

운전조건 및 노즐위치에 따른 이젝터 성능특성에 관한 실험적 연구

Experimental Analysis on the Performance Characteristics of an Ejector according to Inlet Pressure and Nozzle Position

이재준(Jae Jun Lee), 전용석(Yongseok Jeon), 김선재(Sun Jae Kim)¹, 김용찬(Yongchan Kim)^{2*}

¹고려대학교 기계공학부 대학원, ²고려대학교 기계공학부

¹Graduate School of Mechanical Engineering Korea University, Seoul, 136-713, Korea

²Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul, 136-713, Korea

(Received October 21, 2014; revision received February 12, 2015; Accepted: March 16, 2015)

Abstract In this study, the performance of an ejector in the refrigeration cycle was experimentally studied using R600a. The performance of the ejector is analyzed according to the inlet pressure and nozzle position. The increase in the primary nozzle pressure decreased the pressure difference across the ejector. In the low entrainment region, the increased suction flow pressure led to an increase in the pressure difference. In the high entrainment region, the pressure difference was inversely proportional to the suction pressure. The effects of nozzle position (L_n) were also analyzed and for $L_n < 0$, the decreased suction chamber volume led to a large pressure drop with the small increase in the suction mass flow rate. For $L_n > 0$, the increased L_n disturbed the primary nozzle flow and thus an increase in the primary nozzle flow increased the pressure lifting effect. In contrast, the increased suction mass flow rate decreased the pressure difference. When the nozzle outlet was located at the mixing part entrance ($L_n = 0$), the ejector showed the highest pressure lifting effect.

Key words Ejector(이젝터), Entrainment ratio(유입비), Nozzle(노즐), Suction chamber(흡입 챔버), Pressure lifting ratio(승압비)

* Corresponding author, E-mail: yongckim@korea.ac.kr

기호설명

ER	: 유입비(Entrainment ratio) [\dot{m}_s/\dot{m}_p]
L_n	: 노즐 출구와 혼합부 입구사이 거리 [mm]
\dot{m}_p	: 메인노즐측 유량 [kg/h]
\dot{m}_s	: 흡입측 유량 [kg/h]
\dot{m}_t	: 이젝터 전체유량 [kg/h]
P_d	: 디퓨저 출구 압력 [kPa]
P_{diff}	: 승압량 [kPa]
P_p	: 노즐 입구 압력 [kPa]
P_s	: 흡입부 압력 [kPa]
PLR	: 승압비 [$P_{diff}/P_s \times 100$]

1. 서 론

최근 여름철 냉방을 위한 전력사용량이 크게 급증함

에 따라 실내냉방 적정온도를 규정하고, 학교나 관공서 등 공공시설에서도 냉방전력 사용량을 감축시키기 위해 노력하고 있다. 이에 따라 냉동사이클의 성능을 높여 소비전력을 감소시키기 위한 연구가 많이 진행되고 있다. 일반적인 증기 압축식 냉동사이클은 크게 압축기, 증발기, 응축기 그리고 팽창장치로 구성되어 있다. 증기 압축식 냉동사이클에 사용되는 팽창장치는 크게 일정면적 팽창장치와 가변면적 팽창장치로 나뉜다. 이론적으로 이러한 팽창장치를 통해 일어나는 팽창과정은 교축과정으로서 등엔트로피 팽창과정이다. 이 과정에서 유체의 마찰과 와류로 인한 압력손실이 발생한다. 이러한 팽창손실을 줄이기 위한 방법으로 이젝터가 제안되었다.

Fig. 1은 이젝터의 개략도를 나타낸다. 이젝터는 메인노즐, 흡입챔버, 혼합부, 디퓨저로 구성되어있다. 응축기에서 나온 고압의 유체가 메인노즐을 통과하며 팽창을 하게 된다. 이때 이상적인 노즐에서의 팽창과정은 등

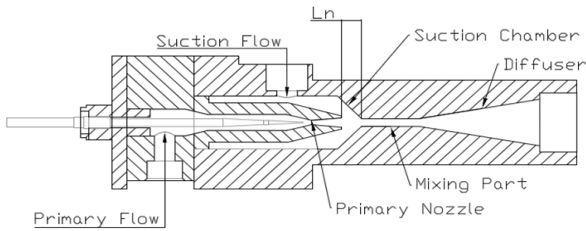


Fig. 1 2-D diagram of the ejector component.

엔트로피 팽창으로서 팽창손실을 줄여주는 역할을 한다. 또한 노즐을 통하여 팽창한 고속의 유체는 흡입 챔버를 통한 냉매의 유입을 가능하게 한다. 노즐을 통해 팽창된 저온 저압의 유체와 유입된 유체는 혼합부에서 섞이게 된다. 혼합된 유체는 디퓨저를 통과하여 압력을 회복하게 된다.

이젝터는 크게 이젝터 내의 유체상태에 따라 단상(single-phase) 이젝터와 이상(two-phase) 이젝터로 나뉜다.⁽¹⁾ Sumeru et al.⁽²⁾은 냉동 사이클에서의 이상 이젝터의 다양한 적용사례들을 설명하였다. Ersoy and Sag⁽³⁾은 R134a를 이용한 냉동사이클에서 팽창장치로서의 이상 이젝터 적용가능성을 실험적으로 연구하였으며, 기존 냉동 시스템 대비 6.2~14.5% 정도의 COP 향상을 확인하였다. Chaiwongsa and Wongwiset⁽⁴⁾는 R134a를 냉매로 사용하여 노즐 출구 직경을 2.0~3.0 mm로 변화시키면서 이젝터의 팽창장치로서의 성능특성을 실험적으로 확인하였으며, 노즐출구직경의 변화가 이젝터 출구조건 변화에 큰 영향을 미치지 못함을 확인하였다. Bilir and Ersoy⁽⁵⁾은 일정면적을 가진 이상 이젝터 사이클의 성능을 해석적 방법을 통해 분석하였다. 그 결과 R134a를 이용한 냉동사이클에서 기존 시스템 대비 10.1~22.34% 정도의 COP 향상을 나타내는 것으로 보고하였다. Sarker⁽⁶⁾는 열역학적 분석을 통해 자연냉매를 이용한 이젝터 팽창 냉동사이클의 COP 향상에 대한 연구를 진행하였고, 그 결과 이소부탄(R600a)를 이용할 때 21.6%로 가장 높은 COP 향상을 보이고 그 이외에도 프로판(R290)과 암모니아(R717)를 사용할 때 각각 17.9%, 11.9%의 성능향상을 나타냈다. Nehdi et al.⁽⁷⁾은 질량, 모멘트, 에너지 보존을 기초로 한 일차원 해석 모델을 사용하여 이젝터 사이클을 분석하였다. Varga et al.⁽⁸⁾은 CFD를 이용하여 노즐위치에 따른 이젝터의 성능을 확인하였다. 또한, Lucas et al.⁽⁹⁾은 CFD를 이용하여 CO₂ 사이클에서의 이상 이젝터의 최적 설계 디자인을 고찰하였다. Li and Groll⁽¹⁰⁾은 유입비와 압력강하와의 관계를 이론적 모델을 이용하여 해석하였고, 일반적인 공조시스템과 비교하여 16% 이상의 COP 향상 가능성을 확인하였다.

현재까지의 연구들을 살펴보면 냉동사이클에서 팽창장치로서의 이젝터 활용에 관한 연구가 많이 수행되었

다는 것을 알 수 있다. 또한 이젝터 사이클의 실험적 연구보다는 해석적 연구가 많이 진행되었으며, 이젝터 사이클의 특성에 관련된 연구가 주를 이룬다. 이와 같이 이젝터 단품의 형상변화에 따른 성능특성에 관한 연구는 부족한 실정이다. 또한 최근 소형 냉동기가 많이 개발되고 보급됨에 따라 저압냉매 및 저유량 냉동 사이클에 관한 연구가 요구되고 있다. 따라서 본 연구에서는 저압냉매를 이용한 이젝터 사이클의 운전조건에 따른 성능특성을 고찰하고, 추가적으로 메인노즐 위치에 따른 사이클 성능을 고찰하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에서는 이젝터 단품성능 특성을 측정하기 위해 실험장치를 제작하였다. Fig. 2는 실험장치 개략도를 나타낸다. 저압 냉매를 사용하였을 때의 이젝터 단품 성능특성을 고찰하기 위해 냉매는 R600a를 사용하였다. 압축기의 용량은 15 cc이고 왕복동식 압축기를 사용하였으며, 1650 rpm으로 고정운전 하였다. 응축기는 이중관식 열교환기를 이용하여 물과 냉매가 열교환하는 방식을 사용하였으며, 칠러를 이용해 열교환량하는 온도를 제어하여 메인유동의 압력과 열교환량을 제어하였다. 메인유동 압력은 응축기에서 열교환하는 온도 조건을 변화시키면서 조절하였다. 흡입유동은 미터링 밸브를 이용하여 냉매를 팽창시키고 유량을 조절하였다. 마지막으로 카트리지 히터를 관에 삽입하여 증발기 역할을 하였으며, 이를 이용하여 이젝터와 압축기 흡입부 유체의 온도조건을 조절하였다. 각각의 온도센서와 압력센서의 위치는 Fig. 2에 표시하였으며 이를 이용

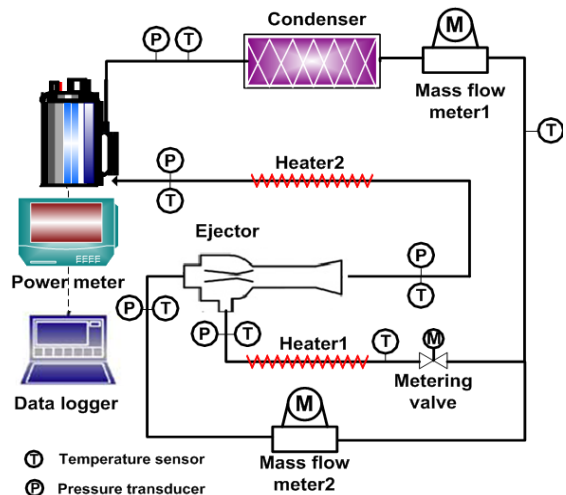


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental setup.

Table 1 Test conditions

Variables		Intervals	
Pressure	P_d (kPa)	450~650	100
	P_s (kPa)	70~110	20
Nozzle position	L_n (mm)	-3~3	3
Entrainment ratio	ER	0.25~0.75	0.25

하여 온도와 절대압력을 측정하였다.

2.2 실험 방법

이젝터의 단품성능을 고찰하기 위해 승압량, 승압비, 유입비를 아래와 같이 각각 정의하였다.

$$\text{Pressure difference (kPa)} = P_d - P_s \quad (1)$$

$$\text{Pressure lifting ratio (\%)} = \frac{(P_d - P_s)}{P_s} \times 100 \quad (2)$$

$$\text{Entrainment ratio} = \dot{m}_s / \dot{m}_p \quad (3)$$

승압량(Pressure difference, P_{diff})은 이젝터 출구 압력과 흡입유동 압력과의 차이를 의미하며 식(1)과 같이 나타낸다. 승압비(Pressure lifting ratio, PLR)는 흡입유동 압력대비 승압량의 비를 의미하며 식(2)와 같다. 승압비가 높을수록 압축기에서 요구되는 압축비가 줄어들어 소비전력을 감소시킬 수 있다. 유입비(Entrainment ratio, ER)는 메인노즐을 통과하는 유량과 유입되는 유량과의 비를 의미하며 식(3)와 같다.

실험조건은 크게 압력조건, 노즐위치조건, 유입비조건으로 나뉘며 그 값은 Table 1에 나타내었다. 메인유동의 압력은 450 kPa에서 650 kPa까지 100 kPa 간격으로 조절하였으며, 흡입유동의 압력은 70 kPa에서 110 kPa까지 20 kPa 간격으로 조절하였다. 압축기 토출유량이 메인유량과 유입유량으로 나뉘며 이들의 흐름량을 조절하여 유입비값을 나뉘며 이들의 유량을 조절하여 유입비값을 0.25에서 0.75까지 0.25 간격으로 조절하였다. 압력조건과 유입비 값은 노즐목의 개도를 조절하기 위해 설치한 니들과 미터링 밸브를 이용하여 조절하였다. 노즐위치 L_n 은 메인노즐 출구와 혼합부 도입부 사이의 거리를 뜻하며, -3 mm에서 +3 mm까지 3 mm 간격으로 세 가지 케이스의 실험을 수행하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 메인유동에 따른 변화

Fig. 3는 메인유동의 압력변화에 따른 승압량과 냉매

유량을 나타낸다. 메인유동과 흡입유동의 압력이 고정되어 있는 상태에서 유입비가 증가함에 따라 승압량은 감소하는 경향을 보인다. 그 이유는 유입비가 증가할수록 메인유동의 영향이 감소하기 때문이다. 고속의 메인유동이 가지는 운동 에너지가 감소하기 때문에 이젝터 출구에서의 압력회복량이 적어지고 결과적으로 승압량은 감소하게 된다. Fig. 3(a)는 흡입유동의 압력이 70 kPa으로 고정되어있는 상태에서 메인유동의 압력에 따른 승압량의 변화를 나타낸다. 메인유동의 압력이 증가함에 따라 승압량은 감소하는 경향을 보인다. 흡입유동의 압력이 고정된 상태에서 메인유동의 압력이 증가하게 되면 압축기 출구 압력조건이 높아지기 때문에 전체유량은 감소하게 된다. 이에 따라 같은 유입비에서 메인노즐측 유량이 감소하게 되어 승압량은 감소하게 된다. Fig. 3(b)와 Fig. 3(c)는 흡입유동의 압력이 90 kPa일 때와 110 kPa일 때 메인유동 압력에 따른 승압량을 나타낸다. 흡입유동의 압력이 70 kPa일 때와는 달리 상대적으로 높아진 흡입유동 압력조건에서는 메인유동의 압력이 올라갈수록 승압효과는 좋아지는 경향을 보인다. Fig. 3(d)에 나타난 바와 같이, 압축기 입·출구는 압력조건의 측면에서 흡입유동 압력 상승에 따른 전체 유량의 증가 영향이 메인유동 압력 상승에 따른 전체 유량의 감소 영향보다 크다. 결과적으로 흡입유동의 압력 증가에 따라 전체 유량이 크게 상승하게 되고 같은 유입비 조건에서 흡입챔버로 유입되는 유량 또한 큰 폭으로 상승하게 된다. 이러한 흡입유동 유량의 증가는 일정한 흡입챔버 체적조건에서 압력강하를 발생시켜 승압효과를 감소시키게 된다. 따라서 메인유동의 압력이 높아져 전체 유량이 감소할수록 승압량이 높아지게 된다.

결과적으로 메인유동에 따른 이젝터 승압효과를 살펴보면 메인노즐로 흐르는 유량이 증가할수록 더 큰 승압효과를 가진다는 것을 알 수 있다. 이는 압축기에서 소비되는 소비전력의 감소로 이어지고 사이클에 흐르는 유량 또한 증가하게 되어 전체적인 이젝터 사이클의 COP가 상승하게 된다.

3.2 흡입유동에 따른 변화

Fig. 4(a)는 $L_n = 0$ mm일 때 흡입유동 압력의 변화에 따른 승압량의 변화를 나타낸다. 낮은 유입비 구간(ER = 0.25)에서는 흡입유동 압력이 증가할수록 승압량이 증가하는 것을 확인할 수 있다. 그 이유는 흡입유동의 압력이 증가함에 따라 전체 사이클 유량이 증가하는데, 낮은 유입비 구간에서는 전체 유량 증가에 따른 메인유동의 유량증가가 흡입유동의 유량 증가보다 더 크다. 따라서 흡입유동의 압력이 증가할수록 메인노즐로 흐르는 유량의 영향이 커져 승압효과가 점점

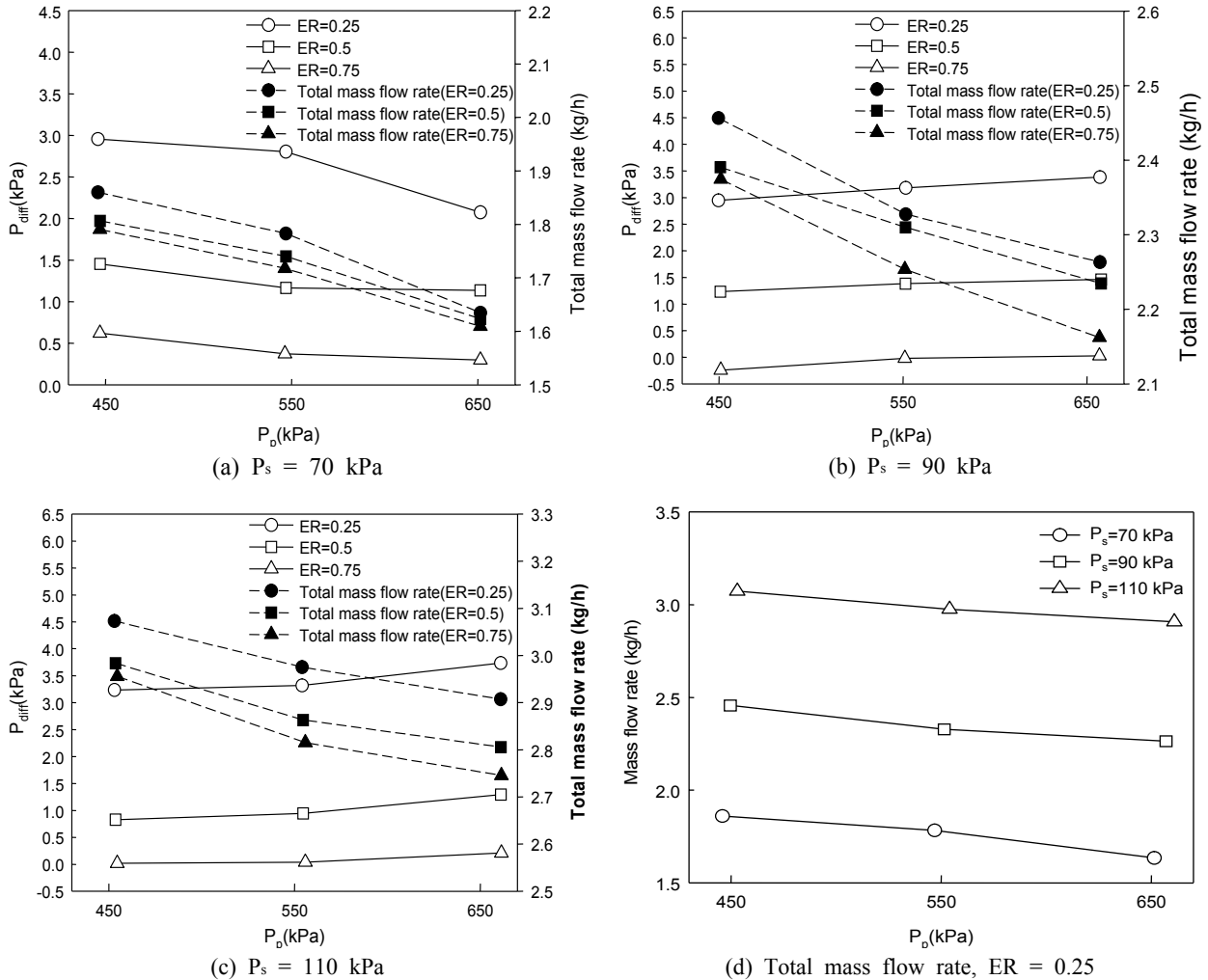


Fig. 3 The relationship between the pressure difference and mass flow rate with the primary nozzle pressure.

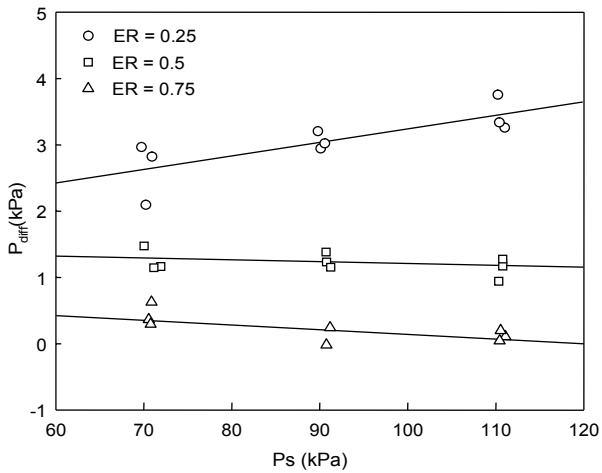
커지게 되고 사이클 전체유량 또한 증가하게 된다. 하지만 유입비가 0.5인 구간에서는 흡입유동의 압력이 증가함에 따라 승압량이 비교적 일정하게 유지되는 경향을 보였으며, 유입비가 0.75인 구간에서는 오히려 흡입유동의 압력이 증가함에 따라 승압량이 감소하게 되는 경향을 보인다. 그 이유는 유입비가 증가함에 따라 일정한 전체 유량에서 가지는 흡입유량의 영향이 커져 상대적으로 메인유동의 영향이 줄어들어 승압효과가 감소하게 된다.

결과적으로 흡입유량에 따른 이젝터 승압효과를 살펴보면 흡입유량이 증가할수록 흡입챔버에서 발생하는 압력강하가 커지고, 이를 줄이기 위해선 더 큰 흡입챔버의 체적이 요구된다는 것을 알 수 있다. 또한 흡입유량의 영향이 커질수록 메인유동과 혼합된 유체가 가지는 운동에너지가 감소하기 때문에 승압효과는

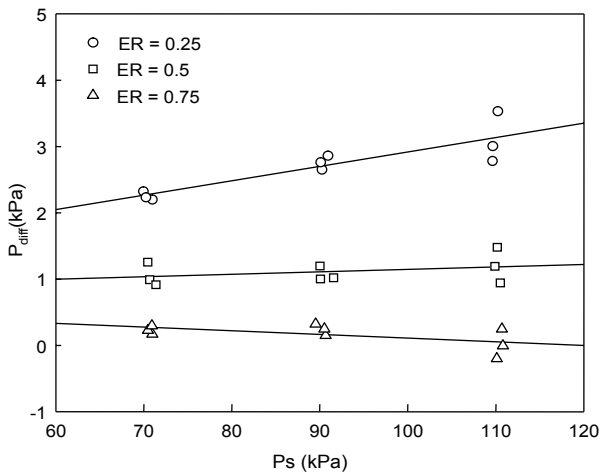
더욱더 감소하게 된다. 본 연구에서 구성한 이젝터 사이클에서는 흡입부 전단과 이젝터 출구에 증발기가 위치한다. 그렇기 때문에 이젝터로 흡입되는 유량을 증가시킬수록 이젝터의 승압효과를 감소하여 압축기 흡입압력이 감소하게 된다. 이는 냉매유량의 감소로 이어져 냉방용량을 감소시키게 된다.

3.3 노즐위치(L_n)에 따른 변화

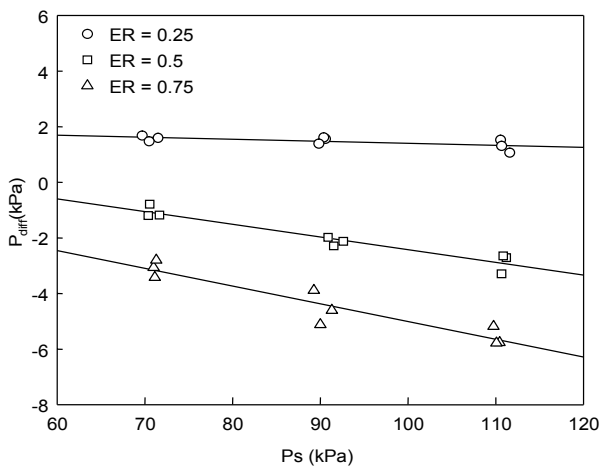
Fig. 4(b)와 Fig. 4(c)는 L_n 의 값이 3 mm, -3 mm일 때 흡입유동 압력의 변화에 따른 승압량의 변화를 나타낸다. Fig. 4(b)에서 확인할 수 있듯이, $L_n = 3$ mm일 때에는 낮은 유입비 조건에서 흡입유동 압력이 증가함에 따라 승압량이 증가하고 유입비가 높은 구간에서는 흡입유동 압력과 승압량은 서로 반비례 관계를 가져 L_n



(a) $L_n = 0.0$ mm



(b) $L_n = 3.0$ mm



(c) $L_n = -3.0$ mm

Fig. 4 The relationship between the pressure difference and suction pressure according to the entrainment ratio.

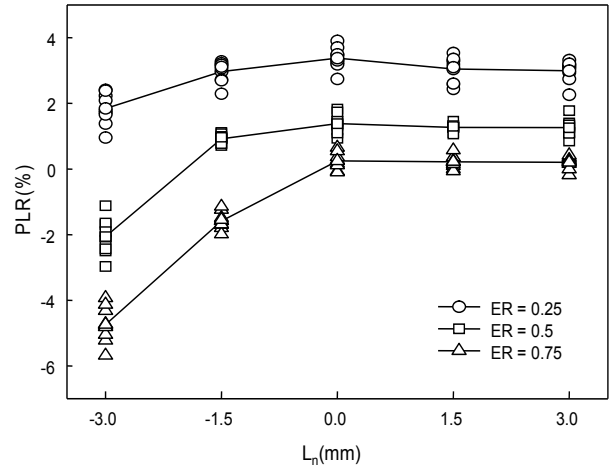


Fig. 5 The relationship between the pressure lifting ratio and nozzle position(L_n).

= 0 mm일 때와 비슷한 경향을 갖는다. 하지만 $L_n = 3$ mm일 때 승압량의 절대값은 $L_n = 0$ mm일 때 보다 감소하는 것을 확인할 수 있다. $L_n = -3$ mm일 때에는 흡입유동 압력이 증가함에 따라 모든 유입비 구간에서 승압량이 감소하는 반비례 관계를 갖는 것을 확인할 수 있다. 그 이유는 L_n 이 감소함에 따라 흡입챔버 내의 체적이 감소하기 때문에 적은 양의 흡입유동의 유입에도 흡입챔버에서 높은 압력강하가 발생하게 되어 이젝터 출구압력이 낮아지기 때문이다.

Fig. 5는 전체 실험조건에서의 L_n 의 값에 따른 승압비를 나타낸다. L_n 의 값이 -3 mm에서 0 mm로 증가할 때 승압비는 크게 증가하고, 0 mm에서 3 mm로 L_n 의 값이 증가하였을 때에는 승압비가 오히려 감소하는 경향을 보인다. 그 이유는 L_n 의 값이 -3 mm일 때 흡입챔버의 체적의 감소로 인한 흡입유동의 압력강하가 커지기 때문이다. 또한 메인노즐 출구의 위치가 점점 혼합부의 입구와 멀어질수록 승압효과는 감소하는 이유는 메인노즐 출구의 위치가 멀어질수록 메인노즐을 통해 나오는 고속의 유체가 혼합부로 들어가는 과정에서 유동이 방해되어 압력손실이 발생하기 때문이다.

유입비에 따른 메인 노즐의 위치와 승압비의 관계를 살펴보면, L_n 이 0 mm에서 -3 mm로 감소할 경우 유입비가 낮을 때 보다 유입비가 높을 때 승압비의 감소가 더 크게 나타는 것을 알 수 있다. 이는 흡입챔버 내 체적의 감소와 흡입유동의 유량 증가가 동시에 일어나기 때문이다. 결과적으로 메인노즐의 위치는 노즐출구의 위치와 혼합부 입구의 위치가 일치할 때 최대 승압효과를 나타낸다. 즉 흡입챔버의 체적을 최대한 키워 흡입유량으로 인한 압력강하의 영향을 줄이고 노즐출구로부터 팽창되어 나오는 고속의 유체의 유동을 방해하지 않게 메인노즐의 위치를 설계해야 함을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 R600a를 이용한 이젝터 운전조건과 노즐의 위치에 따른 단품성능 특성에 관한 연구를 실험적으로 진행하였다. 이에 따른 단품성능 특성은 다음과 같다.

- (1) 전체 유량이 일정한 조건에서 이젝터로 유입되는 냉매의 유량이 증가할수록 고속의 메인유동이 가지는 운동에너지의 영향이 감소하여 승압효과가 감소하게 된다. 결과적으로 유입비와 승압량과의 관계는 반비례관계를 갖게 된다.
- (2) 동일 유입비 조건에서 메인유량에 따른 이젝터의 승압효과는 메인노즐로 흐르는 유량이 증가할수록 더 큰 승압효과를 가진다. 승압효과가 커질수록 압축기에서 필요한 압축비가 감소하여 소비전력이 감소하게 된다. 또한 사이클에 흐르는 전체 유량이 증가하게 되어 이젝터 사이클의 COP를 상승시키는 효과를 얻는다.
- (3) 흡입유량이 많아질수록 흡입챔버 내에서 압력강하가 발생하게 된다. 따라서 이젝터로 흡입되는 유량을 증가시킬수록 이젝터의 승압효과가 감소하여 압축기 흡입압력이 낮아진다. 이는 냉매유량의 감소에 따른 전체 냉방용량의 감소를 의미한다.
- (4) 최적 노즐위치(L_n)는 본 연구에 사용된 이젝터에서는 0 mm일 때 이젝터가 최대 승압효과를 보이며, 이는 노즐을 통해 나오는 유체의 유로를 방해하지 않으며 최대의 흡입챔버체적 값을 가질 수 있는 조건임을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 2012년도 산업통상자원부의 재원으로 한국 에너지기술평가원(KETEP)의 지원(No. 20124010203250)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.

References

1. Naduvath, M. N. V., 1999, Investigation of single and

two-phase flow ejectors, Ph.D. Thesis, University of Maryland, East Adelphi, MD, U.S.A.

2. Sumeru, K., Nasution, H., and Ani, F. N., 2012, A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, pp. 4927-4937.

3. Ersoy, H. K. and Sag, N. B., 2014, Preliminary experimental results on the R134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expander, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 43, pp. 97-110.

4. Chaiwongsa, P. and Wongsies, S., 2008, Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion device, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, pp. 467-477.

5. Bilir, N. and Ersoy, H. K., 2009, Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector, *International Journal of Energy Research*, Vol. 33, pp. 469-480.

6. Sarkar, J., 2010, Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants, *International Journal of Energy Research*, Vol. 34, pp. 84-94.

7. Nehdi, E., Kairouani, L., and Bouzaina, M., 2007, Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander, *International Journal of Energy Research*, Vol. 31, pp. 364-375.

8. Varga, S., Lebre, P. M. S., and Oliveira, A. C., 2013, CFD study of a variable area ratio ejector using R600a and R152a refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 36, pp. 157-165.

9. Lucas, C., Rusche, H., Schroeder, A., and Koehler, J., 2014, Numerical investigation of a two-phase CO2 ejector, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 43, pp. 154-166.

10. Li, D. and Groll, A., 2005, Transcritical CO2 refrigeration cycle with ejector-expansion device, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 766-773.