のLH₂が軸受を冷却した後外部に放出された。これによって、上記と同様、約4%だけ、 η_a が η_p を上まわったことになる。さらにLH₂試験においては、ポンプケーシングは液化空気に覆われるため、外部との断熱が必ずしも十分でなく、ポンプ内への若干の熱の流入が認められた。運転中におけるこの流入熱量を求めることはできなかったが、ポンプを静止した状態でLH₂を多量(約10 L/s)に流し、ポンプ入口、出口の温度差を知ることができた。外部からの熱の流入は液化空気で覆われるポンプケーシング表面の熱伝達によって、ほとんど決定されるものと考えられるので、ポンプ運転中における熱の流入量は、上記ポンプ静止状態と同じであると仮定して、計算すると、この熱の流入は、 η_a を約1.5%低下させたことになる。したがって、図11をより正確に比較するためには、 η_a を約2.5%下げ必要がある。この結果、本LH₂試験においても、断熱効率がポンプ効率とかなり良く一致するという、かなりの裏付けが得られた。

図11 断熱効率とポンプ効率 (ポンプD)

図12 ポンプEの吸込み性能 (LH₂試験)

3.3 吸込み性能 極低温流体においては、キャビテーションに対する熱力学的効果のため、吸込み性能が向上する。これに関しては、これまでに数々の研究(12)~(14)がなされているが、特定のポンプの吸込み性能を定量的に求めるには、まだ実験に頼らなければならない。本供試ポンプも、上記効果によって、良好な吸込み性能が得られた。図12は、ポンプEの LH_2 での吸込み性能を示している。図中の T_i は、有効NPSHが十分大きい所でのポンプ入口 LH_2 の測定温度である。 LH_2 温度の低い場合($T_i=20.6\text{ K}$)有効NPSHの低下にしたがって、インデューサの揚程は徐々に低下している。インデューサのチップすきまが大きい場合、チップキャビテーションの影響が強く現れたものである。より高い温度($T_i=24.65\text{ K}$)において、このインデューサのゆるやかな揚程低下はほとんど消えている。さらにこの時、インデューサの完全な揚程低下と、ポンプ入口温度 T の低下が良く対応している。これはポンプ入口管内において、 LH_2 が蒸発し(これに伴い液温は低下する)、気液二相となり、インデューサは二相吸込み状態に達し、完全な揚程低下を生じたものとみることができる。図中において、点線はポンプ入口において、静圧と飽和蒸気圧が等しくなる場合の有効NPSHの値である。このように LH_2 については、 $N=50\,000\text{ rpm}$ の小形ポンプにおいても、入口が飽和状態に近い場合でも、十分吸込みが可能であることが確認された。同様の結果は、ポンプCの LN_2 試験($N=16\,500\text{ rpm}$)においても確認された。この試験においては、ポンプ入口直前に断熱した透視管を用いた。図13(a)はインデューサのみの吸込み性能曲線であり、図13(b)は、この試験におけるインデューサ直前の管内の様子を示している。図中の番号はそれぞれ対応している。図13(b)の右側No.3には、かなりの LN_2 の蒸発がみられ、これがインデューサの揚程低下をもたらしたものと判断される。

4. あとがき

航空宇宙技術研究所と宇宙開発事業団が試作した、小形高速極低温ポンプについて、性能を調べ、従来の結果と比較した。また極低温流体のもつ性質を利用して求めることができる断熱効率について、実際のポンプ効率と比較した。得られた結果は以下のごとくである。

(1) 本供試ポンプは、これまでに公表されている小形ポンプに比べて、より高い効率を示した。さらに同一比速度で調べた場合、二段遠心ポンプが単段ポンプよりも、より高い効率を示した。

(a) インデューサの吸込み性能 (LN_2 試験)

(b) 入口管内の流れの様子 [図13(a)に対応、ポンプCのインデューサの直前]

図13

(2) 本供試ポンプについても、キャビテーションに対する熱力学的効果のため、きわめて良好な吸込み性能が達成された。ポンプ入口が飽和状態に近い場合でも、十分な吸込みがなされた。

(3) 本試験の範囲において、断熱効率はポンプ効率にかなり良く一致するという裏付けを得た。

なお、本研究はわが国の液酸・液水ロケットエンジン・プロジェクトの一環として行われたものである。関係者各位に心から感謝の意を表す。

文 献

- (1) Stepanoff, A.J., *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, 2nd Ed, (1976), 76, John & Sons, Inc.
- (2) Campbell, W.E. and Farquhar, J., *NASA SP-304* (1974), 665.
- (3) Hidebrand, P., ほか *AFAPL TR-66-12* (AD-480108), (1966).
- (4) Douglass, H.W., ほか 9名, *NASA SP-8109* (1973), 17.
- (5) Diem, H.G., *AIAA Paper*, No.78-940 (1978).
- (6) Zachary, A.T., ほか 2名, *NASA CR-120193* (1973), 149.
- (7) Hans, M.R., and Lloyd, A.W., *NASA SP-3071* (1972).
- (8) Angus, S., ほか 4名, *International Thermodynamics Tables of the Fluid State 6 Nitrogen*, (1978), Pergamon Press.
- (9) McCarty, R.D., *NASA SP-3089* (1975).
- (10) Schlichting, H., *Boundary Layer Theory*, 6th Ed, (1968), 609, McGraw-Hill Co.

- (11) Valey, F.A., *PIME*, 175-21 (1961), 970.
 (12) Hord, J., *NASA SP-2248* (1974).
 (13) King, J.A., *NASA CR-123555* (1972).

- (14) Ball, C.L., *NASA TMX*, 1360 (1967).
 (15) 上條・ほか6名, 航技研報告, TR-588 (昭54), 9.

討 論

〔質問〕 大橋 秀雄〔東京大学工学部〕

高性能の極低温ポンプを開発されたことに敬意を表す。また、 LH_2 ポンプにおいて、断熱効率とポンプ効率の間に、走量的に説明できる関係が存在することを示されたことも、有意義と思う。

ポンプの走性性能の試験において、定常運転が困難になるような運転状態が生じたことがあったら、その概況をお教えいただきたい。

〔回答〕 ポンプ A の水試験で、比較的高い有効 NPSH において、100 Hz オーダの脈動が低流量域で発生し、さらに低有効 NPSH において、低周波振動 (5 Hz 程度) が発生した。この低周波振動によりステンレス製インデューサが破損した。インデューサの揚程や入口に迎え角を大きく取り過ぎたことがその大きな原因と考え、これらを修正するとともに、インデューサ入口を後退翼としたが、その後上記振動はかなり軽減した。

極低温流体については、特に LH_2 において、予冷が不十分であるときなど、起動時にかなり大きな振幅の脈動が発生した。

〔質問〕 窪田 直和〔(株)電業社機械製作所〕

ポンプ性能の評価に断熱効率を導入され、新しい試みをされたことに敬意を表す。

(1) 遠心ポンプで羽根出口側に案内羽根を設けると、ポンプ効率が増大することが知られており、本論文においても H, F ポンプでポンプ効率が増大している。しかし案内羽根付きのときには低流量域で不安定性能を示したり、振動が生じたりする。供試ポンプではその運転状態はなぜか。

(2) インデューサ付きのポンプの場合、低 NPSH 領域で圧力脈動が問題となることが多い。供試ポンプではその運転状態はなぜか。

(3) 供試ポンプは加工精度の点、表面粗さの点で一般ポンプより優れているが、そのポンプ効率は一般ポンプにくらべて低下している原因について (図 8)、インデューサと主羽根入口角度とのマッチングをあげられているが、設計時にどのような配慮がされているのか。

〔回答〕 (1) 高速下で流量を大きく絞るとポンプの振動 (流体振動も含む) は大きくなるが、特にインデューサ部が顕著であり、これに比べて案内羽根での

付図 1

振動は少ないように思う。

(2) 大橋氏の質問に対する回答で述べたので、省略させていただく。

(3) インデューサと主羽根車の流れのマッチングは平均直径のみで行った。これはヘリカルインデューサと二次元羽根の主羽根車を採用しているためである。したがって、平均直径以外のマッチングは必ずしも十分でなく、流体損失が大きくなっているものと考えている。ただし、ヘリカルインデューサの出口流速分布は、チップ付近の低効率によって、効率 100% を仮定した場合と大きく異なるため、インデューサ出口から主羽根車入口までの完全な流れのマッチングを得ることは極めて難しいものと思う。

〔質問〕 坂本 雄二郎〔(株)神戸製鋼所〕

インペラと出口羽根のマッチングはどのようにとられたか。羽根車出口の流れは羽根間流速分布、軸方向流速分布共に比較的大きく、かつ周期的な非定常流となっている。このような流れ場において、流量を流路断面積で割った形の平均流速を半径方向について与え、流れ角を求めることには問題があるのではないか。例えば付図 1 のような流速分布があるとき、このような平均流速を考えると付図 1 点線のように小さく評価され、不自然と思われるがどうか。

〔回答〕 ご質問の点については、以下のように設計した。

(i) 計算における流速はすべて平均流速を用いる。

(ii) 案内羽根の入口角度、 $\overline{ag}$ は羽根入口直前の流れの角度、 α_θ 、羽根厚みによる速度増加率、 ξ_θ 、縮流などの影響を考慮した係数、 k を用いて、

$$\overline{ag} = \tan^{-1}(k \tan \alpha_\theta \xi_\theta)$$

の式により決めた。ただし、 k の値を正しく推定できないため、 $k=1.08 \sim 1.15$ 程度の値を本供試ポンプに適用した。