



가정용 공조기의 고효율기술 동향과 전망

황운제

LG전자, 디지털 어플라이언스 연구소 (address: hjy@lge.com)

가정용 공조기에 대하여 에너지소비효율(COP; coefficient of performance)을 향상시켜 전기소모량을 줄일 수 있는 고효율제품의 개발요구가 증가하고 있으므로, 과연 도달 가능한 한계 COP가 어디까지이며 이를 달성하기 위하여 어떤 기술이 필요한지에 대한 명확한 개념의 이해가 필요한 시점이다. 따라서 고효율과 관련된 최신기술을 소개함으로써 향후 사업과 기술의 중장기적 목표와 방향을 설정하는데 도움이 되고자 한다.

기술동향

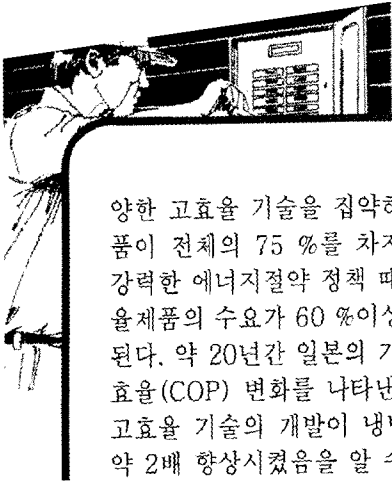
창문형이나 벽걸이형 위주의 5.0kW 이하 소형 에어컨은 보다 수익성이 뛰어난 고효율 및 시스템적 개념으로 옮겨가고 있으며 전 세계적으로 연평균 성장률 4% 정도의 지속적인 성장이 계속되어 2003년에 3300만대 180억불 수준에 이를 것으로 전망하고 있다. 2001년 3000만대로 추측되는 전 세계 소형에어컨 시장에서 북미와 유럽지역의 23% 수요와 더불어 아시아 지역이 60% 이상을 차지해 이 두 지역이 전체의 85%를 점유하고 있다. 아시아 시장은 중국이 가파른 상승과 한국의 지속적인 성장으로부터 비중이 크게 증가할 것으로 예상되며, 일본 역시 5.0kW 이하 소형 히트펌프를 주축으로 700만대 정도를 계속 유지할 것으로 전망하고 있다. 표 1에 나타난 에어컨 산업분야에 대한 통계로부터 소규모 점포나 소형주택을 전체적으로 냉, 난방할 수 있는 개념의 덕트를 사용하거나 하지 않는 분리형 패키지 에어컨(Ducted or Ductless Packaged Split Aircon)까지 포함한다면 시장수요는 이미 4,000만대 규모에 근

접했다고 할 수 있다. 이러한 가정용 공조기에 있어서 에너지 소비를 줄이기 위한 현재까지의 기술을 소개하고 향후 극복해야 할 과제를 제시함으로써 향후의 기술을 예측하여 중장기적 방향을 설정하는데 도움이 되고, 특히 관련특허를 조기에 확보하거나 회피할 수 있는 효과가 기대되기 때문에 본지를 통하여 소개하고자 한다.

국내의 가정용 공조기 시장은 일정용량 냉방전용기가 대부분을 차지하고 있고 시장 판매 가격과 제품의 디자인, 1등급 고효율등이 주된 구매요인이기 때문에 적용할 수 있는 고효율 기술이 제한되어 있다. 즉 재료비와 고효율의 두 가지 측면을 동시에 고려하여 제품을 설계해야 하는 제약이 따른다. 반면 일본의 가정용 공조기 시장은 용량가변형(인버터) 히트펌프가 90% 이상을 차지하고 있으며 고가부터 저가까지 제품의 라인 업에 따라 기능과 시장 공격 목표를 명확히 갖고 있다. 예를 들어 전체 판매의 40% 정도가 저가 제품인 반면 고가 제품이 차지하는 비중은 약 25% 정도이다. 그러나, 고가 제품은 환경을 고려한 고효율 제품으로 시장에서의 이미지 업과 동시에 다

<표 1> 세계의 룸에어컨(RAC) 수요

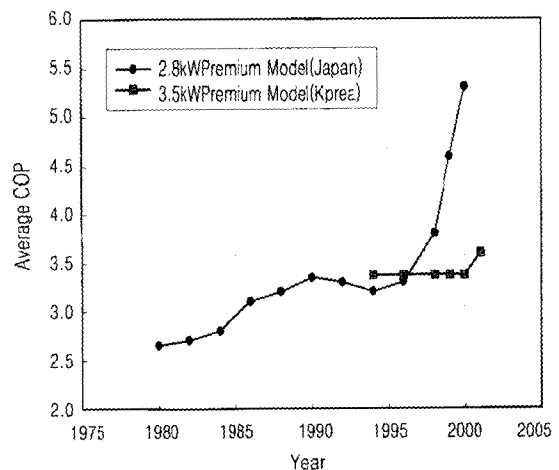
Year Region	1997	1998	1999	2000	2001 (est.)	2002 (pred.)
Total	23,623	26,248	28,394	28,191	29,160	30,248
Asia	8,665	10,101	10,167	10,849	11,538	12,272
Japan	6,904	6,599	6,492	6,687	6,821	6,889
Middle East	1,245	1,378	1,428	1,460	1,503	1,547
Europe	1,199	1,472	1,948	2,068	2,199	2,337
North America	3,904	4,481	6,185	4,819	4,687	4,688
Latin America	979	1,327	1,323	1,386	1,451	1,518
Africa	457	469	474	489	507	522
Oceania	280	421	377	433	454	475



일반원고

양한 고효율 기술을 집약하고 있다. 현재 중저가 제품이 전체의 75%를 차지하고 있으나 일본정부의 강력한 에너지절약 정책 때문에 2003년경에는 고효율제품의 수요가 60%이상으로 증가할 것으로 예측된다. 약 20년간 일본의 가정용 공조기 에너지 소비효율(COP) 변화를 나타낸 그림 1로부터 적극적인 고효율 기술의 개발이 냉난방 평균 COP를 20년간 약 2배 향상시켰음을 알 수 있다. 최근 대폭적인 효율향상의 주요인은 에너지 소비효율 규제 때문이지만 대체냉매 적용과 함께 에너지 효율을 최우선으로 하는 설계 개념을 도입했던 것도 하나의 원동력이 되었다. 대표적인 대체냉매인 R410A는 동일 능력을 얻기 위하여 필요한 체적기준 냉매 순환량이 70% 수준이고 냉매속도가 상대적으로 느려 관내 압력 손실이 적어지는 이점이 있으며 특히 시스템 순환냉매량이 많아지는 저 외기 조건에서 큰 난방능력을 낼 수 있는 가능성이 있다. 따라서 고압냉매의 특성을 최대한 이끌어 낼 수 있도록 압축기와 열교환기를 개선함으로써 효율을 높일 수 있는 것이다. 다른 가정용 기기에 비하여 전력소모가 큰 에어컨의 절전은 필수적인 요소로서 매년 다양한 기술이 소개되고 있다. 국내에서는 요소부품의 지속적 개선을 지향하고 있으나 일본은 재료 고급화, 고성능 요소부품으로의 교체, 설계의 대폭적인 변경을 통한 고성능화로부터 효율을 크게 개선시키고 있다. 또한 히트펌프가 보편화된 일본에 비해 국내의 기술은 냉방전용기에 집중되어 있기 때문에 개선할 수 있는 요소부품의 수가 제한되어 있는 것도 효율 향상을 위한 제약이라고 할 수 있다. 1982년 일본에서 압축기의 회전속도를 변화시킬 수 있는 인버터에어컨을 개발함에 따라 공기대 공기 증기압축식 사이클의 가능성이 대폭 확장되어 겨울철에 난방으로 사용하고자 할 때 보조열원의 필요성이 크게 줄어들었고 쾌적성과 에너지 효율을 급격히 향상시킬 수 있게 되었다. 국내에서도 인버터 에어컨이 출하되어 쾌적감을 향상시키고 부분부하 대응 운전으로 소비전력량을 많이 절감하였으나 가격이 다소 상승하여 소형 공조기 보다는 건물용의 중대형 시장에 급속히 확대되고 있다. 인버터 에어컨에 있어서의 국내 기술은 독자적인 방향이라기보다는 일본기술을 바라보면서 국내 실정에 맞는 기술을 선택적으로 특화 시켜 적용해 왔다고 볼 수 있다. 따라서 일본을 포함한 전반적인 고효율 기술을 소개하고

국내의 특징적인 기술을 비교 분석함으로써 에어컨 고효율화의 방향을 제시하고자 한다. 그림 1에 나타난 바와 같이 한국은 1등급 기준을 만족시키는 선에서 더 이상의 고효율 기술이 적용되고 있지 않으며 2001년 1등급 기준이 상향됨에 따라 약간의 향상이 이루어 졌다. 반면, 일본의 업체들은 효율을 지속적으로 향상시키기 위하여 인버터 회로를 적용하여 부하에 적합한 운전을 함으로서 연간에너지 소비효율(seasonal energy efficiency ratio, SEER)이 증가하였고 1990년 이후에는 압축기를 다양화함과 동시에 DC모터를 채용하였다. 1997년 이후부터는 에너지 절약이 이슈화되어 효율의 상승폭이 크게 증가하여 오늘에 이르고 있는데 그주요기술은 다음과 같다. 첫째는 저속운전의 확대로 연간에너지소비효율을 향상시키고, 전자팽창밸브(Electronic expansion valve, EEV)등을 사용하여 실내온도와 설정온도의 차를 효율적으로 제어할 수 있는 알고리즘의 개발을 통한 절전이다. 요소부품에서의 절전으로는 전원을 인버터회로에 전달하는 중간단계의 역율을 개선시키거나 인버터 자체의 효율을 높이는 기술, 압축기 모터부의 BLDC (brushless direct current)화와 그에 따른 드라이브 효율개선, 열교환기의 효율을 높여 응축온도를 내리거나 증발온도를 높이는 기술이 있겠다. 특히 인버터구동 회로의 효율은 저속과 고속 영역에서 각각 다른 구동방식을 적용하여 획기적으로 개선되었다. 둘째는 네오지움과 같은 새로운 소재의 마그네트를 사용하거나 마그네트의 갯수를 늘려



[그림 1] 소형 공조기 에너지 소비효율 변화



자력을 향상시키고 압축기의 부품을 줄이고 압축효율을 향상시키는 것으로 BLDC 압축기의 성능을 개선한 것이다. 마지막으로 냉난방 기류제어를 이용하여 목표한 설정온도에 신속히 도달함으로써 압축기 운전 부하를 줄여 절전을 실현하는 것 등으로 구분할 수 있다. 다음 장에서는 좀 더 상세하게 각 요소부품 별로 세부기술 내용을 살펴보도록 하겠다.

세부기술내용

COP의 한계

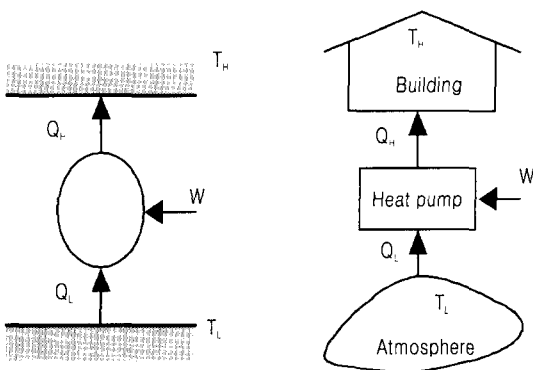
그림 1에서와 같이 COP는 매년 지속적으로 개선되고 있는데 그렇다면 이상적으로 달성할 수 있는 COP는 어느 정도 수준이고 우리는 현실적으로 어디까지 달성할 수 있는가에 대해 먼저 언급하고자 한다. 접근방법은 열역학적 개념의 카르노사이클로부터 접근하여 어쩔 수 없이 존재하는 손실에 의해 현실적으로 달성할 수 있는 COP수준을 도출해 내는 방법을 택하였다. 먼저 카르노사이클은 정해진 두개의 온도사이에서 작동할 때 최대의 효율을 얻을 수 있는 이상적인 가역사이클이다.¹⁾ 카르노의 사이클은 열기관에 대하여 고온의 열원에서 에너지를 공급받아 일부는 일로 변환하고 나머지는 저온 열원으로 방출하는 동력사이클이므로 열펌프나 냉동기에 적용할 때는 저온의 열원에서 열을 흡수한 후 고온으로 열을 이동시켜야하므로 일이 요구되는 사이클이 된다. 따라서 냉동사이클로 사용시에는 역카르노 사이클의 개념을 도입한다. 이 사이클에서는 그림 2에서와 같

이 저온의 증발온도에서 열을 흡수하고 고온의 응축온도로 열을 방출하는 2개의 등온과정과 압축기에서의 단열압축, 터빈등 팽창기에서의 단열팽창으로 구성된 2개의 단열과정으로 구성되며 이들 과정이 모두 가역과정이므로 단열과정은 등엔트로피 과정이 된다. 결국 카르노사이클은 모두 가역과정에서 정의되므로 실제보다 효율이 높은, 구현할 수 없는 이상적인 사이클이 되지만, 효율의 최대 한계값을 제시한다는 의미가 있다. 효율을 정의한 식(1)로부터 히트펌프의 COP는 언제나 1이상의 효율을 갖는다는 것을 알 수 있다.

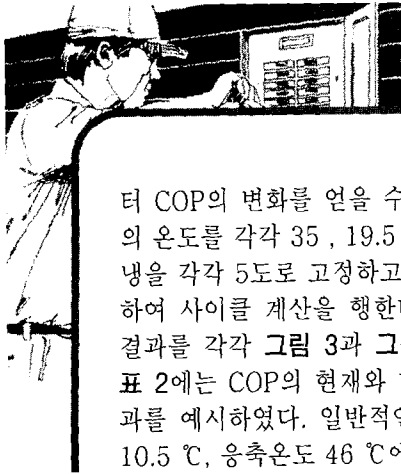
$$COP = \frac{Q_H}{W} = \frac{Q_L + W}{W} = 1 + \frac{Q_H}{W} \quad (1)$$

$$COP = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (2)$$

그림 2와 같이 온도 T_H 의 고온열원과 온도 T_L 의 저온열원사이에서 운전되는 카르노 사이클로 구성된 열펌프가 있다면 입력 W 를 이용하여 저온열원으로부터 열량 Q_L 을 받아 고온열원으로 열량 Q_H 를 방출할 때 성적계수(COP)를 식(2)로 나타낼 수 있다. 그러나 여기에 고온과 저온을 어떻게 정의하느냐는 문제가 있다. 냉방시 에어컨의 표준조건은 실내가 건구온도 27 °C, 습구온도 19.5 °C, 실외가 건구온도 35 °C, 습구온도 24 °C로 잡고 있다. 실외인 경우 잠열전달이 없어 습구온도가 미치는 영향이 적으므로 고온측의 온도를 35 °C로 잡는 것이 타당하나 저온의 경우 어떤 온도를 기준으로 하느냐에 따라 이론 COP값에 차이가 있다. 먼저 27 °C를 저온으로 할 경우 37.5의 값을 얻게 되나 27 °C와 19.5 °C인 공기의 이슬점온도를 기준으로 한다면 14.4의 값을 얻게 되어 큰 차이를 보이게 된다. 따라서, 기준온도에 의해 이론COP의 최대값이 변동한다는 것을 알 수 있으나 여기서는 저온측이 잠열전달을 포함한 열전달 과정을 겪게 되는 특징을 고려하여 습구온도인 19.5를 선택하여 구하였다. 이 경우 이상적인 카르노 사이클의 COP는 18.87임을 쉽게 알 수 있다. 카르노 사이클은 두 온도의 차에만 관계있고 작동 유체(냉매)와 무관하므로 이 효율은 냉방표준 온도 조건에서는 항상 유효하다. 압축기의 효율을 변화시키면서 냉매와 공기의 온도차를 이용한 간단한 사이클 계산 으로부터



[그림 2] 히트펌프 모델



일반원고

터 COP의 변화를 얻을 수 있는데 계산방법은 공기의 온도를 각각 35, 19.5로 설정한 다음 과열과 과냉을 각각 5도로 고정하고 R410A의 물성값을 이용하여 사이클 계산을 행한다. 그 계산과정의 일부와 결과를 각각 그림 3과 그림 4에 나타내었다. 또한, 표 2에는 COP의 현재와 미래를 알 수 있는 계산결과를 제시하였다. 일반적인 설계값으로서 증발온도 10.5℃, 응축온도 46℃에서 압축기효율이 66%일 경우 COP는 약 4.2이지만 열교환기에서의 압력강하

<표 2> COP의 현재와 미래

COP종류 구분	이론 Carnot	한국 현재 (R22)	일본 현재 (R410A)	달성가능 예측	
COP	18.87	3.54	5.42	8.62	
이론Carnot 대비 %	100%	18.7%	28.7%	45.6%	
압축효율(%)	100	66	70	78	
온도	증발	19.5	10.5	15	16.5
	응축	35	46	43	38
온도차	과열	0	7	5	5
	과냉	0	8	8	5
압력강하 (MPa)	열교환기	0.00	0.05	0.04	0.01
	압축기	0.0	0.1	0.05	0.02
전체 소비전력에 대한 팬 모터, 회로등의 소전 비율	0.0%	8.0%	6.2%	5.0%	

Name	Input Value	Del T
Evaporating Temp	15	5
Consensing	43	5
Comp in Superheating	5	
Cond out Subcooling	7	

Point Name	R410A Data	
Comp. Inlet	P(Mpa)	1.153
	T(°C)	20
	h(kcal/kg)	103.6
	s(kcs/k-kg)	0.4345
Comp. Outlet	P(Mpa)	2.625
	T(°C)	64.37
	h(kcal/kg)	109.1
Expansion Inlet	P(Mpa)	2.595
	T(°C)	36
Expansion Outlet	h(kcal/kg)	61.69
	T(°C)	15.02

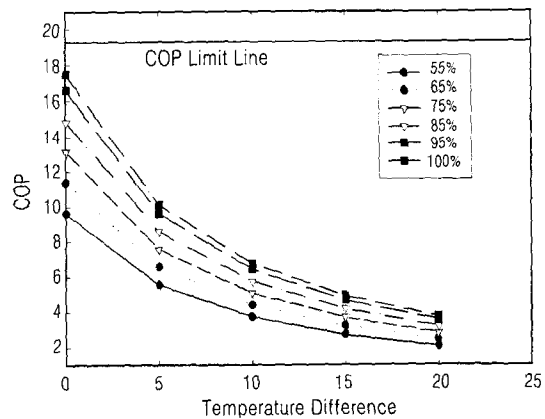
Comp Eff. = 0.79
 Del H, ideal = 5.5
 Del H, real = 6.962025316
 Cop = 6.0198
 Rating Capacity = 2200
 Fan Power = 27
 Power = 365.4606465
 Total Power = 392.4606465

[그림 3] 시뮬레이션에 의한 사이클 계산 예

와 압축기의 압축실로 들어가기 전 압력 손실, 팬 모터를 구동하기 위한 동력을 더하면 3.6정도가 되므로 방식과 용량, 기업의 수익구조에 따라 다르지만 분리형 4kW이하인 경우 국내의 효율 규제값인 COP 3.54는 기술적 관점에서 볼 때 타당하다는 것을 알 수 있다. 그러나 4.0kW이상으로 용량이 증가하면 그 용량의 증가분에 해당되는 것 만큼 실내외기의 크기가 비례적으로 증가하지 않고, 궁극적으로는 한계 온도(Pinch temperature)에 접근하므로 중대형기로 갈수록 COP는 떨어지는 것이 보통의 현상이다. 전술한 바와 같이 일본의 경우 에너지효율 규제에 의해 냉난방 평균 COP가 6.0에 육박하는 제품이 일부 있으나 실제 측정시에는 표시값의 90%수준에 지나지 않는 경우가 많다. 이제부터 언급하게 되는 효율을 높이려는 수많은 노력의 결과로부터 이론 카르노 효율의 30% 수준 달성은 가까운 장래에 보편화 할 것으로 보이며 실제 달성 가능한 최대값의 의미로서 COP는 약 45% 수준이 예상된다. 증발온도를 높임에 따라 잠열 전달량이 감소하여 쾌적성을 저해하므로 실제로 표 2의 달성가능 이론값 개념의 제품이 출현하게 될지는 약간 의문이 있으나 자원의 고갈이라는 인류가 당면한 문제의 접근이라는 측면에서 향후 많은 노력이 있을 것 이라는 예상은 충분히 할 수 있겠다.

압축기

에어컨에서 주로 사용하고 있는 압축기는 왕복동식, 로터리식, 스크롤식으로 나눌 수 있다. 용량이나

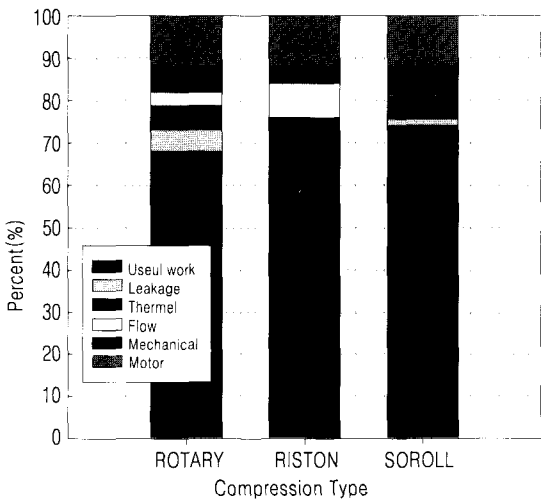


[그림 4] 압축 효율과 열교환기온도차에 따른 COP의 변화

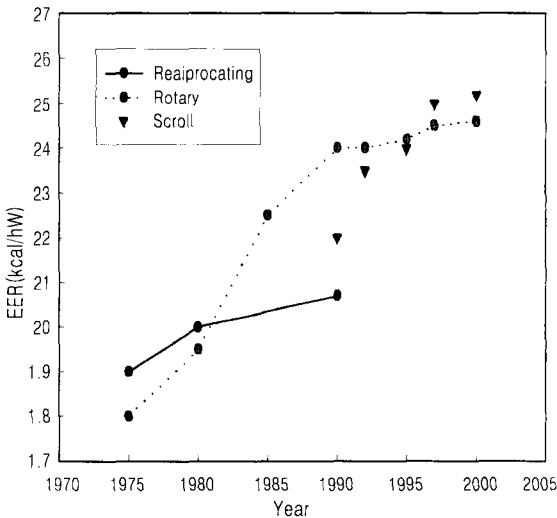


적용 목적에 따라 방식이 다를 수 있으나 각 압축기 종류별로 손실분석을 나타낸 그림 5로 부터 스크롤 압축기의 유용 일이 가장 크다는 것과 그림 6으로 부터 지속적인 효율개선이 이루어졌음을 알 수 있다. 압축방식이 정해졌다면 압축기의 효율향상은 기하학적 형상의 재설계와 재질의 고급화등의 개선을 통하여 이루어지는 부분과 시스템과 부하매칭을 고려하여 모터토크와 작동 압력점을 최적화하여 설계하는 두 가지 큰 범주 안에서 달성할 수 있다. 사이클 설계의 개념에서 보면 동일한 증발 및 응축온도에서 소비

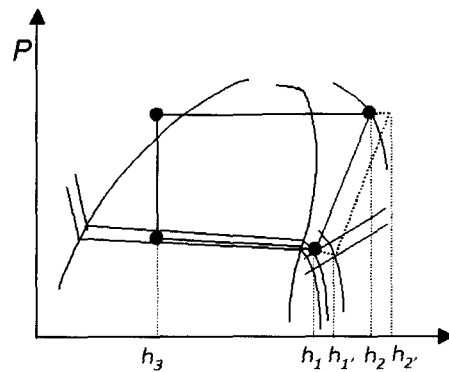
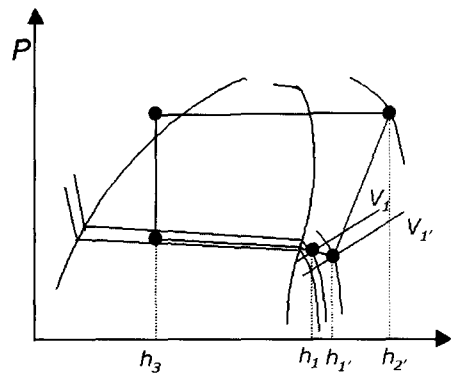
전력이 낮은 압축기는 당연히 효율을 높일 수 있지만 증발기를 지난 냉매가 압축기 입구로 흡입되어 압축실로 이동되기까지의 과정에서 효율을 높이는 것이 더욱 중요하다. 저압식의 경우 흡입된 냉매 가스는 압축실로 가는 도중 모터의 열에 의해 팽창되어 비체적이 증가하여 발생하는 손실과 냉매에 의한 모터 냉각효과로 효율이 증가하는 부분이 있으므로 두 가지 효과의 이득을 잘 살펴야한다. 그러나, 일반적으로 흡입 후 즉시 압축실로 유입시켜 비체적 증가에 의한 능력저하를 방지하는 것이 더 유리하다. 그림 7을 참고하여 살펴본다면 저압식의 경우 h_1 이 h_1' 로 이동하고 v_1 이 v_1' 로 이동 하므로 손실이 발생하게 된다. 이를 방지하기 위하여 스크롤 압축기의 경우 용이하게 흡입, 토출 위치를 변경하여 압축 행정 후에 모터를 냉각할 수 있는 구조로 변경하여 효율을 높일 수 있도록 개선하고 있다. 그 개선의 효과는 그림 7에서 증발기 입출구의 엔탈피 차이가 h_1-h_3 로 일정할 때, 왼쪽그림은 압축기 내에서 h_1 에서 h_1' 로 비체적이 증가한 반면 오른쪽은 압축기 내에서 그대로 h_1



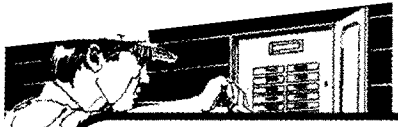
[그림 5] 압축기 종류별로 손실분석



[그림 6] 압축기 종류별의 효율개선



[그림 7] 압축기입구 비체적 감소효과



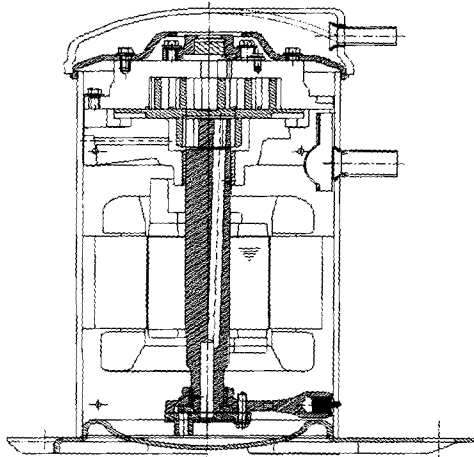
일반원고

을 유지하므로 비체적 감소에 의한 유량증가 효과를 기대할 수 있다.

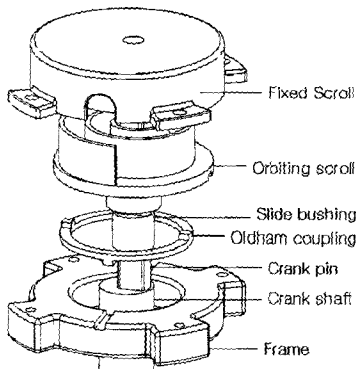
- 스크롤 압축기

그림 8은 일반적인 스크롤 압축기의 형상을 나타낸 것이며 압축부인 스크롤이 상부에 위치해 있다. 그림 9에 나타낸 스크롤 형상은 압축기의 특성을 결정하는 가장 중요한 인자로서 소형의 스크롤로 필요한 압축비를 실현할 수 있어야 하며 스크롤 중심부의 고압을 견디는 구조로 설계되어야 한다. 또한, 상사 간극 체적을 최소화하여 효율저하를 방지해야 하는데 너무 간극을 좁게 설계하면 소음과 진동이 유발되기 때문에 최적화가 중요한 핵심기술로 요구된다. 스크롤 형상과 관련되어 스크롤을 소형화한 사례는 그림 10

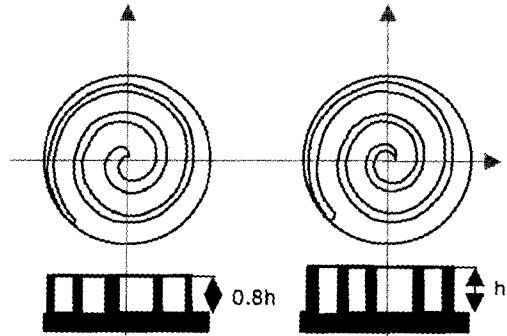
에 나타내었다⁽²⁾. 기초 인볼류트 곡선으로 대수나선을 이용함으로써 스크롤 랩 각도에 따라 높이 방향의 두께가 순차적으로 변하게 하여 스크롤 랩 높이를 줄이는 것이 가능하여 고압축비와 함께 소형화를 실현할 수 있다. 모터효율과 기계효율은 압축기 구조에 의해 발생하고 체적효율과 압축효율은 흡입냉매의 상태 등에 의해 좌우되지만 모든 효율의 감소를 등엔트로피 효율로 나타낸다면 그림 11과 같이 나타낼 수 있다. 좀 더 상세히 살펴보면 모터효율은 모터 자체의 고효율 설계뿐 아니라 흡입 냉매가스의 온도에 크게 좌우되므로 가이드 덕트의 설계가 중요한 설계 인자가 된다. 기계효율을 향상시키려면 드라이브, 저



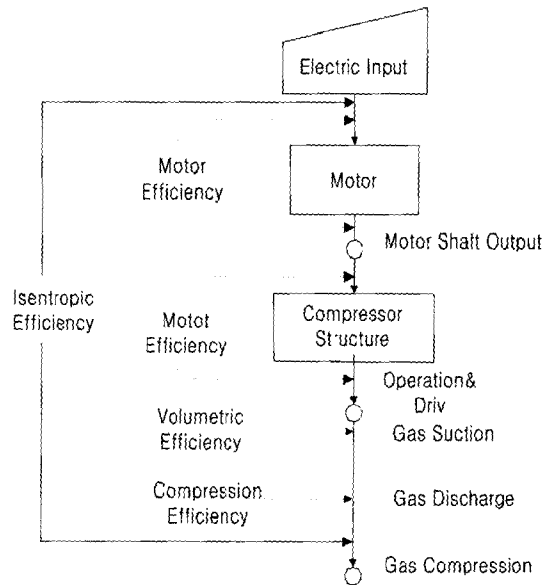
[그림 8] 고효율 스크롤 압축기



[그림 9] 선회형 스크롤 압축기 구조



[그림 10] 대수나선 스크롤의 형상

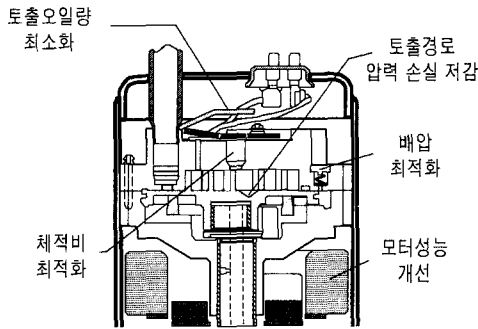


[그림 11] 압축기의 효율 구성

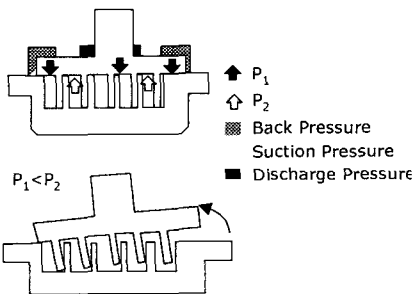


어널 및 트러스트 베어링 손실, 스크롤 랩과 경관과의 마찰 손실을 최소화 할 수 있는 설계가 필요하다. 체적효율이 높은 압축기는 더 많은 흡입 증기량을 얻을 수 있어 열량을 증가시키므로 이를 위하여 실린더의 틈새체적을 최소화하는 것뿐 아니라 흡입가스의 열전달, 압축누설, 과압축을 방지하기 위해 토출밸브의 고효율화 노력등이 필요하다. 또한 어규플레이트 및 구조상의 각종 유로손실 최소화, 스크롤압축기에 있어서 선회스크롤 지지력을 최적화하기 위한 배압 제어 밸브 설계, 운전압력비가 설계압력비 보다 낮은 경우의 과압축 손실을 방지하기 위한 바이패스밸브의 최적설계 등도 효율에 큰 영향을 미친다. 압축시 오일 토출량이 증가하면 효율이 감소하기 때문에 이를 줄이는 방법으로서 고정스크롤을 이용하여 토출기체중의 오일 분무입자를 분리하거나 균형추의 형상을 최적화하여 오일 분무 입자의 혼합을 방지한다. 토출 과정 중 압력 손실을 줄여 효율을 향상시키기 위하여 선회 스크롤 중심부의 엔드 플레이트에 요철을 주고 고정 스크롤과 선회 스크롤간의 스러스트 슬립동저항을 감소시키기 위하여 고정 스크롤의 드러스

트 면에 윤활 형상을 개선하여야 한다. 그림 12는 이와 같은 고효율화 기술과제의 예를 나타낸다. 스크롤 압축기 운전 중에는 선회스크롤을 압축실 압력으로 밀어내려는 힘(P_2)과 토출압에 의해 선회 스크롤을 고정 스크롤에 밀착 시키려는 힘(P_1)이 동시에 발생되는데 그림 13과 같이 선회스크롤을 밀어내려는 힘이 더 크면 선회 스크롤에 전복 모멘트가 발생하여 누설이 증가하여 효율이 저하함과 동시에 소음 및 신뢰성에 나쁜 영향을 끼치게 된다. 축 방향 틈새를 통한 누설은 반경방향 틈새에 비해 매우 크기 때문에 압축기 효율을 개선할 수 있는 주요 설계인자이다. 따라서 운전 조건에 따라 선회 스크롤의 밀어내는 힘이 더 커지는 경우 발생하는 전복 모멘트를 상쇄하여 효율을 높이기 위해 그림 14와 같이 배압밸브를 이용한다. 배압밸브의 핵심인 스프링의 설계에 있어서는 배압실의 압력(P_b)과 흡입실의 압력(P_s)의 차이에 해당하는 압력을 유지할 수 있도록 설계하며 특히 최소운전이면서 압력차가 증가하는 경우 배압밸브로부터 얻는 효율 향상폭이 증가하게 된다. 압축기 효율과 관련된 각 부분의 개선방안에 대하여 표 3에 정리하였다.



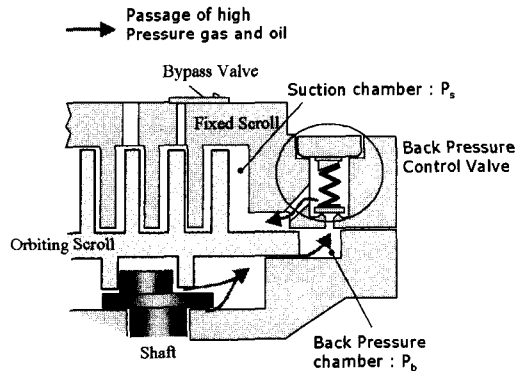
[그림 12] 고효율화 기술과제 예



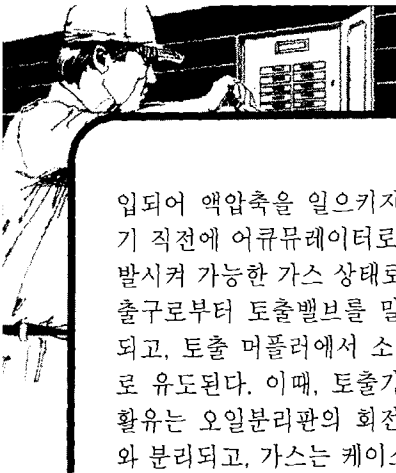
[그림 13] 스크롤에 작용하는 힘과 전복력 발생

- 로터리 압축기

로터리 압축기는 헬내부가 고압의 가스로 유지되는 고압헬 타입이 일반적이다. 이 밀폐 케이스내에 실린더, 롤러, 베인, 회전축, 메인베어링, 서브베어링등 압축기구부와 이것을 구동하는 전동기를 내장하고 있는데 그림 15는 로터리방식의 압축원리를 도식화하여 나타낸 것이다. 흡입가스는 실린더내의 흡입실로 직접 흡입되며 이때 실린더내에 액냉매가 직접 흡



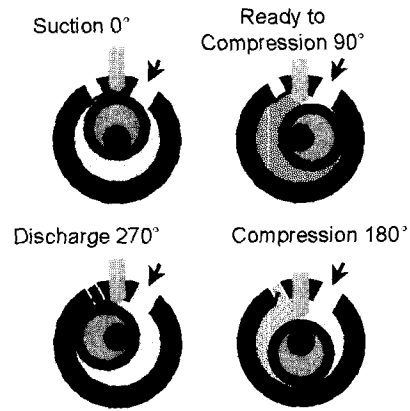
[그림 14] 배압밸브의 작동개념도



일반원고

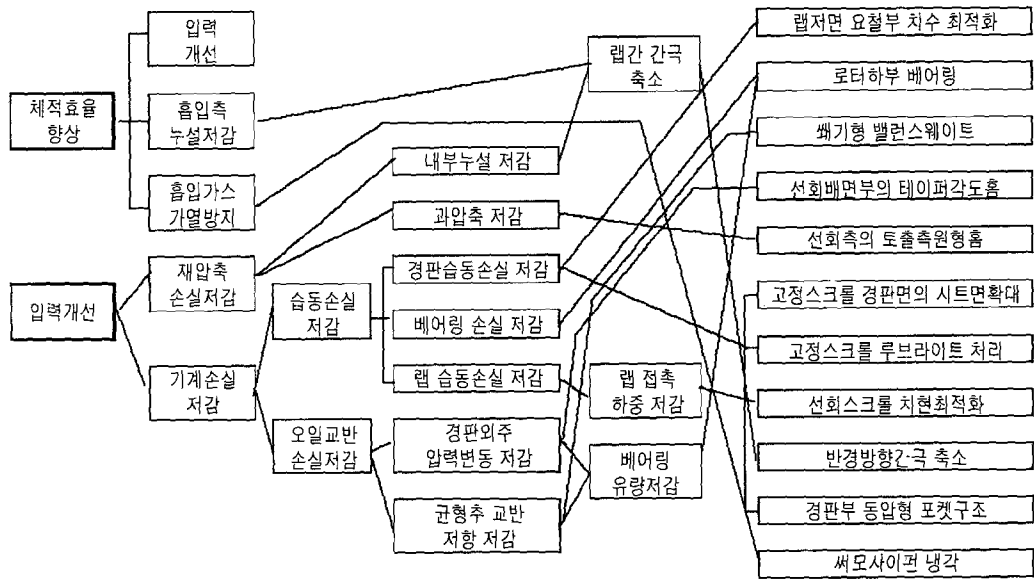
입되어 액압축을 일으키지 않도록 흡입통로의 압축기 직전에 어큐레이터로 유입시킨 후 냉매액을 증발시켜 가능한 가스 상태로 흡입한다. 압축가스는 토출구로부터 토출밸브를 밀어 올려 압축실을 나가게 되고, 토출 머플러에서 소음을 줄인 후에 모터 상부로 유도된다. 이때, 토출가스중에 포함되어 있던 윤활유는 오일분리판의 회전에 의한 원심력으로 가스와 분리되고, 가스는 케이스 상부의 토출파이프를 통하여 응축기로 송출된다. 크랭크축과 롤러가 편심회전하기 때문에 발생하는 진동을 줄이기 위하여, 로터 엔드링 상,하부에 밸런스 웨이트를 설치한다. 축에 가해지는 부하는 가스에 의한 하중, 모터의 기동토크 및 고속회전시의 불평형 하중이 주된 것으로, 회전축은 기동 및 정지시를 포함하여 사용 운전 조건하에서의 하중에 견딜 수 있는 강도설계가 요구된다. 롤러는 체적효율에 큰 영향을 미치는 부품이기 때문에 롤러와 실린더 내주면 사이의 클리어런스, 롤러의 실린더 높이 방향 클리어런스는 통상 수십 미크론 이하로 하고 롤러의 열팽창 특성을 고려하여 설계하여야 한다. 특히 베인 선단과 롤러와의 마찰은 유체유회가 아니라 경계유회 상태이기 때문에 롤러 자체도 마모되지 않으며 베인도 마모시키지 않는 재료로 모니크로 주철등의 재료를 선정한다. 기계 효율을 향상시키기 위해서는 마찰부의 마찰손실을 최소화 하는 것이 필요

한데 마찰손실의 주요 발생부위는 메인 베어링, 크랭크축, 서브 베어링, 베인과 베인 슬롯, 베인과 롤러 외주면, 스러스트 면 등이다. 롤러와 베어링의 상,하 습동면은 마찰속도및 하중이 비교적 작기 때문에 마찰손실도 작다. 또한 로터의 유체손실은 저속회전시에는 무시할 수 있지만 고속에서는 무시하지 못할 정도로 커지기 때문에 유체저항이 작은 형상으로 한다. 이상과 같은 마찰손실은 이론 압출량이 일정해도 실린더의 높이와 내경등의 기본 치수에 따라 변화하기 때문에, 기본 치수의 최적화가 중요하다. 고효율화를



[그림 15] 롤링 피스톤 방식 로터리

<표 3> 스크롤 압축기의 고효율화 과제





위한 대표적인 방법으로는 트윈 로터리(Twin Rotary) 압축 방식을 생각할 수 있다.

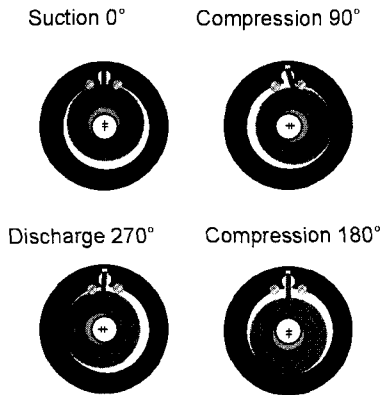
이 방식은 상,하에 2개의 압축실을 갖고 상호 압축 타이밍을 180° 위상을 갖고 압축되도록 한 구조이다. 때문에 실린더 내의 압력변화에 기인하는 1회전중의 토크변동은 2개의 압축실에서 상호 상쇄되기 때문에 1실린더의 약 1/3로 작아지며, 저속에서 고속까지 운전진동의 비약적인 저감으로 공조기에서의 압축기 배관설계 간소화가 가능하다. 한편으로 효율화를 위한 첫 단계로서 주요설계 사양인 실린더의 직경과 높이 비율을 최적화 하여야한다. 이 비율은 작을수록 축에 가해지는 압축하중이 작아져 베어링 윤활손실이 감소하여 기계효율을 향상시킬 수 있다. 또한 축의 일부를 절단하여 마찰손실을 줄이는 형상의 축을 이용하거나 베인 간극을 최적화하여 기계효율을 극대

화시킬 수 있다. 회전수 가변형인 경우 흡입 계통에 발생하는 과급현상의 영향을 최소화하여 압축효율을 개선하여 체적효율을 향상시킬 수 있다. 또 다른 고효율화의 방법으로는 롤러와 베인을 일체화시켜 롤러와 베인 사이의 상대이동을 없애, 그 만큼 마찰 및 동력 손실을 줄인 스윙로터리 방식이 있으며 그 압축 원리를 그림 16에 나타내었다.

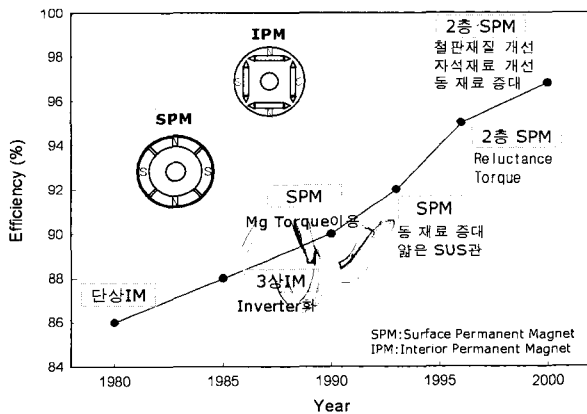
모터

- 압축기 모터

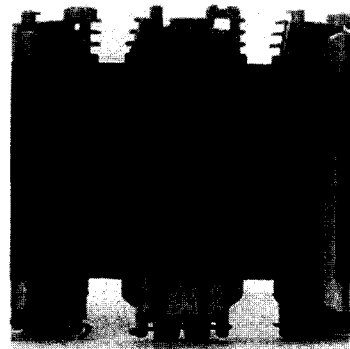
압축기의 효율을 결정하는 매우 중요한 부품인 모터는 그림 17과 같이 1980년 초반 인버터를 사용하여 단상 유도기에서 3상 유도기로 변화하면서 88%의 효율을 달성하였으며 1990년 BLDC (Brushless Direct Current)화 하면서 90%이상으로 효율을 끌어 올렸듯이 전반적으로 인버터화에 의해 효율이 크게 향상되었다. 이미 한계에 다다른 효율향상 기술은 향후에는 1%, 2%의 차별화를 추구하기 위해 동손, 철손, 회로손을 각각 줄인다는 개념에서 다시 출발하여 새로운 기술을 계속 적용할 것으로 예상된다.⁽³⁾ 첫번째 목표는 동손으로서 코일을 흐르는 전류의 전기저항이다. 동손을 줄이려면 동선을 두껍게 하거나, 짧게 하면 된다. 두껍게 함으로써 모터 내의 낭비공간을 줄이거나 코어의 제작과정을 완전히 바꾸는 방법도 있고 동선의 단면을 사각형으로 하는 방법도 있다. 전통적인 연결코어감기에서 코일을 감기 쉽도록 코어를 분할하여 만들고 감은 후에 접합하는 분할코어 방식이 있지만 공정이 복잡하여 가격상승의 원인이 될 수 있다. 따라서 그림 18처럼 조각이 연결



[그림 16] 스윙 로터리



[그림 17] 압축기 모터의 효율개선



[그림 18] 뒤집어 감기코일



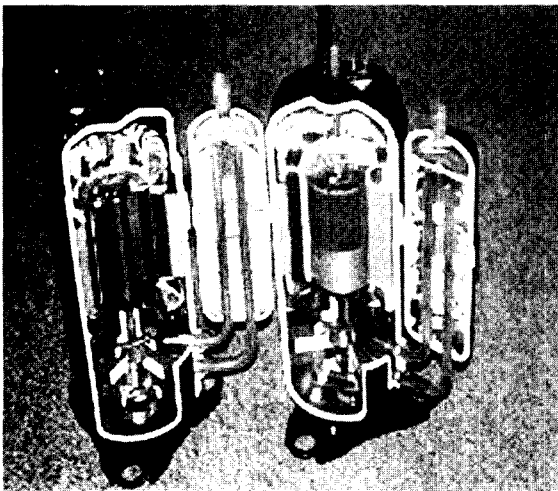
일반원고

된 체인처럼 코어를 만들고 코일 하나가 조각 하나에 해당하도록 제작하는 기술이 시도되고 있다. 즉 제품의 내측이 외측이 되도록 뒤집은 상태에서 외측에서 코일을 감는다. 다 감은 후, 다시 뒤집으면 제품의 내측에 코일을 감은 셈이 되며 이런 방식은 내측 공간을 남김없이 사용할 수 있을 뿐만 아니라 외측에서 여유있게 감을 수 있는 장점이 있다. 다음은 짧게 감는 것인데 종래의 분포감기를 집중감기로 변경하면 코일의 상하, 코어에서 떨어진 부분에 둥글게 말린 동선다발이 없어서 동선은 짧아지고 동손은 줄어든다. 그러나 집중감기로 하면 자속밀도가 크기 때문에 동손이 늘어나 문제가 되는데 2차 변형모드 코어의 4극 모터를 3차 변형모드로 할 수 있는 6극으로 전환하여 자속을 분산함으로써 해결하였다. 그림 19와 같이 압축기 모터의 상하 코일부분이 줄어들어 소형화 또는 같은 크기에서의 고효율화의 가능성을 제공하였다. 그 다음 개선해야 할 부분은 철손, 그 중에서도 와(소용돌이)전류손이다. 코일을 감은 철심을 자속이 통과하며 급격히 변화하기 때문에 전류가 되며 이것이 철심을 흘러 저항 발열하여 효율을 떨어뜨린다. 현재로서는 철손을 줄이기 위해 얇은 철판을 겹쳐 쌓아 층과 층 사이를 절연하는 적층 철심을 사용하여 층을 관통하는 방향으로 전류가 흐를 수 없도록 하지만 적층자심으로 절연한 것은 층과 층 사이에 한정되어 한 층 속에서는 저항 없이 흐른다. 이것을 억제하기 위한 것이 분말자심인데 철가루를 무기계의

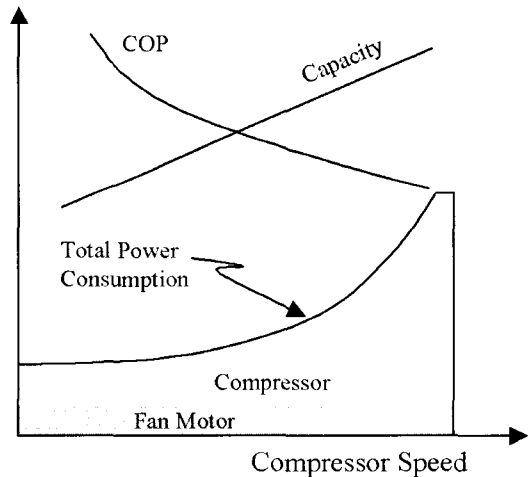
피복으로 한 입자 한 입자 절연하고 압축성형하면 와전류는 흐르지만 한 입자 속에서만 흐르므로 그만큼 와전류손이 적다. 그러나 투자율, 강도 등 적층 철심에 비해 약점을 가지기 때문에 철분 자심이 갖는 3차 원성의 이점을 활용할 수 있는 많은 연구가 진행되고 있다. 세번째는 회로손으로 그 중에서도 큰 것이 스위칭 소자인 온저항이다. 실리콘의 물성값에서 결정되는 한계가 있고, 그것을 넘어서는 내려가지 않기 때문에 실리콘의 탄화물인 SiC를 이용하여 효율을 높이는 연구가 활발히 진행 중이다.

- 팬 모터

부하에 따라 회전수를 변화시켜 대응하는 인버터 같은 용량가변 시스템에 있어서는 그림 20에 보듯이 저속 회전시 팬 모터에 의해 소모되는 전기의 양이 상대적으로 증가하므로 저속시 소비전력을 개선하는 것이 필요한데 모터에 의한 2차 동손의 발생을 없애 저속에서 운전효율이 좋은 DC모터의 사용이 필수가 된다. 모터는 팬과 유로에 관련되어 있으므로 시스템 정압과 모터 토크에 의한 운전점이 정확히 설정된다면 풍량을 유지하면서 회전수를 낮춰 모터 입력을 감소하게 하거나 동일회전수에서 고풍량을 얻어 냉매의 온도를 올리거나 낮춰(실외모터측은 냉매압력을 내리고, 실내모터측은 냉매압력을 올리는 효과) 절전효과를 얻을 수 있다. 팬 모터에 있어서는 종래의 4극 AC모터에서 8극 DC모터로 고효율화가 진행되었



[그림 19] 6극 집중감기 모터적용 예 (三菱)



[그림 20] 회전수에 따른 소비전력



다. 물론 고효율화에 따른 재료비의 상승 요인이 있으므로 적용 시스템에 따라 선택적으로 사용되어 진다. 특히 최근에는 실내팬 모터 구동 회로로서 저압 PAM(Pulse Amplitude Modulation)을 쓰던 것을 구동회로를 내장한 고압 PWM(Pulse Width Modulation)으로 변환하여 회로의 효율을 15% 정도 향상시킬 수 있었고 분할코어에 의한 손실의 감소로 모터 효율 5% 정도를 개선하였다. 또한 실외측 모터에 대해서는 스테이터 코어의 형상을 변경하여 밀도를 높임으로서 약 5%의 효율 향상을 획득하였다. 현재 3kW정도의 열량을 내는 소형 분리형 시스템인 경우 고효율 팬모터의 효율이 약 80%에 이르렀으며 실내측의 경우 20W이상, 실외측은 30W정도의 개선을 달성하였다. 표 4, 표 5는 실내외 모터의 고효율화 과정을 나타낸 예이다.

열교환기

열교환기의 고효율화 방안은 크게 두가지로 첫째는 공기측과 냉매측으로 구성된 열교환기를 공기와 냉매측 각각에 대하여 효율을 향상하는 것이고 두 번째는 열교환기의 굽힘방법, 분배기 고성능화 등과 같은

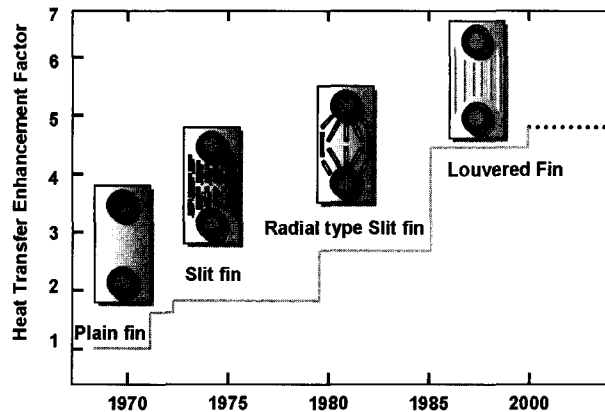
시스템과 연계된 부분에서 효율을 높이는 것이다. 그 첫째로서 국소 구간에서의 총괄전열 계수(U)는 총괄전열 저항의 역수로서 냉매와 공기 사이에 발생하는 각종 저항을 합하여 나타낸다. 저항의 크기는 공기측 저항이 65~70%이고 냉매측 저항은 30% 정도로 두 저항이 전체의 99%를 차지하며 열전도저항과 접촉저항 및 오염에 의한 저항이 나머지를 차지하게 된다. 따라서 전술한바와 같이 양측에 대한 효율향상 방안이 필요하게 되는데 먼저 공기측의 성능 개선은 핀 형상을 최적화 하여 달성할 수 있다. 핀 형상은 종래의 평판핀과 달리 온도 경계층을 분리 또는 교란시켜 성능향상을 시도하는 슬릿핀과 루버핀이 기본 형상을 유지하면서 다양한 변형이 시도되고 있다. 슬릿핀의 기본개념은 평판의 선단에서 열전달계수가 가장 높기 때문에 핀을 잘게 나눠 일정 간격을 갖고 배열함으로써 여러개의 평판에서 경계층이 발생되도록 하는 구조로부터 열전달 계수가 높은 선단부를 합하여 평균한 값이 평판핀에 비하여 월등히 높게 된다. 반면 루버핀은 공기유동방향에 대해 핀에 일정 각도를 줌으로서 공기통과 경로를 증가시켜 열전달을 증가시키려고 시도하는 것이 차이가 있다. 각 회사마다 독특한 핀 형상을 개발하여 사용하고 있으며 그림 21은 특정 제조사의 핀 형상 변화에 따른 효율향상 정도를 나타낸다. 그러나 실제로 매우 정밀한 핀 굽힘으로 형상을 유지시켜 주지 않으면 핀형상간의 효율향상차이는 크게 나지 않는다. 루버핀에 있어서는 기존 루버핀의 성능을 개선한 슈퍼루버핀을 제안하여 사용하고 있다. 그림 22의 (a)에서처럼 수

〈표 4〉 실내 팬모터의 고효율화

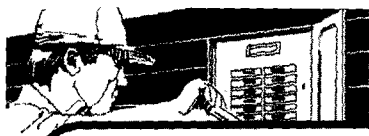
실내측	1980	1983	1987	1988	1989	2000
형식	AC	AC / DC	DC			
요소 기술	4극 인덕션 코어 토로이달권선	4극 저압PAM 집중감기공법 페라이트자석	네오지움자석	네오지움자석 두께증기	8극	고압PWM 분할코어에 의한 고밀도권선 알마지에 공법 플라스틱자석
형태						
효율(%)	35	53	57	64	70	82

〈표 5〉 실외 팬모터의 고효율화

실외측	1980	1996	2000
형식	AC	DC	
요소 기술	6극 인덕션 동심감기	4극, 저압PAM 집중감기공법, 네오지움 자석채용	8극, 고압PWM 분할코어에 의한 고밀도 권선, 알마지에 공법
형태			
효율(%)	35	52	82

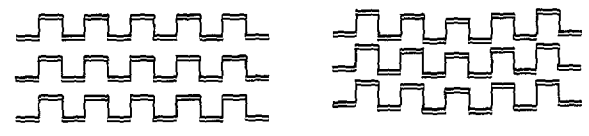


〔그림 21〕 핀 형상에 따른 효율변화



일반원고

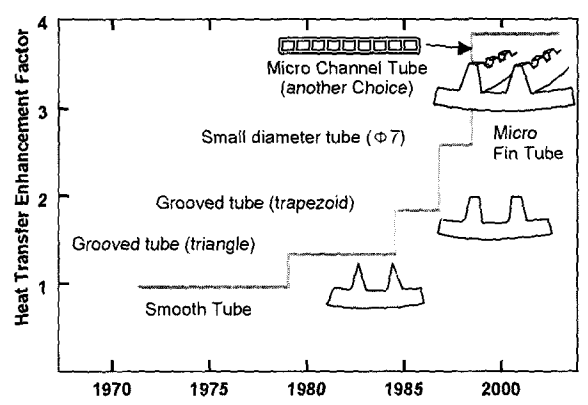
퍼 루버핀은 기존의 루버핀보다 경계층의 개수를 증가시킨 것이 특징이며 (b)는 열간단열(列間斷熱) 슬릿핀으로 공기유동 방향에 대하여 앞열이 전도에 의해 후열에 열을 전달하여 냉매와 공기의 온도차가 좁아져 성능이 저하하는것을 방지하려고 노력하는 예이다. 루버는 보통 공기유동 방향에 대하여 단면으로 설치되어 있으나 양단면으로 읍셋을 구성하여 그림 22 (a)우측 기준으로 하단루버로 공기가 유입된 후 상측루버로 유입하여 온도 경계층의 영향을 최소화함으로써 열전달 효율을 높이고 있다. 관내측에 의한 효율의 변화과정은 그림 23에 나타내었다. 관내측은 전체 열교환에서 큰 부분을 차지하지 않지만 간과할 수 없는 설계인자로서 내부에 나선돌기(Groove)나 초소형핀(Micro Fin)을 가공하여 성능향상을 시도하고 있다. 특히 증발기에 있어서는 증발 열전달 면적을 늘리기 위해 환상유동의 형태로 바꾸는 것이 필요하며 나선돌기(Groove)나 초소형핀(Micro Fin)이 그 역할을 하고 있다. 그림 24는 교차 그루브로서 직선 그루브와 꺾쇠형 그루브를 혼합한 형상으로서 물 가공한 후 말아서 전기저항 용접한 형태로 제작되어 진다.⁽¹⁾ 꺾쇠 형태의 그루브를 따라 화살표 방향으로 진행하던 냉매는 직선 그루브에서 만나 충돌함으로써 유동교란 효과로부터 난류 열전달이 향상되는 효과가 있으며 직선 그루브는 냉매 배출작용을 도와 액막 두께를 줄이는 것으로부터 증발열전달 효율을 높일 수 있다. 그러나 압력강하가 크고 저유량 영역에서 열전달율이 저하하기 때문에 지속적인 개선이 이루어지고 있다.



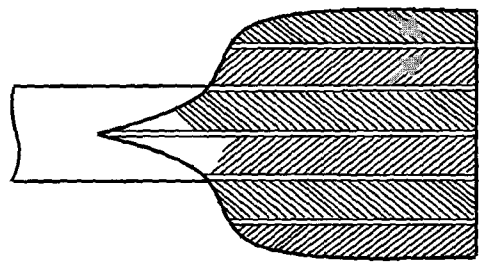
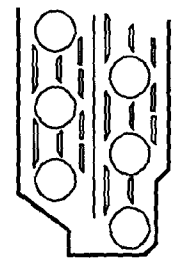
[그림 22] 슈퍼루버핀과 열간단열 슬릿의 형상

열교환기 설치 최적화

냉난방 열량이 정해지면 외관 샷시의 크기가 대체로 정해지게 된다. 그 이유는 실내 샷시의 라인업상에서 업체마다 몇 개의 대표적인 크기를 정하여 여러 용량에 대응하고 있을뿐 아니라 소비자도 용량에 따른 크기를 추정하고 있기 때문에 샷시 크기는 제한되게 된다. 따라서 효율을 향상시키기 위해서는 정해진 샷시안에 열교환기를 가능한 많이 배치하여 점유율을 높여야한다. 열교환기 재료에 의한 비용 상승이 있지만 동일한 외부 케이스에 열교환기 구성을 최적화하기 위하여팬에 의해 유입되는 공기의 속도에 열교환기의 배열을 맞추거나 열교환기 열간의 단열, 열간 이중의 핀형상 배치, 부등핀 깊이등의 수단을 사용할 수 있다. 그림 25는 열교환 면적을 증가시켜 얻을 수 있는 에너지소비효율의 증가폭을 예시한 것이다. 물론 열교환 면적 증가 그 자체만으로 COP가 그림 25처럼 증가하는 것은 아니며 열교환 면적의 증가에 따라 다른 요소부품도 함께 진화한 결과이다.



[그림 23] 튜브 형상에 따른 효율변화



[그림 24] 교차 그루브 형상 예



그림 26의 첫 번째 그림은 각각 다른 역할을 하는 열교환기를 공기의 속도에 대해 최적으로 배열하여 냉매와 공기의 온도 차이를 최대한 크게 벌림으로서 난방시 온풍의 온도를 높이려는 시도이다. 압축기를 나온 고온 고압의 냉매는 난방시 응축기 역할을 하는 실내기로 유입된다. 냉매는 가장 뒷열에 있는 과열제거용 열교환기를 통하여 주열교환기에서 중간온도가 된 다음 가장 앞열에 배치된 서브쿨러로 이동하면서 냉매의 온도가 낮아지며, 반면 첫 열에서 유입된 공기는 2열, 3열을 지나면서 가열되어 토출시 높은 온도를 얻을 수 있다. 서브쿨러나 과열제거 열교환기에는 평판핀을 적용하여 공기로 부터의 압력강하를 억제하고 과도한 열전달을 방지하여 공기가 지나가는 동안 일정한 기율기로 공기의 온도를 높일 수 있는 장점이 있다. 그림 26의 두 번째 그림은 열교환기를 각지지 않도록 구부리는 호형 열교환기의 적용예로서 송풍팬에 대하여 공기의 속도벡터에 수직이 되도록 하여 소음을 억제하고 풍향을 충분히 확보할 수 있다.⁽⁵⁾ 보통 열교환기는 2열 또는 3열을 겹쳐 사용하므로 각 열 사이에 열전도에 의해 공기와의 온도차가 줄어들어 효율이 떨어지게 된다. 따라서 열간에 공간을 뒹으로서 단열을 하여 효율저하를 방지하고

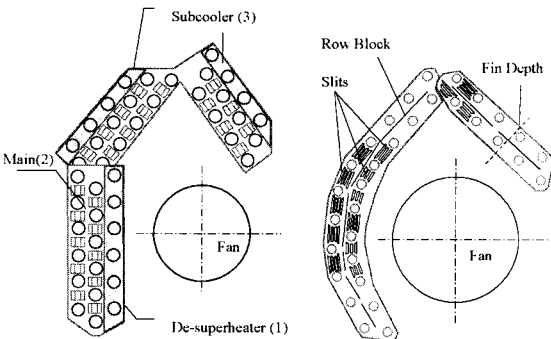
냉매와 공기온도차를 최대한 확보할 수 있다. 극단적인 경우로서 공기와 냉매의 온도차를 선형화하기 위하여 공기의 속도에 따라 부분적으로 슬릿의 형상을 차별화 한다면 효율을 최대한 올릴 수 있다. 그림 26과 같은 호형 열교환기의 또 다른 장점은 전술한대로 열교환기의 점유율을 높일 수 있으므로 유리하다. 열교환기를 3열로 사용하면 투입한 재료비 대비하여 성능의 향상비는 아무래도 저하하게 되므로 2열을 이용하여 풍량을 늘리면서 열교환기 전체의 폭과 높이를 늘리는 방향 즉 전면면적을 개선하는 방향으로 설계하여 재료비대 성능을 향상시키는 것이 경제적인 설계라고 판단된다.

최적유로 및 고효율 저소음 팬

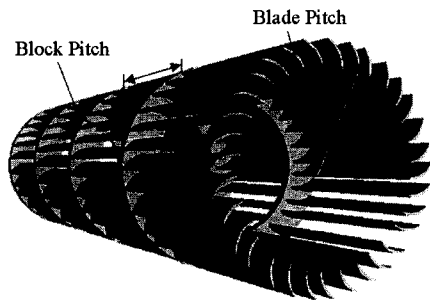
지금 까지 진행된 연구를 통하여 실내기의 소음 및 풍량에 가장 큰 영향을 미치는 유로(Flow Path) 관련 인자는 스테빌라이저(Stabilizer)의 형상 및 팬과의 상대 거리이므로 스테빌라이저의 형상(높이 및 Fan 중심과 일치 여부), 스테빌라이저와 팬간의 거리를 인자로 선정하여 최적값을 갖도록 설계하는 것으로부터 좋은 효과를 얻을 수 있으며 그 효과는 선택적으로 사용할 수 있다. 예를 들어 실내기에 적용되는 횡류팬의 고효율화 결과는 저소음화를 위하여 사용하거나 달성된 저소음화 부분만큼 풍량을 증가시켜 효율을 올리는데 사용하기도 한다. 그림 27에 보인바와 같은 실내기에 사용하는 횡류팬의 경우 팬플레이트를 불규칙하게 배열함으로써(블레이드의 피치각이 다름) 회전소음의 일종인 일정주파수의 날개 피치소음을 저감할 수 있는 부등피치팬 사용이 보편화되고 있고 그 것에 더불어 전체 블록이 한꺼번에 스테빌라이저와 교차하지 않고 미소한 시간지연을

Heat Transfer Area(%)	100	120	155	175
COP(%)	100	116	140	167
Indoor Unit Shape				
* Based on "equivalent" Outdoor case				

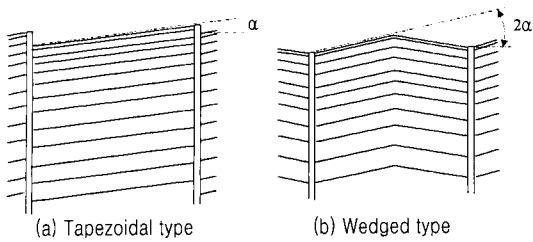
[그림 25] 열교환기 설치면적 최적화 효과



[그림 26] 다양한 열교환기의 배치 예



[그림 27] 실내기용 부등피치 횡류팬

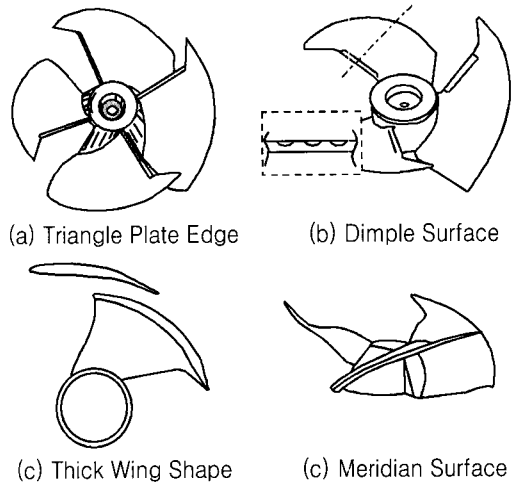


[그림 28] 실내기용 횡류팬의 블레이드 형태

갓도록 위상차를 주는 블록피치 각도 최적화 방법을 통한 저소음화도 시도되고 있다.⁽⁷⁾ 또한 플레이트에 나선모양을 삽입하여 소음에너지를 자체적으로 분산하여 소음을 줄일 수 있는 방안도 제시되고 있다. 그림 28처럼 날개 자체에 각도를 주는 것으로부터 공기의 흐름을 비스듬하게 잘라 공기저항을 감소시켜 소음을 줄일 수 있으며 각도의 크기에 따라 그 효과가 배가되기도 한다. 실외기에는 축류팬보다 열교환기 전면에서 균일하게 송풍시킬 수 있는 사류팬을 적용한다. 그림 29는 이 사류팬의 날개형태를 변경하여 저소음화를 지속하고 있는 예를 나타낸 것으로 1dB의 저소음화는 풍량 약 4%에 해당하므로 고효율을 위한 단서가 제공된다고 할 수 있다.

결론

지금까지 소형공조기를 포함한 에어컨 기술은 급속히 발전하여 세계 유수의 에어컨 업체들간의 기술이 크게 차별화 되고 있지 않다. 따라서 지금부터는 환경친화적 및 고효율의 개념에 기초한 새로운 핵심요소기술을 기본으로 하여 기존 시스템을 개선하는 것으로부터 차별화가 의미를 갖게 될 것이다. 고효율 과제란 크게 기존부품의 혁신적 교체 및 개선과 이것이 시스템에서 최고의 성능을 발휘할 수 있도록 구성하는 두 가지 과제의 복합이라 할 수 있으며 이것은 개발 단계부터 서로 밀접하게 연관되어 보조를 맞추지 않으면 좋은 결과를 얻기 어렵다. 지금까지는 부품자체가 일반성을 갖춘 고성능화에 의미를 두었지만 기술이 점차 포화상태에 이르게 되는 향후에는 특정 시스템과의 상성을 염두에 두고 그 시스템에서 최고의 성능이 발휘되는 "제품지향설계"가 큰 의미를 갖게 될것이므로 연구개발의 시스템을 점검하고 새로운 조직으로의 변환을 거듭하여 새로운 시장환경에서도 강자로 군림할 수 있는 역량을 키우는 작업을



[그림 28] 실내기용 횡류팬의 블레이드 형태

시급히 서둘러야 할 때이다.

참고문헌

1. Sauer, Jr. J., Howell H., 1983, Heat pump systems.
2. Nagatomo, S., 1998, 空调用容積形壓縮機技術, 日本冷凍空調學會論文集, Vol.15, No.4, pp. 305-326.
3. 浜田, 1996, 차세대 파워 트랜지스터를 개발. 미세가공응용하고 손실을 1/3로, 닛케이마케니컬 8월 19일호, p. 16.
4. 筈井一成, 2000, 空调用熱交換機의 變遷, 冷凍, Vol 75, No.878, pp.14-19.
5. 富川 英朝외, 1999, 新冷媒採用省エネエアコン 大清快の 開發, 第33回空氣調和冷凍連合講演會講演論文集, pp.65-68.
6. 野中 正之외, 2001, 高效率全開PAMエアコン의 開發, 第35回空氣調和冷凍連合講演會講演論文集, pp.21-24.
7. 안철오, 고철수, 2001, 횡류형 임펠러의 블록피치각과 부등피치각의 최적화, 사내논문.
8. 황윤제, 1998, 소형히트펌프의 기술개발 동향과 전망, 공기조화 냉동공학회, Vol.27, No.2, pp. 165-175.
10. 端 聖一, 2000, 主な熱交換器とその技術, 冷凍 第75卷 第874 , pp.25-29. ㉔