小形多層円板ポンプの圧力脈動の低減に関する研究

A Study on Reduction of Pressure Pulsations in Mini Multiple-Disc Pump

○学 緒方成哉 (九大院)
正 渡邊 聡 (九大)箱田 涼 (九大院)
正 古川明德 (大分高専)

Seiya OGATA, Graduate School of Engineering, Kyushu University, Motoooka, Nishi-ku, Fukuoka 819-0395
 Ryo HAKODA, Graduate School of Engineering, Kyushu University, Motoooka, Nishi-ku, Fukuoka 819-0395
 Satoshi WATANABE, Dept. Mechanical Engineering, Kyushu University, Motoooka, Nishi-ku, Fukuoka 819-0395
 Akinori FURUKAWA, Oita National College of Technology, Maki, Oita 870-0152

Displacement type pumps are often applied for micro-chemical plants, while the inherent pulsation natures of these pumps are undesirable to obtain efficient and continuous chemical reaction. We have proposed a multiple-disc pump as an alternative pump and have shown its effectiveness with much less pressure pulsations. In the present study, the effects of the shroud gap between the front disc and the casing on hydraulic performances and pulsation characteristics are investigated. It is found that pressure performance is not affected by the shroud gap, whereas there seems to be an optimal gap for the torque performance. Furthermore, the required torque with the smaller gaps significantly increases near the shut off condition, which is caused by partial collision of the front disc to the casing wall due to the insufficient stiffness of the front disc. The pressure pulsation with rotational frequency is also increased in this flow regime.

Key Words: Multiple-disc pump, Pressure pulsations, Pump performance, Micro-chemical plant

1. 緒言

従来の生産プロセスとは異なる化学技術として近年注目されているマイクロ化学プラントの生産効率の向上には、連続的に一定量の液を供給できる安定した送液システムが不可欠である。著者は、その送液ポンプとして、適切な隙間を設けて重ねた円板を回転させその隙間内で発生するせん断力によって流体に旋回を与え、その遠心力で半径流を発生させる多層円板ポンプ⁽¹⁾を提案し、その低圧力脈動の観点からの優位性を明らかにしてきた⁽²⁾。

本研究では、多層円板ポンプにおける円板の支持機構および多層円板ロータとケーシング壁面間の隙間に注目し、それらがポンプ性能および圧力脈動に及ぼす影響を調査した。

2. 実験装置及び実験方法

Fig.1 に実験で用いた 2 種類の供試ロータを示す。いずれのロータも外径 $D=50\text{mm}$ 、内径 32.5mm 、厚さ 0.3mm の中抜き円板を、円板間隔 $\delta_d=0.3\text{mm}$ として $n=16$ 枚重ねた構造となっている。円板はその内側に 90° 毎に設けられた 4 本の支持部を介して回転軸に締結されており、B-4 ロータは全ての円板の支持部の回転方向の位置を揃えたもの、B-12 ロータは、入口側の円板から円板毎に支持部の位置を 30° ずつロータの回転の逆方向にずらしたものとなっている。使用したケーシングは基礎円直径 52.75mm の同一のポリウレタンケーシングであり、吐出し側のディフューザの広がり角は 5.0° である。

実験装置ループは、補助ポンプを使用した閉ループであるが、供試ポンプ試験部において補助ポンプ等による脈動を除去するため、試験部の十分上下流に水位一定の開放タンクを有している。詳細は文献(2)を参照されたい。

性能試験においては、回転数 N —一定のもと、体積流量 Q

を供試ポンプ下流の電磁流量計で計測するとともに、揚程 H をポンプ吸込み側と吐出し側の静圧差を計測し、それに流速の違いによる動圧差、取圧孔の取り付け位置高さの差を考慮して求める。ポンプトルク T は、直流モーターの消費電流値から算出したものに予め計測した空転トルク T_0 を差し引いて求める。以上の計測量を元に、次式で流量係数 ϕ 、揚程係数 ψ 、軸動力係数 τ 、水力効率 η を求める。

$$\phi=Q/AU, \psi=H/(U^2/g), \tau=L/\rho AU^3, \eta=\phi\psi/\tau=\rho g QH/L$$

ここで、 ρ は水の密度、 g は重力加速度であり、 A はロータ出口有効流路面積 ($=n\pi D\delta_d$)、 L は軸動力 ($=2\pi f_N(T-T_0)$)、 $f_N=N/60$ 、 U はロータ出口周速 ($=\pi Df_N$) である。

また、ポンプの脈動度を評価するために、ポンプ吐出し側壁面静圧を連続計測して FFT 解析を実施し、各周波数成分 δP について以下の無次元圧力変動 Kp で整理する。

$$Kp=\delta P/\rho U^2$$

本研究では、主として B-12 ロータを用い、回転数を $N=2,000, 3,000, 4,000\text{min}^{-1}$ として実験を行う。またロータとシュラウドケーシングの隙間の影響を調査するために、隙間をケーシング側から詰めることにより、 $s=0.2, 0.3, 0.4, 0.5\text{mm}$ の 4 通りで実験を行う。

3. 実験結果および考察

3-1 性能比較 (回転数とケーシング隙間の影響)

Fig.2 に供試ポンプの揚程曲線および効率曲線を示す。B-12 ロータでは回転数を $N=4,000\text{min}^{-1}$ 、B-4 ロータでは $N=2,400\text{min}^{-1}$ としている。なお、B-4 ロータにおいて $N=2,400\text{min}^{-1}$ は十分に高回転であり、回転数の無次元性能への影響がないことを確認している⁽²⁾。ロータの違いを見るためにケーシング隙間 $s=0.5\text{mm}$ の結果に着目すると、B-12 ロータは B-4 ロータに比べて低揚程となっており、特に高流量側で効率も低い。B-12 ロータは、流入方向から見た全面投影面積に占める流路の割合 (Fig.1 のロータ図斜線部) が B-4 ロータに比べ狭いことから、ロータへの流入時の圧力損失が大きいたことが推察される。圧力損失は流速の 2 乗に比例することから、特に大流量側で揚程の低下が顕著となる。次に、B-12 ロータについてケーシング隙間 s の影響を見ると、隙間を変えることによる揚程の変化はほとんど見られない。このことは、ケーシング

(a) B-4 rotor

(b) B-12 rotor

Fig.1 Test rotors

隙間からの漏れ流れがこの隙間の範囲では微量であると考えられる。一方、効率 η は $s=0.4\text{mm}$ の場合に最大となっており、このことは隙間 s にロータ・ケーシング間の摩擦トルクが最小となる最適値があることを示唆している。

Fig.3 に、B-12 ロータについて、ケーシング隙間 s と回転数 N を変えたときの揚程曲線と軸動力曲線を示す。図から、揚程についてはケーシング隙間 s の影響はほとんどないことが見て取れる。一方、軸動力係数 τ について見ると、低流量域で軸動力係数 τ が急増する特異な現象が確認される。この現象はケーシング隙間 s が狭い場合により顕著であり、回転数 $N=3,000\text{min}^{-1}$ で広い流量範囲で確認される。このとき、ロータを目視で観察すると、低流量域においてケーシング壁面側のロータ円板2枚が振動し、特にケーシング壁面に面している円板の変形が大きく、更に流量を低下させると外縁側で円板とケーシング壁面が接触している様子が確認された。ケーシング壁面に面している円板の両面では流れが異なるため表裏での圧力差が大きく、また剛性不足により円板は容易に変形する。低流量域では、最終的にこの円板の一部が壁面と接触して回転することにより、摩擦トルクが急増したものと考えられる。

3-2 圧力脈動の比較 Fig.4 に吐出側の圧力変動のFFT 解析結果を、B-4 ロータ($s=0.5\text{mm}$)およびB-12 ロータ($s=0.5, 0.3\text{mm}$)について示す。なお、B-12 ロータでは回転数を $N=4,000\text{min}^{-1}$ 、B-4 ロータでは $N=2,400\text{min}^{-1}$ としている。まず、ロータの違いを見るためにケーシング隙間 $s=0.5\text{mm}$ の結果に着目すると、B-4 ロータでは $ff_N=4$ の回転周波数×支持部の変動成分が顕著に見られるのに対し、円板取り付け位置を周方向にずらしたB-12 ロータでは同成分は確認できない。また、回転同期成分($ff_N=1$)について見ると、B-12 ロータではB-4 ロータに比べて振幅が小さくなっているのが分かる。これは、円板取り付け位置を周方向にずらすことにより各円板の重心の回転軸中心からのズレが分散し、ロータとしての偏心率が減ったためであると推察される。次に、B-12 ロータについてケーシング隙間 s の影響を見ると、隙間が $s=0.5\text{mm}$ のときは回転同期($ff_N=1$)の変動が顕著であるのに対し、他の隙間(例えば、Fig.4(c)の $s=0.3\text{mm}$)のときは回転周波数より低周波数の変動($ff_N<0.5$)が、低流量域で確認される、このように隙間の違いで現象が異なることから、変形する円板が不安定流動を引き起こしていることが推察されるが、これについては今後も引き続き検討して行きたい。

4. 結言

円板の積重ね方向の異なるB-4、B-12の2種のロータを用いた実験により、以下の結果が得られた。

- (1) B-12 ロータはB-4 ロータに比べて低揚程、低効率であるものの、円板支持部の影響や不釣り合いが低減され、優れた圧力脈動特性となった。
- (2) ロータとケーシングの隙間の影響を調査したところ、隙間が揚程に与える影響は小さいこと、同部での摩擦トルクを最小とする最適な隙間があることが分かった。
- (3) 低流量域において、ケーシング壁面に面する円板の変形・振動が確認され、軸動力が急増するとともに、同流量域において、回転同期または亜同期の圧力変動が確認された。

参考文献

- (1) Hansinger, S. and Kehrt, L., Investigation of a Shear-Force Pump, Trans. ASME, J. Eng. Power, 85(1963), pp. 201-207.
- (2) Hakoda, R.ほか3名, Experimental Investigation of Pressure Pulsations in Mini Multiple-Disc Viscous Flow Pump, Proc. TEFC8, (2012), FR03-001.

Fig.2 Hydraulic performances of B-4 and B-12 rotors

Fig.3 Effect of rotational speed and shroud gap on hydraulic performances of B-12 rotor

(a) B-4 rotor ($s=0.5\text{mm}$)

(b) B-12 rotor ($s=0.5\text{mm}$)

(c) B-12 rotor ($s=0.3\text{mm}$)

Fig. 4 FFT analyses of delivery pressure fluctuations for B-4 and B-12 rotors