

가변속 왕복동 압축기의 급유 촉진기구 설계

김 현 진[†], 이 태 진^{*}

인천대학교 기계공학과, *인천대학교 대학원

Design of Oil Supply Enhancement Device for a Variable Speed Reciprocating Compressor

Hyun Jin Kim[†], Tae Jin Lee^{*}

Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

(Received September 10, 2002; revision received November 20, 2002)

ABSTRACT: This paper addresses an oil supply enhancement device to resolve a shortage of oil supply or no oil supply at all encountered at low speed operation for a variable speed reciprocating compressor used for household refrigerators. The oil supply enhancement device comprises a moving cylinder attached to the lower end of crankshaft and two of fluid diodes, each one at the inlet and outlet of the cylinder. Up-and-down movement of the cylinder against the lower end of the crankshaft together with the functioning of the two fluid diodes produces net oil flow from oil reservoir to inside the crankshaft. The experiment on the test bench has shown that enough oil supply into the oil feeding hole can be made by using this device even at low speed range. Some analytical study has also been carried out to understand its oil supply mechanism.

Key words: Reciprocating compressor(왕복동 압축기), Oil supply enhancement device(급유 촉진기구), Fluid diode(유체 다이오드)

기 호 설 명

A	: 단면적 [m ²]	P	: 압력 [Pa]
C_f, C_ω, C_j	: 압력 강하계수	q	: 유량 [m ³ /s]
d	: 직경 [m]	V	: 속도 [m/s]
f	: 마찰계수	그리스 문자	
g	: 중력 가속도 [m/s ²]	ν	: 오일 점도 [cSt]
H	: 수두 [m]	ξ^+	: 노즐 저항계수 정방향
h	: $\frac{1}{2}(d_b - d_d)$ [m]	ξ^-	: 노즐 저항계수 역방향
l	: 길이 [m]	ρ	: 오일 밀도 [kg/m ³]
		ω	: 크랭크 각속도 [rad/s]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8410; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

하첨자

0, 1, 2, 3 : 오일경로(Fig. 2(b) 참조)

<i>b</i>	: 유체 다이오드 입구
<i>d</i>	: 송출 노즐
<i>e</i>	: 배수관
<i>n</i>	: 유체 다이오드 출구
<i>p</i>	: 송출관
<i>s</i>	: 흡입 노즐

1. 서 론

밀폐형 냉매 압축기에서 급유 문제는 압축기의 신뢰성에 결정적인 영향을 주는 아주 중요한 요인이다. 대형 압축기에서는 오일 펌프를 별도로 부착하여 급유 문제를 해결하지만 패키지 에어컨 용이나 가정용 냉장고용과 같은 소용량의 밀폐형 압축기에서는 별도의 오일 펌프를 사용하는 것은 비용이나 간소성 등의 면에서 크게 불리해진다.

일부 크랭크 축이 수평으로 놓여 있는 횡형 압축기인 경우에는 축의 회전 운동을 이용하기가 어려우므로 압축기 하우징 내부를 토출 가스 채워 고압식으로 만든 후 흡입압과의 차이를 이용하거나 또는 중간압을 갖는 압력실을 만들어 이 중간압과의 차이를 이용하는 차압 급유 방식 (pressure differential oil supply system)을 적용하는 경우도 있고, 아니면 압축기 내에서 주기적

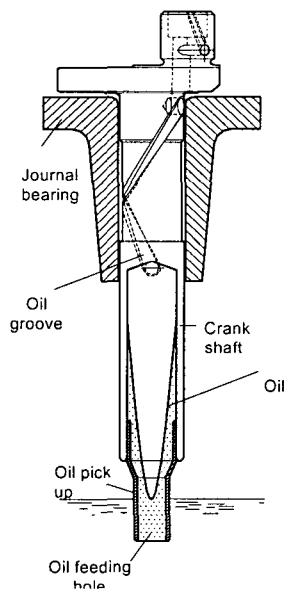


Fig. 1 Oil supply passage in crankshaft of a reciprocating compressor.

인 운동을 하는 부재(element)의 운동을 이용하여 용적형 오일 펌프에 상응하는 구조를 얻어내기도 한다.

하지만 기존의 대부분의 입형식 소용량 밀폐형 냉매 압축기에서는 크랭크 축의 회전 운동을 급유의 동력원으로 활용하고 있다. 축 회전에 의한 원심력이 오일에 원심 펌프와 같은 역할을 수행하여 축 내부에 있는 오일에 양정을 제공한다. 이렇게 축 내부 공간의 벽면을 따라 상승된 오일은 축 측면에 뚫린 오일 공급 공을 통해 저널 베어링으로 공급되어 베어링의 윤활에 사용된다. 저널 베어링에 삽입된 크랭크 축의 외면에는 나선형 그루브가 마련되어 있어 점성 펌프와 같은 역할과 동시에 압력 차에 의한 오일 유동의 통로 역할을 한다. 이렇게 주축의 오일 그루브 및 저널 베어링을 통과한 오일 가운데 일부는 크랭크 핀의 윤활에 사용되고 나머지는 크랭크 핀 중앙의 오일 토출 공으로 분출된다.

Fig. 1은 냉장고용 왕복동 압축기에서 오일 픽업(pick-up)이 달린 전형적인 크랭크 축을 보여준다. 크랭크 축 하단은 압축기 내부의 오일 저장면 속에 잠겨 있고, 오일은 오일 픽업의 중앙에 있는 구멍을 통해 축 내부로 유입된다. 오일 캡 측면은 크랭크 축 내부의 오일 양정을 유지하도록 해주는 지지판 역할을 해준다. Itoh et al.⁽¹⁾은 오일 캡의 직경과 중앙의 구멍 크기에 따른 펌프 양정식을 제안하였다. 정속으로 운전되는 압축기에서는 축의 회전 에너지가 일정하므로 크랭크 축 원심 펌프의 양정도 일정하여 급유 구조를 설계하기가 비교적 용이하지만 가변속 운전의 경우에는 급유의 동력원이 되는 회전 속도가 변화하므로 고속 운전에서는 급유량이 지나치게 많고 저속 운전에서는 급유량이 부족하거나 아니면 아예 급유가 불가능하게 되는 상황이 발생한다.

본 연구에서는 가정용 냉장고에 사용되는 냉매 압축기인 소형 왕복동 압축기를 가변속으로 운전이 가능하도록 한 경우에, 저속에서 발생하는 급유 불능 상황을 해결할 수 있는 급유 축진기구에 대해 제안하고 이에 대한 실험결과와 이론적인 해석을 다루고자 한다.

2. 급유 축진기구 구조

Fig. 2는 왕복동 압축기의 크랭크 축 하단에 설치된 급유 축진기구를 보여준다. Fig. 2(a)는 크랭

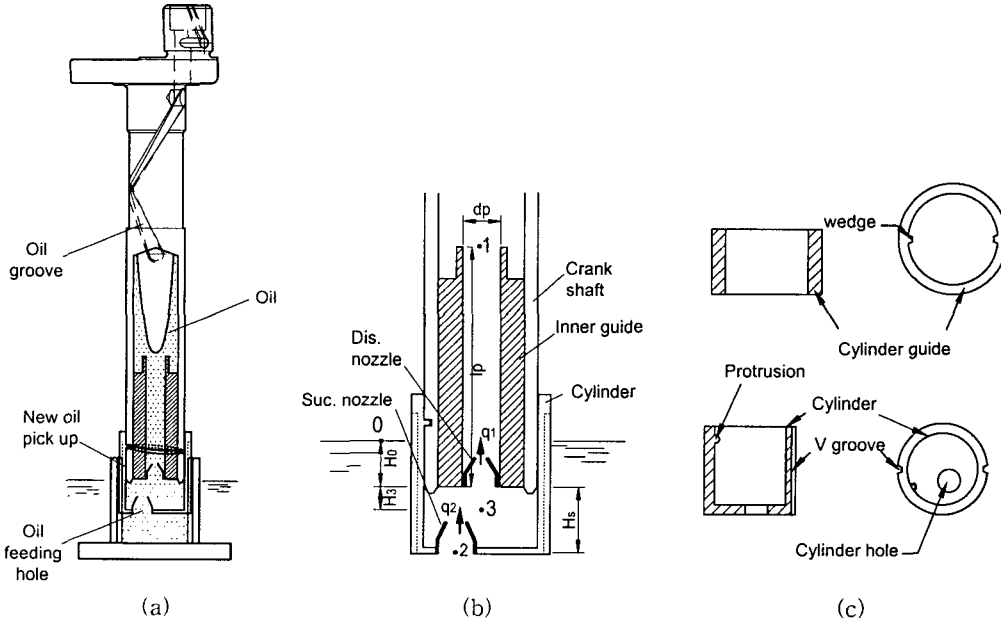


Fig. 2 Details of oil supply enhancement device.

크 축을 포함한 전반적인 급유 구조를 나타내고, Fig. 2(b)는 본 연구에서 고안한 급유 촉진기구부를 확대한 그림이며, Fig. 2(c)는 실린더와 실린더 가이드를 보여준다. 이 기구는 왕복 운동하는 실린더와 한 쌍의 노즐로 구성되어 있다. 크랭크 축 하단의 외면에 끼워지는 실린더를 설치하여 크랭크 축이 회전 운동할 때 실린더는 왕복 운동을 하도록 한다. 이러한 실린더의 상하 왕복 운동은 크랭크 축의 외면에 나선형 그루브를 파고 여기에 실린더 내면에 돌출한 반구형 돌기를 끼워서 조합하면 이루어질 수 있다. 이때 실린더가 크랭크 축을 따라 회전 운동하는 것을 방지하기 위하여 실린더 외경면에 한 쌍의 수직 핀을 설치하고 핀들이 실린더 가이드의 내경면에 수직으로

파인 그루브에 끼워져 상하 미끄럼 운동을 하도록 한다. 이러한 구조에서 크랭크 축의 하단면은 피스톤 역할을 한다. 즉 피스톤은 회전 운동을 하되 상하 방향으로의 운동은 하지 않고 정지해 있으며, 그 대신 실린더가 상하 왕복 운동을 하는 구조이다. Fig. 3은 실린더와 실린더 가이드에 대한 사진이다.

여기에서 실린더 하단 면에 흡입 노즐을 설치하고, 크랭크 축 입구에 송출 노즐을 설치하면 한 쌍의 유체 다이오드의 조합이 구성된다. 이러한 노즐을 유체 다이오드라 부르는 이유는 유체가 노즐을 통과할 때 유동의 방향성에 따라 유량계수가 달라지는 특성이 있어 왕복 운동을 하는 유체의 유로 상에 노즐을 설치하면 결과적으로 한쪽 방향

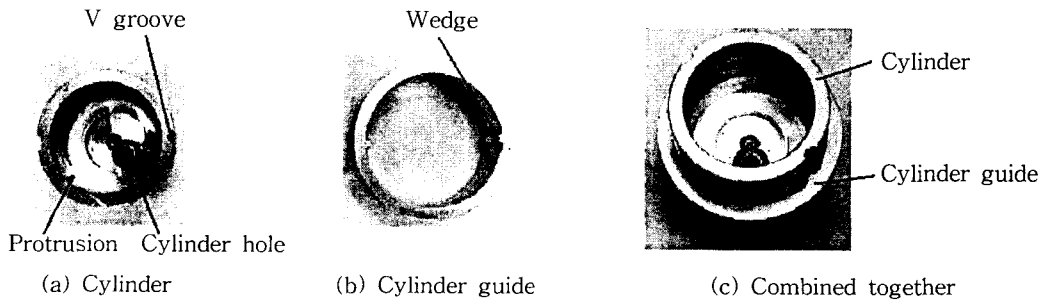


Fig. 3 Cylinder with cylinder guide.

으로의 유체 이송을 얻게 되기 때문이다. 이러한 유체 다이오드는 Takebayashi et al.⁽²⁾에 의해 횡형 압축기의 급유 시스템에 소개된 적이 있다.

실린더가 상향 운동을 하게 되면 실린더 내의 공간이 줄어들므로 실린더 내의 오일은 양쪽 노즐을 통해 실린더 밖으로 배출되고, 실린더가 하향 운동을 하게 되면 외부의 오일이 양쪽 노즐을 통해 실린더 내로 유입된다. 이러한 오일의 유출입 과정에서 유체 다이오드 특성상 오일 저장부에서 크랭크 축 내부로 일정량의 오일이 이송되는 결과를 얻게 된다. 이러한 급유 축진기구의 설치는 저속 운전시 크랭크 축 내의 원심력 부족에 따라 오일이 오일 급유공까지 상승되지 못하는 것을 해결해 주게 된다.

3. 급유 성능 이론 해석

Fig. 2(b)에서 오일 유동이 일어 나는 경로를 따라 다음과 같은 에너지방정식을 적용할 수 있다. 먼저 오일 저장부의 수면(0)에서 실린더 흡입 노즐 입구(2)까지를 보면,

$$P_0 + \frac{1}{2} \rho V_0^2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 - \rho g(H_0 + H_s) \quad (1)$$

흡입 노즐 입구(2)에서 실린더 내부(3)까지의 경로에서 유동 방향이 (2)→(3)인 경우에는,

$$P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 - \rho g(H_0 + H_s) = P_3 + \frac{1}{2} \rho V_3^2 - \rho g(H_0 + H_3) + \frac{1}{2} \xi_s^+ \rho V_s^2 \quad (2a)$$

유동 방향이 반대로 (3)→(2)인 경우에는,

$$P_3 + \frac{1}{2} \rho V_3^2 - \rho g(H_0 + H_3) = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 - \rho g(H_0 + H_s) + \frac{1}{2} \xi_s^- \rho V_s^2 \quad (2b)$$

실린더 내부에서 송출 노즐까지의 경로에서 흐름이 (3)→(1)이면,

$$P_3 + \frac{1}{2} \rho V_3^2 - \rho g(H_0 + H_3) = P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + \frac{1}{2} \xi_d^+ \rho V_d^2 + \rho g(l_p - H_0) + \dot{q}_1 \left(\frac{l_p}{A_p} \right) \rho + \Delta P_l \quad (3a)$$

흐름이 반대로 (1)→(3)이면

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + \rho g(l_p - H_0) = P_3 + \frac{1}{2} \rho V_3^2 + \frac{1}{2} \xi_d^- \rho V_d^2 - \rho g(H_0 + H_3) - \dot{q}_1 \left(\frac{l_p}{A_p} \right) \rho + \Delta P_l \quad (3b)$$

여기서 ΔP_l 은 송출 노즐 위에 있는 원통형 통로에서 일어나는 압력 손실로서 식(4)와 같이, 벽면 마찰 손실, 송출 노즐에서 나오는 제트류의 확산 손실, 그리고 크랭크 축 회전에 따른 유동 회전 손실의 3항으로 이루어진다.

$$\Delta P_l = C_f \cdot f \frac{l_p}{d_p} \frac{\rho}{2} V_b^2 + C_j \cdot \frac{4l_p}{d_p} \mu \frac{|V_b|}{h} + C_\omega \cdot \frac{\rho r_p^2 \omega^2}{2} \quad (4)$$

각 항의 계수 C_f , C_j , C_ω 에 대한 측정은 어려움이 있으므로 뒤에 자세하게 언급되는 급유량 실험과 해석치와의 비교를 통해 역으로 추산하였다. 본 급유 축진기구 형상에 대해 $C_f=1$, $C_j=1$, $C_\omega=25$ 의 값을 넣으면 해석 결과와 실험 결과가 가장 잘 일치하는 것으로 나타났다. 즉 오일 공급 통로 내에서 크랭크 축 회전에 따른 와류 현상이 압력 손실에서 가장 큰 요인으로 나타났다.

크랭크 축의 회전에 따른 실린더의 체적 변화는 각 노즐을 통과하는 유량과 식(5)와 같은 관계가 있다.

$$-\frac{dV}{dt} = q_3 = q_2 - q_1 \quad (5)$$

여기서 q_1 , q_2 는 정 방향일 때 +값을 갖는다. 식(2), 식(3), 그리고 식(5)에서 q_1 , q_2 , 그리고 q_3 를 계산할 수 있다.

4. 유체 다이오드 저항계수 측정

흡입 및 송출 유체 다이오드의 유체 저항계수를 측정하기 위해 Fig. 4와 같은 장치를 구성하였다. 수조의 중간에 격막을 설치하고 격막 중앙부에 유체 다이오드를 장착하였다. 수조 하단에

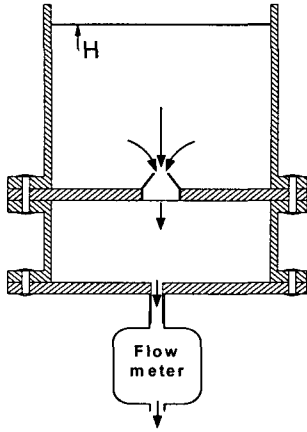


Fig. 4 Test rig for flow resistance measurement of fluid diodes.

는 연결관을 통해 유량계를 설치하였다. 수두 H 와 유량 q 와 유체 다이오드의 유체 저항계수 ξ 와는 식(6)과 같은 관계를 갖는다.

$$2gH = 0.5\left(\frac{q}{A_b}\right)^2 + (\xi + 1)\left(\frac{q}{A_n}\right)^2 + 0.5\left(\frac{q}{A_e}\right)^2 + \frac{2\Delta P}{\rho} \quad (6)$$

여기서 A_b , A_n 는 각각 유체 다이오드의 입구 및 출구 단면적을 나타내며, A_e 는 연결관 단면적을 나타낸다. ΔP 는 유량계 내부에서 일어나는 압력 손실이며 이는 유량계를 통과하는 유량에 따라 달라지는데 유량계 내부 압력 손실 차트에서 얻

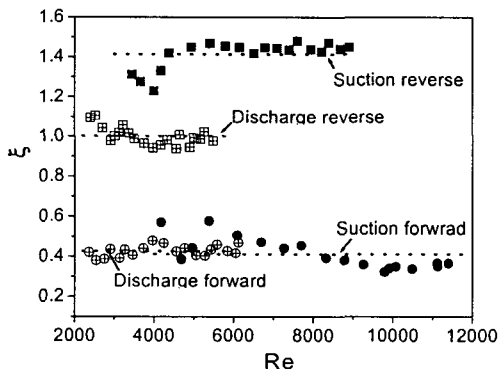


Fig. 5 Measurement of flow resistance of fluid diodes.

을 수 있다. 유량계 하류의 밸브를 열면 수조의 물이 유체 다이오드를 통과하여 흐르기 시작하는데, 이때 수두 H 와 유량 q 를 시간에 따라 기록하여 넓은 유량 범위에서 유체 저항계수를 측정할 수 있었다.

Fig. 5는 유체 다이오드의 출구 직경과 노즐에서 분출되는 유속을 기준한 레이놀즈수에 대해 유체 저항계수를 측정한 결과를 보여준다. 실험에 사용된 흡입 유체 다이오드의 입구 및 출구 직경은 각각 6 mm와 3.3 mm이고, 송출 유체 다이오드의 입구 및 출구 직경은 각각 5 mm와 1.58 mm이다. 역방향(reverse) 흐름시의 저항 측정은 수조 중간의 격막을 뒤집어서 수행하였다. 각 유체 저항계수들은 레이놀즈수에 거의 무관하게 일정한 값을 보인다. 각 노즐에서 흐름 방향이 정방향일 때보다 역방향일 때 저항계수가 현저하게 큰 것을 볼 수 있다. 이로부터 흡입 유체 다이오드의 유체 저항계수는 정방향과 역방향시 각각 $\xi_s^+ = 0.4$, $\xi_s^- = 1.4$ 이며, 송출 유체 다이오드의 경우는 각각 $\xi_d^+ = 0.4$, $\xi_d^- = 1.0$ 으로 간주하였다.

5. 급유 특성 실험과 해석 결과

Fig. 6은 급유 촉진기구의 오일 공급 특성을 측정하기 위한 실험장치이다. 모터는 마츠시타사가 제조한 SSC811EA를 사용하였으며 최대 16000

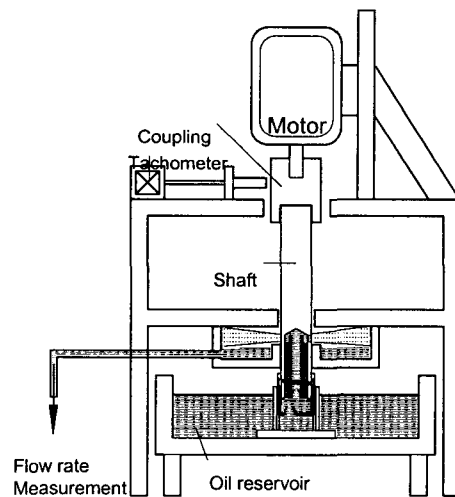


Fig. 6 Test bench for oil supply enhancement device.

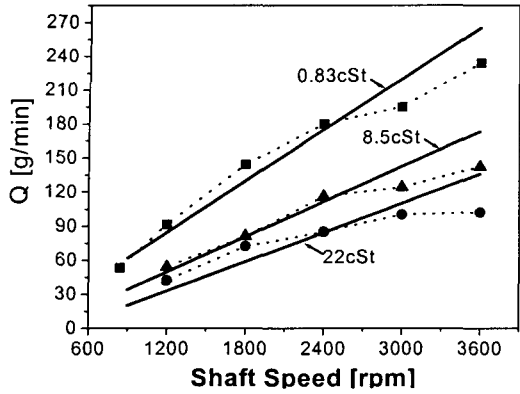


Fig. 7 Oil flow rates produced by oil supply enhancement device.

rpm을 얻을 수 있다. 축 외경은 22 mm이고 이에 끼워지는 실린더 내경은 22.5 mm이며 행정 거리는 1.5 mm이다. 축 내부에 삽입되는 내부 가이드의 내경 및 길이는 각각 6 mm, 및 38 mm이며, 하단의 오일 저장부로부터 축에 부착된 오일 축진기구를 통해 축 내부로 올라온 오일은 축 측면의 오일 공급공을 통해 밖의 오일 수집통으로 분출되고 이로부터 유량이 측정된다. 상단의 모터는 축을 회전시켜 주고, 타코 메터로 회전속도를 측정한다. 오일의 온도는 오일 저장부에 바닥에 설치된 열선으로 조절할 수 있다.

Fig. 7은 급유 축진기구의 오일 공급량에 대한 실험 결과를 이론 해석 결과와 함께 보여준다. 그림에서 ■으로 표시된 실험 데이터는 오일의 점도가 $\nu=0.83\text{cSt}$ 인 경우를, ●는 $\nu=8.5\text{cSt}$, 그리고 ▲는 $\nu=22\text{cSt}$ 인 경우를 나타낸다. 전반적으로 오일 공급량은 축 회전 속도와 유체의 점도에

큰 영향을 받는다. 오일의 점도가 클수록 유량이 현격히 줄어들고, 축 회전 속도가 작을수록 유량이 감소한다. 하지만 1200 rpm 부근에서도 급유가 이루어지는 것을 확인할 수 있다.

주어진 오일의 점도에서는 축 회전 속도가 증가함에 따라 해석치는 거의 선형적인 급유량 증가를 보이지만 실제 실험에서는 급유량이 이러한 선형적인 증가율에 미치지 못함을 알 수 있다. 이는 축 회전 속도가 클수록 이에 따른 압력 손실이 급격히 커지기 때문으로 여겨진다.

Fig. 8은 축 회전 속도 3600 rpm 및 $\nu=8.5\text{cSt}$ 에서 흡입 유체 다이오드 유량(q_2) 및 송출 유체 다이오드 유량(q_1), 그리고 실린더를 통과하는 오일의 유량(q_3) 변화에 대한 해석 결과를 크랭크 각도에 따라 나타낸 그림이다. 크랭크 각 $\theta=90^\circ$ 에서 실린더 내부 체적이 가장 작고, $\theta=270^\circ$ 에서 가장 크다. 즉 $90^\circ \leq \theta \leq 270^\circ$ 의 행정에서는 실린더 내부 공간이 증가하고 있으므로 외부에서 오일이 유입되는 과정으로 흡입 유체 다이오드에서는 거의 정방향 흐름($q_2 > 0$)이, 송출 다이오드에서는 역방향 흐름($q_1 < 0$)이 존재한다. 실린더 체적이 줄어드는 나머지 크랭크 각 영역에서는 반대의 현상이 일어난다. 그런데 한 사이클 전체를 보면 흡입 유체 다이오드 유량의 경우 정방향 유동량은 0.138 cc, 역방향 유동량은 0.088 cc로 결국 정방향으로 0.05 cc가 흐르는 것으로 나타났다. 이러한 유동의 방향성은 유체 다이오드에서 흐름의 방향에 따라 달라지는 유체 저항 계수값에 기인한다.

Fig. 9는 축 회전 속도 3600 rpm 및 $\nu=8.5\text{cSt}$

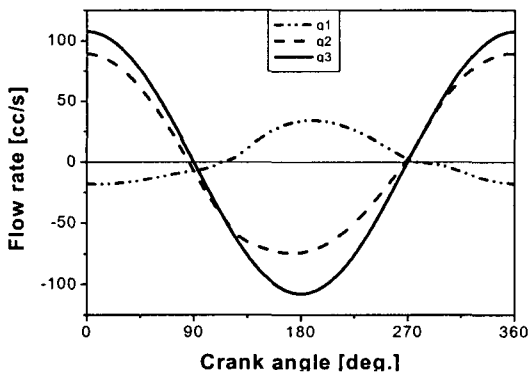


Fig. 8 Time traces of oil flows at fluid diodes.

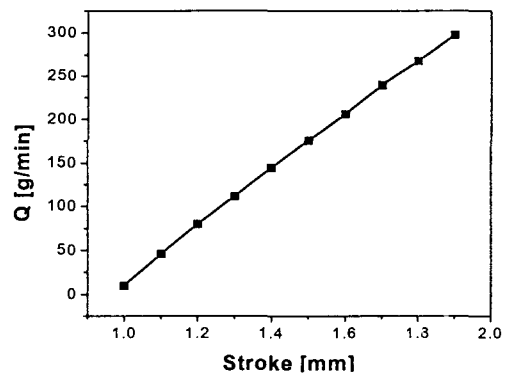


Fig. 9 Effects of stroke on oil supply rate.

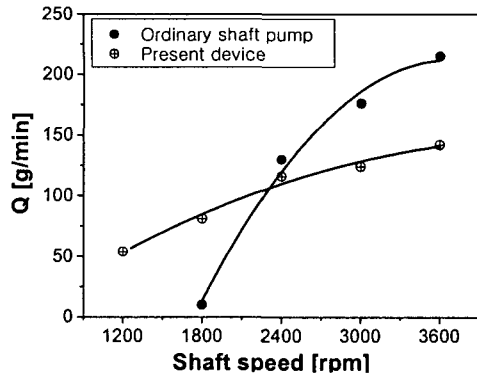


Fig. 10 Comparison of oil supply performance between present oil enhancement device and ordinary shaft pump.

에서, 행정 거리의 증가에 따른 급유량 변화에 대해 해석한 결과를 나타낸다. 행정 거리 1~1.9 mm의 범위에서는 행정 거리의 증가에 따른 급유량 증가가 거의 선형적으로 나타났다.

Fig. 10은 본 논문의 급유 촉진기구와 일반적인 크랭크 축 회전을 이용한 원심 펌프의 오일 공급 특성에 대한 실측 비교를 보여준다. 실험에 사용된 크랭크 축은 약 500리터급 가정용 냉장고에 사용되는 압축기의 크랭크 축이다. 종래의 원심 펌프는 1800 rpm 이하에서는 급유가 이루어지지 않고, 운전 속도 변화에 대해 급격한 유량 변화를 보이는 반면, 유체 다이오드를 이용한 급유 촉진기구에서는 1200 rpm에서도 여전히 급유가 가능하고 운전 속도 변화에 대한 급유량 변화도 완만해진다. 고속 영역에서 본 급유 촉진기구의 급유량이 종래의 방식에 비해 감소하는 것은 본 기구에서는 회전수 증가에 따른 압력 손실이 급증하기 때문으로 여겨진다. 이같이 운전 속도 변화에 따라 급유량의 변화율이 적은 것은 가변속 운전에 적합한 급유 특성으로 간주된다.

이러한 유체 다이오드를 이용한 급유 촉진기구

는 왕복동 압축기뿐만 아니라, 크랭크 축이 수직으로 되어 있는 로타리 압축기나 스크롤 압축기에서도 가변속 운전시 원활한 급유를 이루어 줄 수 있다.

6. 결 론

가변속 왕복동 압축기의 급유 촉진기구 설계에 관한 연구에서,

(1) 저속에서의 급유 특성을 개선하기 위한 한 쌍의 유체 다이오드를 사용하는 급유 촉진기구를 고안하였다.

(2) 500리터급 가정용 냉장고에 사용되는 압축기에서 크랭크 축 회전을 이용한 원심 펌프로는 1800 rpm 이하의 운전속도에서는 급유가 불가하였으나, 본 기구 적용시 1200 rpm에서도 약 55 g/min의 급유량을 얻을 수 있었다.

(3) 본 기구의 급유량은 실린더 행정 거리에 비례하므로 필요로 하는 급유량을 제공하는 급유 촉진기구의 설계가 아주 용이하다.

(4) 이러한 기구는 크랭크 축이 수직으로 되어 있는 로타리 압축기나 스크롤 압축기 등에도 적용될 수 있다.

참고문헌

1. Itoh, T., Kobayashi, H., Fujitani, M. and Murata, N., 1992, Study on the oil supply system for rotary compressor, Proc. of Intern. Comp. Eng. Conf. at Purdue, pp.505-514.
2. Takebayashi, M., Iwata, H., Sakazum, A. and Hata, H., 1988, Discharge characteristics of an oil feeder pump using nozzle type fluidic diodes for a horizontal compressor depend on the driving speed, Proc. of Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue, pp.19-26.