

## 승합차량용 공조 팬의 개발

김재원·정윤영

### Development of an Air-conditioning Fan for a Van

Jae Won Kim, Yeun Young Jung

**요약** 본 연구는 차량용 Air-conditioner 에 사용되고 있는 직교류형 팬의 개발에 관한 것이다. 가정용으로 사용되는 직교류형 팬을 차량용으로 전환하기 위해서는 날개의 길이, 형상 등을 새로이 설계해야 하며, 또한 성능이 충분히 유지되어야 한다. 이를 해결하기 위해 날개형상 설계, 사출성형 해석 그리고 시제품에 대한 성능평가 실험이 수행되었다. 개발의 주요 방법론은 성능을 만족시키는 최적의 날개형상을 구하고 이를 제작하기 위한 사출조건을 찾는 것으로 2년여에 걸쳐 개발이 성공적으로 완료되었다.

**Abstract** This paper is concerning on the development of cross-flow fan (CFF) for vehicles. CFF is widely used home-appliance products. This work mainly intends developing CFF only for an automobile. In order to do that, new design involving blade shapes is proposed with enough performance for the operation. Specially three steps are proceeded for blade design, injection conditions for manufacturing, and capacity test for fluid mechanics. The present methodologies are to find optimal design for the blades and conditions for the injection process. This project has continued since last two years and finally succeeded.

**Key Words :** Stabilizer, Cut-off, Crossflow fan (CFF)

#### 1. 개 요

근래에 이르러 국내의 공조산업은 산업현장, 가정, 사무실, 일상생활에 밀접한 관계가 있는 자동차에 이르기까지 그 범위는 날로 확대되어지고 있다. 또한 차량의 고급화 대형화가 가속화됨과 동시에 차량 역시 쾌적공조의 필요성이 절실했다. 과거 차량용 공조시스템의 단점은 운전자를 포함한 앞좌석 동승자를 제외한 후면 탑승자들에게는 적용되지 못하는 단점이 있었다. 이러한 문제점들을 극복하고자 여러 자동차 업체들은 많은 노력을 하고 있고 본 연구대상이 된 Cross-flow fan 역시 이러한 문제해결을 위한 과제이다. Cross-flow fan은 그 형상이 복잡할 뿐 아니라 성능에 영향을 미치는 요소들이 매우 복잡적으로 작용하는 관계로 신제품의 개발이 상당히 어려운 현실이다. 이러한 Cross-flow fan은 날개가 얇고 길며, 날개의 갯수 또한 많은 특징으로 금형의 제작과 더불어 사출방법 역시 어려워 기존의 제품에 사용되는 Cross-flow fan들은 일본이나 미국에서 수입되어 사용되어 왔다. 본 연구에서는 Cross-flow fan의 국산화를 하기 위한 개발에 관한 것이다.

Cross-flow fan은(이하 CFF이라 칭함)유동범위와 정

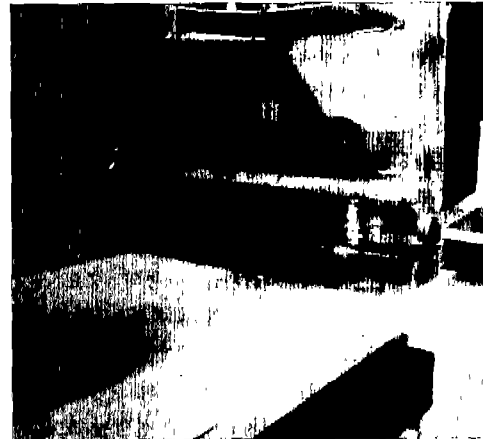


Figure 1. Typical flows by CFF.

압 크기에 비해 발생하는 소음도와 체적등에서 다른 Fan보다 상대적으로 잇점이 있어 그 사용이 증대되고 있다. Figure 1은 직교류형 팬의 특징적인 유동형태를 보여주는 것으로 유체의 유입과 유출이 동일날개에서 순차적으로 이루어지고 있음을 볼 수 있다. CFF는 그 특성상 CFF 자체의 설계 형상보다는 Stabilizer의 Cut-off 부분이나 토출부 유로의 곡률, CFF와 유로사이의 간극 등에 그 유동 효율과 소음의 발생이 좌우된다. 또한 CFF가 발생시키는 소음의 대부분은 공기 유동소

\*선문대학교 기계및제어공학부

음으로 Impeller blade 사이나 흡입부 외부와 토출부 내부, 그리고 Stabilizer 및 유로의 취출구 등에서 광범위하게 발생하는 Vortex에 의해 생성된다. 이는 제품의 유동효율을 직접적으로 좌우하는 중요한 설계변수로 작용한다.

## 2. 연구내용

본 연구는 적용 대상에 대하여 전산해석을 통한 직교류형 팬의 최적설계를 거쳐 성능의 검토, 사출설계, 실제 성능 분석의 방법으로 연구하였다.

전산해석을 통한 방법은 상용 solver인 Star-cc를 사용하였고, 사출설계는 C-MOLD, Fan Tester는 ASHRAE 규정 [1]을 근거로 제작되었다.

### 2.1. 설계기법

고려된 설계인자는 CFF Blade의 취부각과 Stabilizer, 토출부의 유로 곡률과 그 형상 변화이다. 이전의 논문 [2]에서도 증명되었듯이 CFF의 성능은 Blade의 형상보다는 주변 설계요소에 의하여 더욱 좌우된다. 그러나 Blade의 취부각에 따라 입출부 및 도출부에서 생성되는 Vortex의 중심위치가 변화되는 것이 사실이다. 이러한 변화가 도출부 유로나 Stabilizer의 위치에 따른 변동폭 보다 미소한 것이 사실이지만, Vortex의 생성이나 그 위치에 한정하여 고려하면, 유동의 흐름이 진행함에 있어 파생되는 영향은 무시할 수 없다. 따라서 Blade의 입취부각을  $\beta_1 = 14.67^\circ$ ,  $\beta_2 = 27.6366^\circ$ ,  $\beta_3 = 38.1461^\circ$ 의 세 가지로 구분하여 조사하였다. Blade의 각도를 변화시키면서 고려되는 유동의 중요 인자는 CFF내부에 생성되는 Vortex의 위치와 각각의 Blade 사이의 미소 Vortex로 인한 CFF의 근접 회전유동의 크기, 그리고 그로 인한 Stabilizer와의 충돌 현상이다. CFF 내부의 Vortex의 위치는 후에 설명될 도출부 곡률과 연계되어 고려되어진다.

이전의 많은 연구에서 조사되었듯이 Stabilizer의 축방향 위치와 접선방향 위치, 또는 도출부 각도에 대한 자세한 결과가 제시되었다[3]. 이러한 결과들과 이전의 여러 연구들을 근거로 하여 Stabilizer의 위치와 형상은 송풍기의 주된 소음원이며, 유량감소의 원인으로 밝혀졌다. Blade의 도출부에서 생성된 Vortex의 영향과 Blade유동 특성에 의한 Stabilizer의 유동 충격 현상은 유동 소음의 가장 큰 비중을 차지하게 된다. 이러한 현상은 유동의 방향과 Stabilizer의 형상이 일치하지 않는

데서 비롯된 것으로 과거의 연구에서는 Blade 근접유동을 회전유동으로 잔류시켜 소음을 감소시키려는 방향으로 진행되었다.

본 연구에서는 Vortex의 억제와 함께 Stabilizer의 형상을 유동의 접선방향과 일치시켜 유동방향을 자연스럽게 도출부로 유도함으로써 유동손실을 최소화하는 형상을 취해 보았다. 또한 이러한 시도로 야기되는 도출부 유량의 증가로 인한 물리적 손실을 보상하기 위해 유동면적을 일정하게 유지하는 시도가 병행되었다. 또한, 도출부의 유로 곡률을 실제 유동에 접근하는 시도를 함으로써 유량의 감소 없이 체적을 최소화하는 방식을 꾀하였다.

이를 세부적으로 살펴보면 Figure 2와 같이 CFF 주변을 설계했고, 흡입부는 축방향 벽면 전체를 흡입구로 채택했다. 그림에서 Case 상단에 흡입구를 설치하지 않은 이유는 두 개의 흡입구 사이에 생성되는 Vortex로 인해 일부분에서 배출현상이 발생하기 때문이며, 이는 열교환기나 다른 설치를 고려하지 않는 초기 조건에 의해 정당화된다. CFF의 내경을  $D_1$ , 외경을  $D_2$ 로 정의하였을 때 원심 수직축에서  $\theta_1$ 만큼 이등한 내경 위치에 곡률원점  $O_2$ 를 정의했다. 전순환 유로 곡률의 변화는 송풍기 자체의 부피를 작게 하려는 추세에 따라 곡률원점을 원심 수직축을 기준으로  $\pi - \theta_1$ 의 지점까지 5단계로 균등분할하였다. 이는 실제적인 도출부 유동 방향변화가  $-\theta_1$  이전에서 발생한다는 가정 하에 시행되었다. 또한, CFF와 도출부 곡률부와의 거리를  $\epsilon_1$ , Stabilizer와의 거리를  $\epsilon_2$ 로 정의하였고, Stabilizer는 좌표의 이동이 없는 것으로 고려하였다.

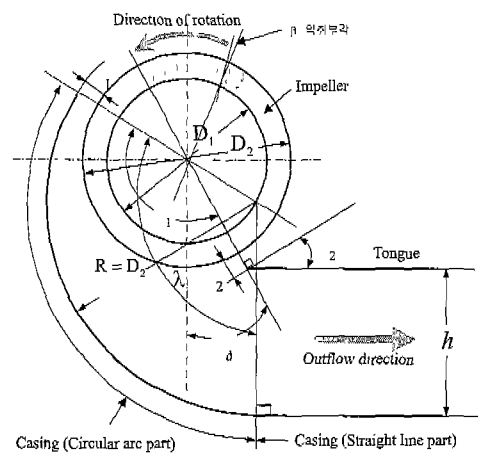


Figure 2. Geometry of test fan system.

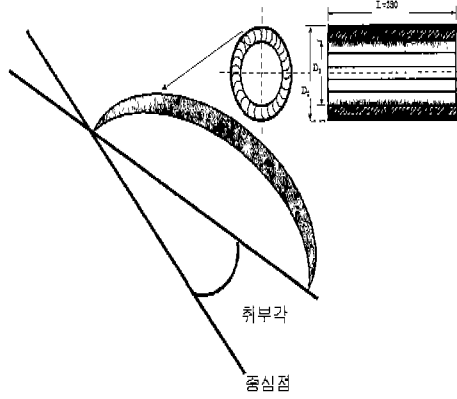


Figure 3. Details of blade angle.

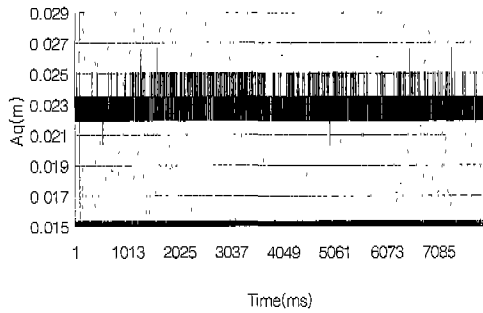


Figure 4. Total pressure variation near cut-off.

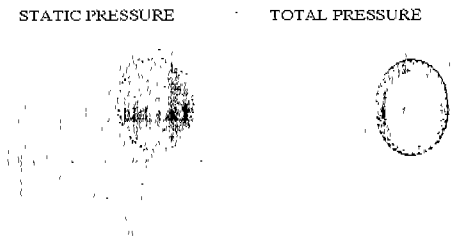


Figure 5. Static(left) and total(right) pressure distribution near CFF except for stabilizer and curved outlet.

## 2.2. 수치 해석 기법

본 해석에서는 Blade의 회전속도를 정속으로 규정하여 가속도에 대한 고려를 하지 않았으며, 난류 모델은  $k-\epsilon$  모델을 사용하였다. 매질인 공기를 비 압축성 점성유체로 가정하여 연속방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식을 지배 방정식으로 하였으며 이의 해석을 위해

상용코드인 STAR-CD를 사용하였다. 2차원 해석으로 한정하였으므로 약 15만개의 격자점을 사용하여 계산하였고, 각 Step에서의 수렴조건은  $10^{-5}$ 으로 하였으며, Stabilizer와 도출부 벽면, 또는 CFF Blade 주변에 집중적으로 격자를 분포시키는 비균일 격자계를 이용하였다.

계산의 신뢰도는 실험을 통해서 증명하였고, 이를 기초로 한 다양한 변화는 계산을 통해 증명하였으며, 계산 기법은 Simple 기법을 사용하였다. 다음에 Simple 기법에 대한 간단한 수식을 열거하였다.

$$P_{i,j} = P'_{i,j} + P'_{i,j} \quad (1)$$

$$u_{i,j} = u'_{i,j} + d_{i,j} (P'_{k'_{i-1,j}} - P'_{i,j}) \quad (2)$$

$$v_{i,j} = v'_{i,j} + d_{i,j} (P'_{i,j-1} - P'_{i,j}) \quad (3)$$

## 2.3. 수치 계산 및 가시화의 결과

위의 실험 결과에서 극 저속인 240rpm의 경우에는 도출부 곡물과 CFF에 Vortex가 생성되는 것을 볼 수 있었다. 이는 토출되는 유동과 CFF에 의해 회전되는 유동사이의 속도차에 의한 것으로, 회전속도 360 rpm에서 유량이 증가하기 시작하면서 극복됨을 알 수 있다. 또한 비교적 저속인 이 두 경우에는 Cut off 지역에서 소음이 거의 측정되지 않았다. 그러나 실제 사용 회전수에 근접하기 시작하면서 토출 부위에 난류가 발생되고 회전속도 660 rpm에 이르러 소음의 발생이 뚜렷해 짐을 알 수 있었다. 이러한 이유는 유동가시화에는 측정되지 않았지만, 저속의 경우에 토출유동에 많은 영향을 받던 Blade 주변 회전유동이 고속화되면서 직접적인 Cut off 소음을 발생시키는 것으로 예상할 수 있다. 이러한 현상은 제품개발에 여러 문제점을 발생시키는 것으로 유량특성에 따라  $\epsilon/\lambda$ 의 기울기를 줄이는 방법과 간극  $\epsilon_2$ 에 작은 값을 설정하고 Stabilizer의 형상을 토출부 유동에 근사시키는 방법이 있다. 본 연구에서는 두 번째 방법을 시도하였다. Figure 4는 Stabilizer의 Cut off 지역에서의 전압을 측정된 것으로 회전속도를 증감시킴에 따라 압력 밀도의 차로 측정됨을 알 수 있었다.

### 2.3.1. Stabilizer 주변의 유동장

CFF 자체만의 유동특성을 알기 위해 입구부와 도출부 부분 제외한 나머지 부분의 특성을 제외한 형상을 계산하였다. 이에 대한 형상은 다음과 같다. 이와 같은 초기 계산의 목적은 Stabilizer와 도출곡물의 물리적 의미를 명확하게 하기 위함이며, 나중에 기술할 Blade의 Vortex 전과 부분에서 기초자료로 활용하기 위함이다.

Figure 5에서 보이듯이 stabilizer와 도출 곡률이 없는 상태에서는 토출 유동이 거의 발생하지 않는 것을 알 수 있다. 이는 송풍기 설계에 있어서 압력차의 중요성을 반증해 주는 것이기도 하다.

계산을 위해 사용된 제품의 기본형상은 Figure 6과 같으며, 이를 기초로 하여, 각 부분의 형상을 복합적으로 변화시키며 결과를 유추하였다. Figure 7은 기본이 되는 해석 형태에 대한 유동장의 형상을 나타내는 것이다. 전술했듯이 입구부에서 유동의 속도차에 의한 열 교환기에 대한 문제나 Vortex 생성에 대한 것은 본 연구에 해석 범위를 벗어나기 때문에 고려하지 않았다. 다음의 유동결과는 CFF Blade의 익휘부각을 변화시키며 도출부 단면의 출구방향 속도를 도식화 한 것이다. Figure 8에서 알 수 있듯이 Blade의 도출 각도에 따라 토출되는 유량의 형태와 크기가 변화한다. 특히, 익휘부각이 25° 이상인 경우 토출 단면의 중심부 유동이 발달하는 것을 알 수 있다.

다음의 결과는 Stabilizer가 유동에 미치는 영향과 유동이 Stabilizer에 충돌하는 현상에 의해 발생하는 소음이 어떠한 관계를 가지고 있으며, 이를 해결하기 위한 방법을 소개한다. Stabilizer가 가지는 기본 역할을 수행하기 위해서는 쇄기 형태로도 충분하지만, 소음의 감소와 나아가 유량의 증대에 대한 요구가 대두되면서 개량 형태의 제품이 연구되고 있다. 이에 Stabilizer의 형태를 실제 유동에 접근시켜 CFF 주변의 고속 회전유동을 토출부로 유입하는 시도를 하였다.

Figure 9는 Cut-off 지역에서의 압력을 도식한 것으로 Stabilizer 끝단에 형성되는 고압부가 소음의 원인으로 진단되고 있다. 이의 해결을 위해 Stabilizer의 토출 방향 단면을 유동방향에 입각하여 S자 형태로 휘는 방식을 취하였다. 이에 대한 결과는 다음과 같다.

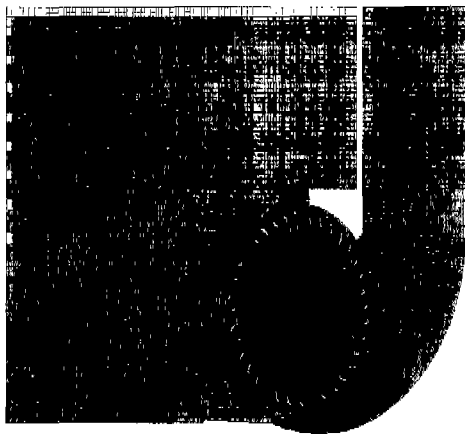


Figure 6. Mesh of fan system.

Figure 9에서 나타나듯이 Stabilizer의 도출부 곡면을 S자 형태로 휘어주면 일반 쇄기형에 비해 Stabilizer 주변의 압력은 감소하고 유량 단면의 중심부의 압력이 높아지는 것을 알 수 있다.

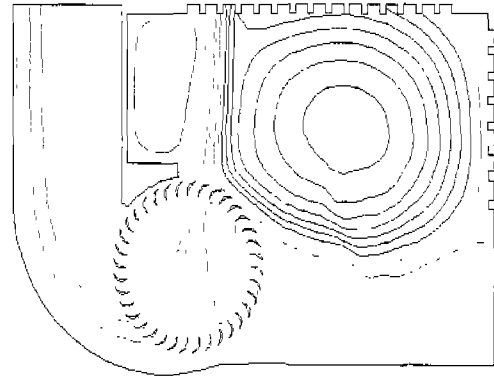


Figure 7. Plots of streamlines around fan.

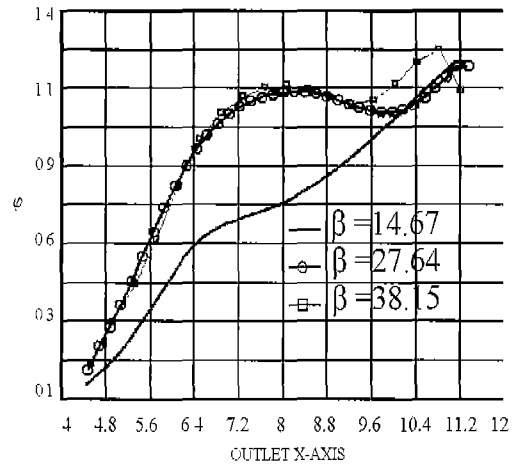


Figure 8. Outlet flow rate according to blade angle.

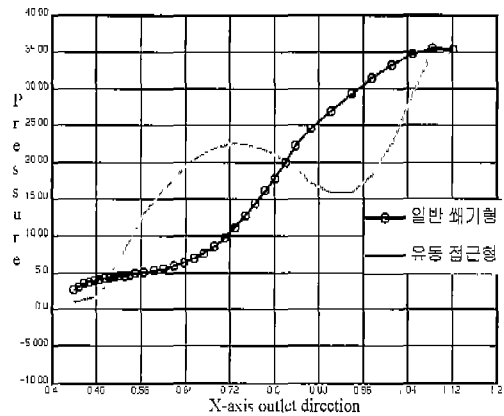


Figure 9. Horizontal variation of normal pressure along outlet.

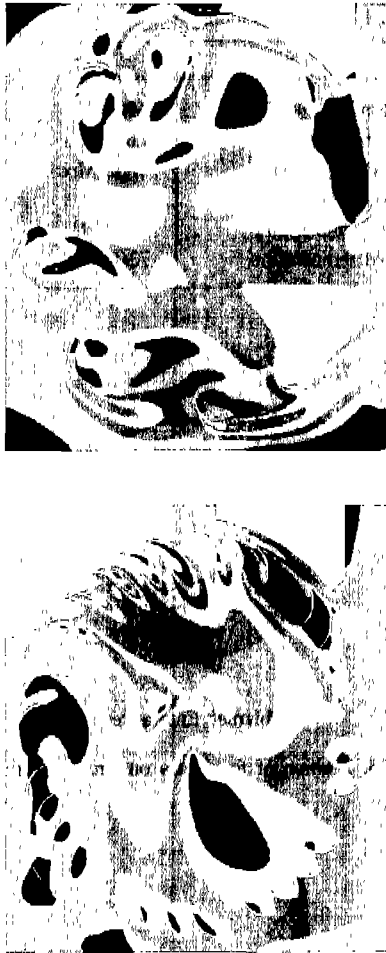


Figure 10. Comparison of flows inside fan with number of blades.

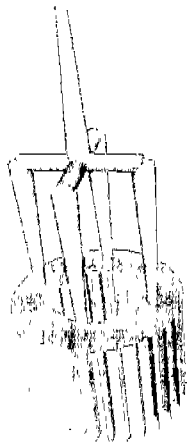


Figure 11. Position and shape of runner of CFF.

이는 유관의 형상 변화와 CFF의 주변 회전 유동이 토출부 유동으로 변환되면서 생기는 후속류의 영향에 의한 것이다.

위의 Figure 10은 Blade의 수를 오른쪽부터 각각 24개와 8개로 배치한 것이다. Blade의 위치는 무게중심이 허용하는 범위에서 무작위로 선정하여 측정하였다. 도표로 나타내지는 않았지만, Blade를 24개 장착한 경우에는 유량감소가 별로 발생하지 않았지만, 8개의 Blade를 장착한 경우에는 유량이 현저하게 감소하였다. 또, CFF내부에 생성되는 Vortex의 형상은 Blade 24개의 경우 CFF 중심부로 이동하는 형태를 띄었고, Blade 8개의 경우에는 발생하지 않았다. 이는 CFF내부 Vortex의 위치와 생성역제는 Blade의 수를 변화시키는 것보다는 위치를 비대칭으로 배열하는 것이 바람직한 것으로 나타났다.

#### 2.4. 사출해석을 통한 최적 생산방법

자동차의 환경은 온도의 차가 심하고 진동이 많은 열악한 환경이다. 그래서 적용되는 제품은 잦은 온도 변화에서 변형이 적어야 하며, 지속적으로 회전하고 있는 부품이므로 사출품에서 resin의 균일한 분포가 중요하다고 할 수 있다[4].

단약 변형이 생기거나 사출품 자체에 불균형이 생기게 되면 회전시 소음이 발생하게 되고, 일단 진동이 발생하게 되면 시간이 지날수록 진동이 점점 커져서 crack이 발생하게 되어 불량률의 원인이 된다. 그러므로 gate의 위치를 최적화하여 용융 수지의 충전조건을 맞추어야 하고 미-충진의 발생을 막는 설계가 필요하다. 다음의 Figure 11과 같이 용융 수지의 충전조건을 맞추기 위하여 4개의 runner를 설치하였다. 본 해석은 상용 코드인 C-mold와 Mold-flow를 사용하였고, 용융수지의 기계적 물성치는 LG화학의 범용 ABS를 사용하였다. ABS는 비결정성 수지로 흐름방향과 직각방향의 수축률의 차는 매우 작고, 수축률의 절대치도 작기 때문에 치수정도가 높아 팬 성형에 적합한 수지이다.

##### 2.4.1. 해석과정

전산해석을 위해서는 CFF를 3차원으로 모델링 한 후 이를 FEM 해석을 위하여 Boundary형태로 변환하여 Mesh형태로 요소를 구분한 뒤에 점탄성유체(Visco-elastic)의 기본적 거동에 대한 방정식을 활용하여 급형내의 수지 거동을 이해한다. 다음 Figure 12는 해석의 절차를 흐름도로 보여준다.

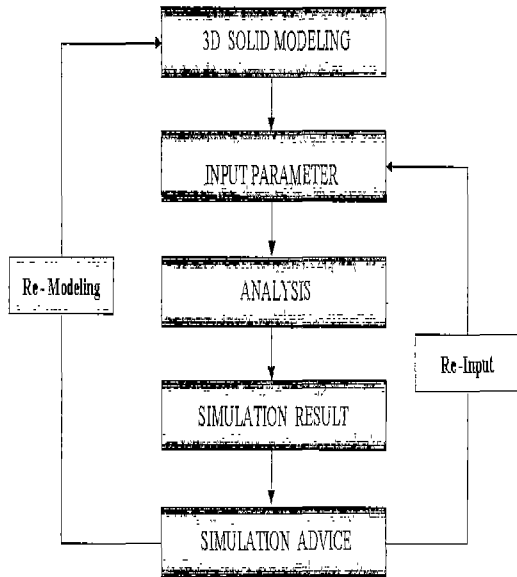


Figure 12. Flow chart for injection-analysis.

2.4.2. 3차원 모델링

유한 요소법을 이용하여 금형내의 용융수지의 거동을 이해하기 위해서는 유한개의 요소로 제품을 모델링 하여야 한다. 본 연구에서는 CFF의 Blade 1개에 대해 605 개의 요소를 설치하였고 전체적으로는 23,624개의 요소를 설치하여 해석을 수행하였다. 구체적으로 본 해석에서는 삼각형과 사각형 요소를 임의적으로 배치하였고 CFF의 날개 끝단에서는 사각형 요소를 구성하여 수지 충전 여부를 정확하게 판단할 수 있게 하였다. 모델링은 범용 3차원 CAD S/W를 이용하여 Wire-frame형식의 제품을 구성한 후 이를 FEM 해석을 위한 두께와 형상 정보를 추가하여 완성하는 과정을 택하였다. 이 형상 및 두께정보의 제공은 CAE S/W의 특정 모듈을 사용하였다.

2.5. 해석결과

해석을 위한 사출 조건을 생산현장의 자료를 그대로 사용하였으며, 다음의 Table 1은 그 조건을 표시한다. 해석은 사출기에서 이루어지는 공정 그대로 「충진-보압」의 과정을 그대로 재현하였다.

2.5.1. 충전해석

충진해석을 위한 CFF의 gate는 pin point gate로 그 위치는 다음 Figure 13과 같이 4개를 원주 방향의 등간격으로 배치하였다. 이는 미충진시 제품의 가치가 상실되는 제품의 특성상 매우 신중하게 고려되었다. 충전은

Table 1. Injection conditions

조 건	조건값
· Polymer	ABS
· Fill time	1.077 sec.
· Injection pressure	47.32 Mpa
· Cooling time	9.21 sec.
· Melt temperature	270.0 °C
· Mold temperature	70.0 °C

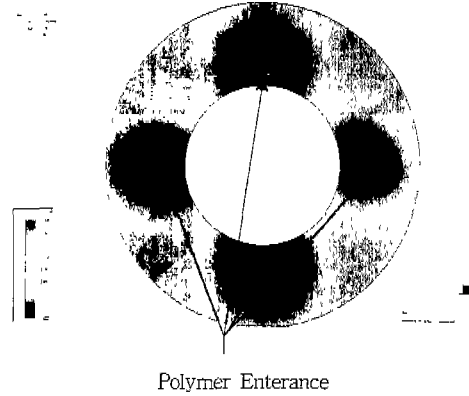


Figure 13. Position of four gates on circular plate.

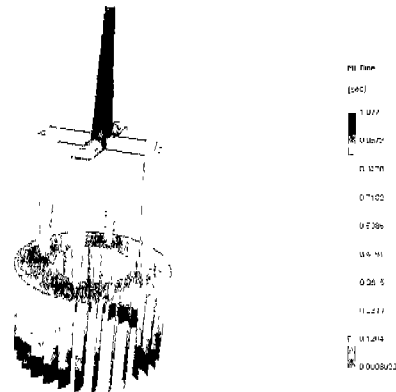


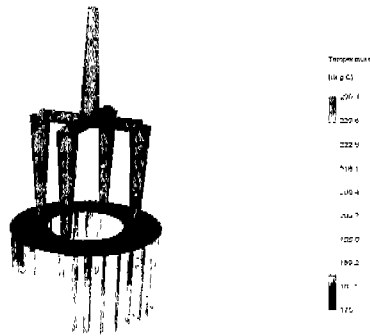
Figure 14. Transient process of filling of resin flow.

총1.077초 동안 이루어 졌다.

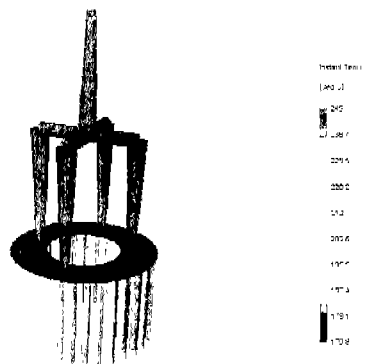
Figure 14는 수지의 충전 시간과 충전상태를 나타내어 주는 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 In-jection Point와 거리가 제일 먼 blade끝 부분이 가장 충전이 늦게 일어남을 알 수 있다. 또한 gate와 충전시간 그리고 충전압의 적절한 설정으로 미충진이 발생하지 않고 완전 충전이 됨을 알 수 있다. 따라서 완전 충전이 보장되는 충전 시간은 1.077초로 판명되었다. 성형수축의 변용요인 중의 하나가 Cavity내의 Resin pressure이다. 수지의 충전

압력을 높여줄수록 수축률이 감소하고 미충전이 감소한 충전압의 상승으로 제팅 현상이 발생하여 외관이 불량해진다. 일반적으로 수축률의 변화는 비결정 수지의 경우 선형적으로, 결정성 수지의 경우에는 비선형적으로 감소한다. Figure 15(a)는 충전 중인 수지 온도이고 Figure 15(b)는 완전충전 후 제품내의 온도분포이다. 이 결과를 이용하여 수지의 충전 이후에 예상되는 제품의 변형을 예측할 수 있다. 금형과 접촉면적이 넓은 Blade 부분이 온도가 낮은 것을 알 수 있다. 수지의 온도가 상승하면 유동성이 좋아지므로 금형 내부의 충전상태가 개선되고, 금형 내부의 냉각시간이 길어지므로 수지는 치밀하게 되어 비등점에서는 성형수축은 작아진다. 이에 반해서 수지 온도 상승으로 열적 수축율이 크게 되어 냉각후의 수축량은 커지게 된다[5].

이러한 금형내부의 온도분포를 이용하여 냉각수출을 운전시키면 다음의 Figure. 16과 같은 수지의 고화를 예측하는 해석을 수행할 수 있다. 수지의 고화(Solidification)는 생산의 과정 중 냉각과정의 길이를 조절하거나 또는 냉각수의 온도, 냉각 배관의 크기, 길이 등을 조절할 정보를 제공할 수 있으며 매우 중요하다. 또한 냉각의 결



(a)



(b)

Figure 15. Temperature of melted resin in cavity at moderate time(a) and steady state(b).

과는 향후 제품의 배향성 및 변형을 결정할 주요 인자가 되므로 신중한 고려가 필요하다. 수지 충전 후 제품의 고화 시간을 나타내는 그림이 Figure 16이다. 보여진 결과로부터 Blade부분이 가장 빨리 고화 되는 것을 알 수 있고 이 값을 이용하여 전체 Cycle time을 예측할 수 있다.

냉각 시간(Cooling time)은 전체 Cycle time의 2/3 이상을 차지한다. 따라서 Cooling time을 줄이는 것이 생산성향상에 큰 영향을 미치게 된다. 그러나 고화 시간이 너무 짧아지면 수축변형이 발생하므로 최적시간을 고려한 금형 설계가 필요하다[6].

Figure 17은 수지 충전 후 제품내의 수지 및 보강재의 분자 배열을 나타내는 그림이다. 이 결과를 토대로 가전제품의 Case와 같이 외관이 좋아야 하는 제품은 변수 수정을 통하여 좋은 결과물을 얻을 수 있다. 성형 후 분자배열은 수지의 종류에 따라 달라진다. 수지는 일반적으로 결정성 수지와 비결정성 수지로 나눌 수 있는데

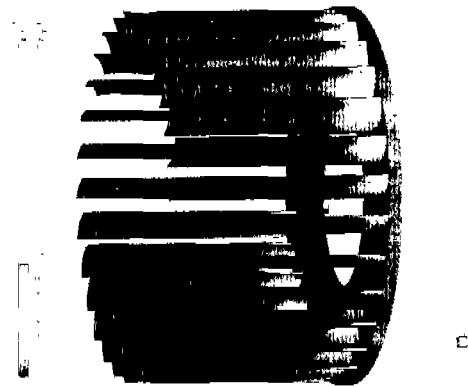


Figure 16. Transient behaviour of cooling process.

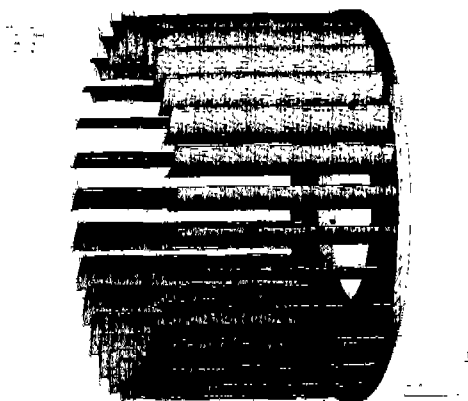


Figure 17. Orientation of fiber in melted resin after solidification.

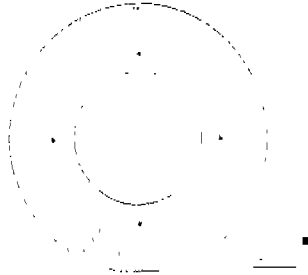


Figure 18. Position of air-trap in products.

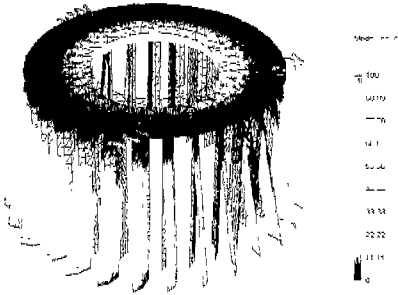


Figure 19. Total deflection of blades after injection process.

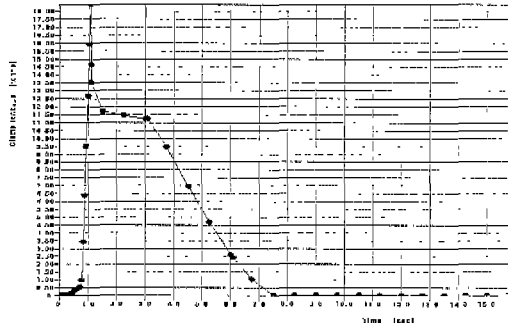


Figure 20. Time history of clamping force.

결정성 수지의 경우 수지가 흐름방향으로 크게 방향을 정하기 때문에 흐름방향과 직각방향의 수축율의 차가 크게되어 성형품의 굽힘, 뒤틀림이 발생하기 쉽다. 반면 비결정성수지는 결정성 수지에 비하여 흐름방향과 직각 방향의 수축율의 차는 매우 작고, 수축율의 절대치도 작기 때문에 치수정도를 높이는 것은 비교적 쉽다. ABS 수지의 특성상 표면외관 및 Weld가 눈에 띄기 쉬우므로 흐름에 대한 Runner, Gate위치의 선정이 중요하다. Gate의 개수가 유한하기 때문에 유한한 Gate사이에 위치되는 Weld선은 예상대로 Gate와 Gate사이에 발생하고 Blade의 끝단에도 발생한다. Weld 라인은 제품에 충격이 가해질 경우 제일 파손의 위험이 높은 위치이다. 이 결과를 이용하여 Gate위치 조정 및 Remodcling을

통하여 제품의 품질 향상을 추구할 수 있다.

Figure 18은 완성된 제품의 대표적인 불량 사례인 Air trap의 위치를 나타내고 있다. 이 기공은 수지내의 잔류 수분이 충전시 압력과 고온에 의해 증발되어 나타나는 형상으로 칫수, 외관, 강도불량의 주요 원인으로 등장한다. Figure 18을 참고로 불량률을 최소화 할 수 있는 설계를 지향할 수 있다. 금형 가공시 Vent홈 가공이 이루어져야 하는 위치를 알 수 있다. 본 연구의 해석 결과에서는 Blade 끝 부분(날카롭고 뾰족한 부분)에 Air trap이 발생할 수 있다는 결과가 나왔다. 이러한 문제점을 해결하기 위해서는 Blade 끝 부분에 Vent홈 가공을 실시하여 Vent를 제거하는 방법이 있다. 혹은 사출 시 충전 압력을 높이거나 금형 내부 수지의 온도를 높이는 방법이 있으나 이는 부차적인 영향 (생산성, 금형 수명등)을 유발하므로 권유할 방법은 못되고 본 연구에서는 기공 유출 홈을 구성하는 기법으로 Blade의 끝 부분을 완만하게 재설계하는 방법과 Ejection pin의 가공을 제안한다.

### 2.5.2. 변형해석

수지의 충전, 냉각, 보압 과정 등에서의 불균일 온도, 압력 등을 사출 완성후 제품에 후변형을 유발하여 제품에 생명인 기능을 훼손하기까지도 한다. 이를 예측하여 변형유발요인을 배제하는 노력이 절실히 필요하다. 실제 사출 공정은 그 고화 과정에서 수축이 발생한다. 그러나 본 연구의 대상인 팬은 구조상 날개의 두께가 얇기 때문에 수축이 작게 나타난다. 이 결과를 토대로 금형 가공시 수축을 고려하여야하고 보압과 냉각시간을 적절히 조정해야한다. Figure 19는 사출 완성 후 제품의 총 변형을 도식적으로 보이고 있다. 변형은 날개의 자유단에서 횡 방향(반경방향)으로 발생하며 매우 불리한 결과를 보이고 있다. 이를 방지하기 위해서는 수지의 섬유제를 축의 수직인 방향으로 배향시켜 사출 완료 후 그 뒤틀림을 막고 또한 냉각 시간을 충분히 하여 서냉을 통한 변형을 막는 방법이 제안되었다.

### 2.5.3. 체적결정력

Figure 20은 금형의 체결력 (Clamp force)을 그래프로 나타낸 그림이다. 우리가 알고자하는 가장 중요한 부분은 최대 압력이다. cycle time중 약 1초~1.3초 사이에 최대압력이 작용하는 것을 알 수 있다. 여기서 나온 최대 압력값을 이용하여 최적의 사출기계를 선정할 수 있었다[7].



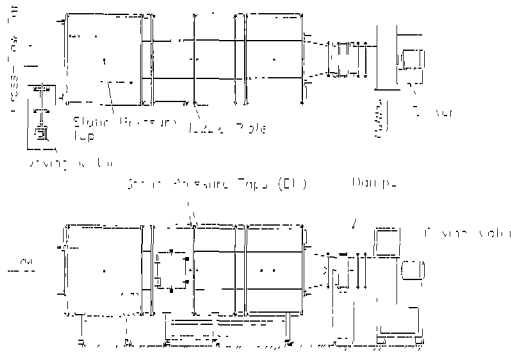


Figure 21. Wind tunnel for fan tester.

## 2.6. 직교류형 팬 성능 검증

### 2.6.1. 성능실험

실험에서는 앞서 실행된 결과를 바탕으로 제작되어진 34개의 전향 원호 익형(forward curved circular arc camber)의 횡류형 임펠러에 대해 단순한 와벽(simplified vortex wall)을 갖는 팬 시스템에 대한 실험을 수행했다.

횡류형 팬의 성능 시험을 위한 장치는 Figure 21과 같다. 팬 성능 실험 장치는 ASHRAE 표준을 근거로 하여, 전방 흡입형으로 선정, 제작하였다. 아울러 이 장치는 선행된 연구에서 비교적 정도 있는 실험치를 제공하고 있다. 본 실험에서는 상류측 안정실(settling chamber)을 투명 아크릴(acrylic fiber)로 제작하여 차후에 수행될 입자 영상 유속계(particle image velocimetry, PIV)를 이용한 유동장 측정이 가능하도록 설계했다. 실제로 투명창의 벽 두께를 통한 방원의 강도(intensity)의 손실을 고려하여 얇을수록 유리하나 얇은 벽의 경우 팬의 작동에 따라 벽에서의 파동이 우려되어 가능한 범위 안에서 두께를 선정하였다.

실험의 대상이 되는 팬의 정압(static pressure)은 상류측 안정실에 설치된 정압 탭(static pressure tap)을 이용하여 측정하고, 유량은 측정 관로에서 설치된 노즐을 통한 정압차를 이용하여 노즐 검중 곡선으로부터 계산되었다. 팬 실험용 풍동에 설치된 노즐은 정방형 실험 단면의 중심에 대해 대칭으로 모두 다섯 개의 노즐이 설치되어 실험 대상인 팬에 따라 적절히 노즐을 개방할 수 있도록 설계되었다.

입력 변환기(Furness Controls사의 FCO34)로부터 나오는 아날로그 신호는 A/D 변환기(National Instruments사의 SCB-68 보드)에 의해서 아날로그 신호에서 디지털 신호로 변환되어 컴퓨터로 입력된다. 위에서 언급한 모든 실험 자료의 획득 및 장치의 제어는 LabView

라는 윈도우용 상용 프로그램에 의해 이루어졌다.

연구 결과의 주요 내용 중 하나는 실험 대상인 팬의 효율을 측정하는 것으로 이를 위해 팬을 구동시키는 직류 모터의 성능 곡선을 사용하여 입력 에너지를 읽을 수 있었다. 일반적으로 회전하는 팬에 연결된 모터의 토크는 횡류형 팬 축에 토크 미터를 연결하여야 하나, 본 연구에서 팬 구동 모터의 성능 곡선을 이용하여 축 동력 및 팬 효율에 대한 정보를 얻고자한다.

영상을 이용한 팬 출구 주변의 유속 측정은 팬 성능 실험용 풍동이 투명한 소재로 제작되었기 때문에 가능했다. 입자는 작동 유체가 공기이므로 연기를 사용했으니 연기는 ONDINA 15 Oil을 연소시켜 얻었으며 그 때의 연기 입자 크기는 대략 0.5 내지 1.0  $\mu\text{m}$ 이고 한 개의 영상에 약 28,800개의 입자가 나타나게끔 유동장에 투입하였다.

### 2.6.2. 근사해석

최근에 터보 기계의 해석을 위한 전산 유체 역학의 주목할 만한 발전에도 불구하고 회전을 고려한 상태에서 심한 곡률을 갖는 날개 사이의 유동 현상과 같은 복잡한 난류 유동에 대한 신뢰할 만한 모델 개발이 아직까지 부족한 상태이므로, 터보 기계에 대한 실제적인 설계 및 탈 설계점의 해석은 여전히 실험적 손실 상관식을 이용한 평균 유선 해석 방법에 의존하고 있는 상황이다.

본 연구에서는 앞서 수행한 손실 모델에 대한 연구 결과를 이용하여 횡류형 팬의 성능 해석에 적합한 새로운 손실 모델을 개발하고자 한다.

직 교류형 팬의 성능 예측을 위해 본 연구에서 도입한 평균 유선 해석 방법은 임펠러 입구 및 출구에서의 평균 유선에 대한 속도 삼각형을 이용해서 유동장 정보를 얻어낸다. 여기서 평균 유선이란 실제로 날개와 날개 사이에는 일정한 간격이 존재하므로  $U$ 는 임펠러 날개 속도,  $V$ 는 유동의 절대 속도,  $W$ 는 유동의 상대 속도,  $\alpha$ 는 절대 유동각,  $\beta$ 는 상대 유동각을 의미한다. 직교류형 팬의 속도 삼각형은  $n$ 개의 단으로 구분되며 각단의 별도의 입구와 출구를 갖는다.

임펠러 날개 사이의 유동이 이상적일지라도 날개 내부에서 발생하는 상대적인 와류(relative eddies)로 인해 임펠러 출구 유동각  $\beta$ 는 기하학적인 날개 각도와 일치하지 않는다. 이러한 정도는 미끄럼 계수(slip factor)를 통해 계산할 수 있다. 미끄럼 속도( $V_{slip}$ )를 결정하는 미끄럼 계수에 대한 실험적, 이론적 관계식들에 대한 많은 연구가 있었으나, 이들 대부분의 식들은 반경짓 혹은 후향 깃을 대상으로 한다. 그러나 본 연구에서 다루는 횡류형 팬 임펠러 대부분의 출구측 형상은 전향깃인 관계

로, 본 연구에서는 단순하지만 효과적인 모델로서 아직도 많이 인용되어지는 아래 식(4)의 Stodola의 미끄럼 계수관련 상관식을 도입하기로 한다.

$$V_{slip} = \frac{\pi U_{2\alpha} \sin \beta_{2\alpha,b}}{Z} \quad (4)$$

상기의 식(4)에서  $Z$ 는 임펠러 날개 수를 의미한다. 오일러의 이론 양정은 임펠러 출구에서의 미끄러짐을 고려한 절대 유동에 따라 식(5)와 같이 계산된다.

$$H_{Euler} = [U_{2\alpha} V_{u2\alpha} + U_{1i} V_{u1i}] / g \quad (5)$$

여기에서 (+) 부호는 임펠러 입구측에서의 날개 속도  $U_{1i}$ 와 접선 방향의 절대 유속  $V_{u1i}$ 가 직 교류팬의 속도 삼각형 그림에서 보이는 바와 같이 서로 반대 방향이므로 발생하게 된다. 팬의 대부분은 임펠러 입구에서 예선회(rewheel) 없이 유동이 유입되는 관계로 위의 식(5)에서  $V_{u1i}$ 항을 고려하지 않아도 된다.

팬의 효율을 산출하기 위한 입력 에너지는 이론적 오일러 수두에 의해 표시되나 유효일은 진 압력 상승(total pressure rise)과 손실을 고려한 다음 식(6)에 의해 계산할 수 있게된다.

$$\Delta P_o = \rho g [H_{Euler} - \sum \Delta H_L] \quad (6)$$

여기에서  $\sum \Delta H_L$ 은 팬 시스템 내부에서 발생하는 손

실들의 총합을 의미한다. 그리고 정압의 상승(static pressure rise)은 식(6)에서 정압 측정 위치에서의 동압(dynamic pressure) 상승의 기여를 제외하여 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta P_s = \Delta P_o - \frac{1}{2} \rho V_m^2 \quad (7)$$

$$\eta_o = \frac{H_{Euler} - \sum H_L}{H_{Euler} + \sum H_{cv}} \quad (8)$$

여기에서  $V_m$ 은 유량을 정압 측정 위치의 단면적으로 나누어 얻은 평균 유속을 의미한다.

팬의 효율은 다음의 식(8)과 같이 정의하였다. 이 표현식에서는 총 수두에서 손실 수두를 제외한 부분을 유효 수두로 간주하였다.

여기에서  $\sum H_{cv}$ 은 오일러 이론 양정 이외에 외부에서 추가되어야 하는 외부 손실의 합을 의미한다. 본 연구에서 고려한 내부 손실은 입사각 손실, 임펠러 표면 마찰 손실 그리고 스크롤 케이싱에서 발생하는 손실로 구분하기로 한다. 본 연구에서 인용한 손실 모델들은 참고 문헌[8,9]의 구분을 따랐다. 다음의 Table 2는 각 손실항의 표현식과 그 근거를 표시한다.

반면에 외부 손실 모델의 경우, 차후에 수행되어지는 연구에서 보강 연구를 통해 개발되어야 한다.

본 연구에서 제안한 평균 유선 해석에 의한 성능 예측 방법의 타당성 검토를 위해 팬 성능 시험 장치에서 실험한 횡류형 팬의 성능 곡선 결과와 비교해 보았다.

Table 2. Presentation for loss terms

Term	Equation	Factor
Induce loss	$\Delta H_{inc} = \frac{W_{in}^2}{2g}$	Induced angle
Friction loss	$\Delta H_{vf} = 2C_f \frac{L_b}{D_{hyd}} \frac{\overline{W}^2}{g}$	Flow friction on blades
Casing loss	$\Delta H_{vc} = \Delta H_{exp} + \Delta H_{ent} + \Delta H_{vsf}$	Loss of flow rate in scroll casing
	$\Delta H_{exp} = 0.75 \frac{(V_{u2\alpha} - V_{th})^2 + V_{m2\alpha}^2}{2g}$	
	$\Delta H_{ent} = \frac{(V_{th} - V_{exit})^2}{2g}$	
	$\Delta H_{vsf} = 0.35C_f \frac{S_{sc}}{A_{th}} \frac{V_{th}^2}{2g}$	

Figure 22는 동일 형류형 임펠러에 대해 회전수 만을 변화시켰을 때 나타나는 성능 곡선에 대한 실험 자료와 예측 곡선 사이의 비교를 도시하고 있다. 저유량 부근에서 발생하는 골(dip)은 단순한 와 벽(simplified vortex wall)을 갖는 팬 시스템 상에서 나타나는 현상으로, 유티 팬 내부의 와 중심(vortex core center)이 저유량 영역에서 팬 중심 부근에 존재한다. 이로 인해 임펠러 출구 유동의 불안정성이 스크롤 목부분까지 영향을 미치게 됨으로써 부가적인 축동력이 필요하게 된다. 이것은 정압력 성능 곡선의 상승 효과를 일으킨다. 한편, 성능 예측 방법으로 본 연구에서 제안한 평균 유선 해석 방법은 이러한 저유량에서 발생하는 와구조(vortex structure)의 영향을 추적할 수 없는 한계를 가지고 있다. 그러나 실제로 관심있는 유량 범위에서의 성능 예측(1,450 rpm)은 상당히 정확하다는 것을 알 수 있다. 물론 낮은 회전수에서의 예측 정도는 다소 떨어지는 것을 볼 수 있는데, 이는 모든 회전수에 대해 동일한 손실 모델 상수를 적용한 것에 기인한 것으로 앞으로 이에 대한 보장이 이루어져야 한다.

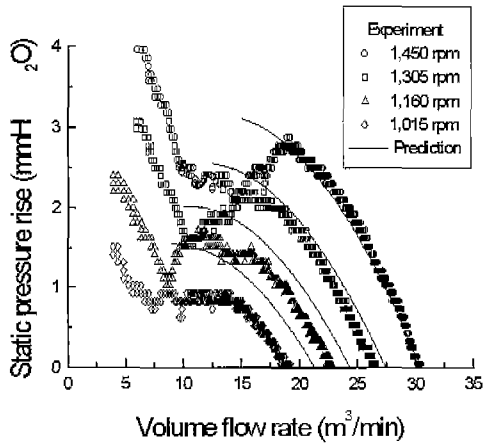


Figure 22. Plots of fan performance at different rotational speed.

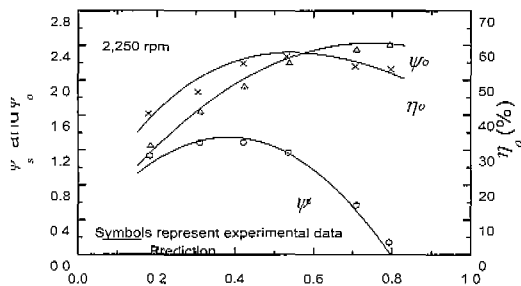


Figure 23. Comparison of performance by prior experiments (symbols) and present prediction.

평균 유선 해석의 타당성 검증에 위해 Porter와 Markland[10]의 선행 실험 결과를 비교해 보기로 한다. Figure 23의 성능 곡선 비교를 살펴보면, Figure 22와는 달리, 전유량 영역에서 실험 결과를 정확히 예측하고 있음을 알 수 있다. 이것은 그들의 결과에서 사용한 스크롤 케이싱의 목부분을 곡면화하여 주 유동에 대한 와 유동의 영향력을 감소시켰기 때문이다.

### 2.6.3. 팬 토출부의 유속 측정

입자 영상 유속계(PIV)를 이용한 팬시스템 내부의 유동장에 대한 실험적 연구가 병행되었다. 영상유속계는 광원으로 ND-YAG Pulse Laser를 사용하였고, 입자의 추적 및 확인을 위한 알고리즘은 FFT기법과 상관조치법을, 입자의 생성은 Olive 기름의 연소를 통한 연무 입자를 사용하였다. 이 입자의 크기는 0.5~2.0 μm이고, 한 프레임의 영상(영상 획득 장치의 해상도는 약 1k × 1k)

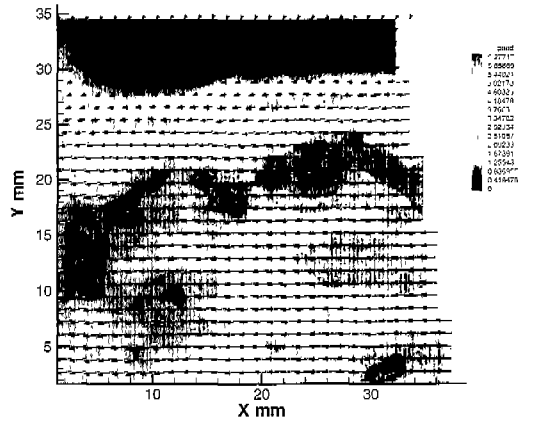
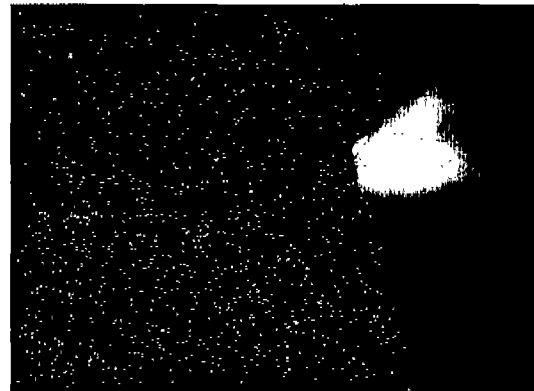


Figure 24. Plots of velocity vectors (right image) at outlet of fan by primary image (left one).

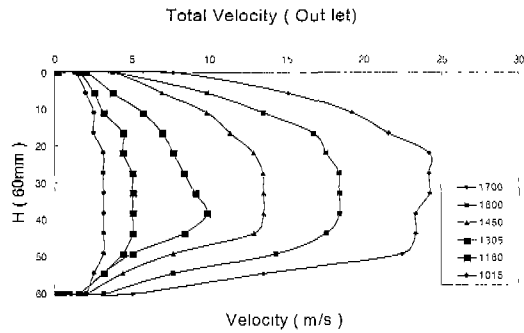


Figure 25. Velocity profiles by Pitot-tube at duct outlet of fan.

에서 입자의 수는 약 28,800이다. 이 영상의 추적을 통한 유속의 측정은 비교적 정확한 유동 속도를 제시할 수 있는 피토티브에 의해 확인되었다. Figure 24는 영상 추적에 의해 획득된 기초 영상과 속도장의 모습을 나타낸다. 영상의 우측이 팬의 출구이며 유동은 우측에서 좌측으로 진행되는 모습이며 피토티브의 실험에서 얻은 결과와 정량적으로 잘 일치한다.

피토티브를 이용한 유속의 측정은 피토티브를 팬의 토출 부위의 단면에 수직하게 위치하여 토출 유속의 유동 방향 성분만을 측정하였다. 다음의 Figure 25은 그 결과를 표시한다. Figure 25에서 각 기호는 해당되는 팬의 회전 수를 표시한다. 속도 분포의 모습에서 알 수 있듯이 팬의 회전수에 따라 유량이 증대되고 그에 맞추어 유동장의 평균 유속이 증가한다.

### 3. 해석 및 실험결과 고찰

#### 3.1. 수치 계산 및 가시화 결과 고찰

Cross flow fan의 유동에 영향을 주는 여러 매개변수들에 대한 간단한 실험과 계산을 통해 각 변수가 어떠한 영향을 주는지 알아보았다.

(1) Blade의 취부각은 그값이 증가할수록 유동이 Stabilizer 방향으로 이동하며 유량의 변화를 가져왔다.

(2) Stabilizer의 토출방향 단면 형상변화는 그 형상이 유동장에 근사할수록 CFF에 미치는 영향을 감소시켜 유량의 증가를 가져왔다. 그러나 이는 두 개체사이의 간격과 토출부 곡률에 밀접한 관계가 있으므로 소음의 발생을 고려할때, 여러 실험적 연구들이 선행되어야 한다.

(3) Blade 수와 위치는 송풍기가 가지는 유량과 내부 Vortex 생성으로 인한 유량의 감소를 억제한다는 측면에서 살펴보면 날개의 수보다는 위치를 비대칭으로 배열하는 것이 유리한 것으로 나타났다.

#### 3.2. 사출해석 결과 고찰

사출해석으로 횡류팬 사출의 문제점인 성형후의 불균형 응력으로 인한 불량품을 방지 할 수 있는 최적의 gate 위치를 알 수 있었다. 충전 균형이 안 맞을 경우 회전시 소음과 진동으로 인한 균열(Crack)이 발생할 수 있는데 이를 방지함으로써 고품질의 양산품을 얻을 수 있다. 이와 아울러 성형 후에 변형을 막을 수 있도록 적절한 섬유제 첨가 수지를 선정하여서 제품의 생산 시간을 단축하고 불량을 최소화하여 기존의 문제점들을 해결할 수 있었다. 아울러 이번 해석에는 동시공학개념과 3D CAD, CAE S/W와 최신 알고리즘을 사용하여 기존에 수개월씩 걸리는 해석을 일주일 이내로 줄일 수 있었다.

#### 3.3. 유동장의 고찰

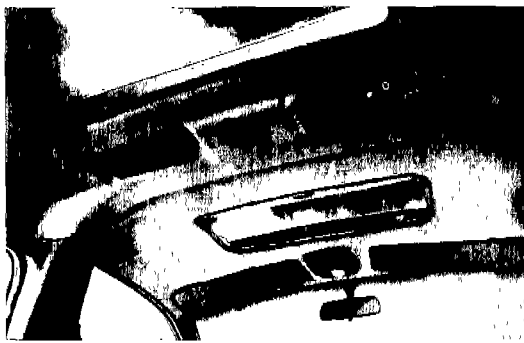
실험에서는 단순한 와 벽(simplified vortex wall)을 스크롤 케이스으로 갖는 횡류형 팬에 대한 실험 자료를 획득하였다. 실험 자료의 객관성과 정확성을 입증하기 위해 영상 유속계, 피토티브를 사용하여 팬 성능 장치의 유량과 비교하여 검증하였다. 이는 향후 본 연구진에 의해 수행될 영상 추적 유속계의 유동 자료가 공학적으로 신뢰성이 있는 자료로 입증됨을 의미하며 이를 통해 연구의 확장이 자유로이 이루어질 수 있다. 아울러 성능 예측 코드 개발에 대한 기초 연구가 수행되었다. 횡류팬에 의한 유동장의 연구는 성능 측정을 위한 풍동에서의 실험이 거의 전부였으나 본 연구에서는 그러한 공학적 자료가외에 매우 신뢰도가 높은 최신의 영상 처리 기법을 통해 유동장의 연구에 매우 필요한 유동 자료를 아울러 제시할 수 있게되었다.

### 4. 연구 개발결과

수출 및 내수용으로 시판되는 승합차에 사용되는 공조용 횡류팬 (cross flow fan)은 그 전량을 일본으로부터 수입하고 있었다. 그 이유는 사출품인 횡류팬의 생산을 위한 금형 설계 기술의 미비와 팬 설계 기술 자체를 국내 기술진이 갖고 있지 못하기 때문이다.

보다 구체적으로 설명하면 현재의 기술적 장애는 (1) 정밀 사출 금형 제작 기술의 미비, (2)팬 설계 기술의 미비, (3)국내 해당 주력사의 투자 이견 미비 등이다. 이들 여러 난제를 해결하여 공조용 횡류팬의 국산화 개발을 이룩하였다. 본 개발의 대상인 공조용 횡류팬은 3000 rpm 이상의 고속에서 작동되며 최고 200 km/h 가까이 운전할 수 있는 승합차에 장착되어, 차량 실내로 히터나 냉방기에 의해 온도가 조절된 공기를 투입하는 핵심 송

풍 장치이다. 이 팬은 직경 60 mm, 길이 350 mm의 구조적 특성을 가지고 있으며 특히 팬 날개의 경우 41 mm의 길이에 0.01~1.3 mm의 두께를 갖고 있어 그 설계나 금형 제작에는 매우 큰 장애가 있다. 본 연구 개발에서는 이러한 기술적 난제를 해결하여 수입품의 대체 효과를 극대화시켰다. 개발 대상이 차량용 팬이므로 고효율, 고 신뢰성을 최우선으로 하며 이를 만족시키기 위해서는 정밀 사출급형 제작 기술, 팬 형상 설계 기술, 고 강도 용착 기술, 적절한 엔지니어링 플라스틱 재료의 개발 (실내용에 비해 차량용은 그 운전 조건이 매우 가혹하며 주변 공기의 온도 역시 매우 고온임)이 주요 내용이었다. 이를 위해 횡류팬에 대한 특허 기술을 보유하고 있는 본 연구팀과 공동 연구를 수행하였고 이 경우 주관 업체인 D사는 연간 5억엔의 수입 대체 효과를 기대할 수 있으며 부수적으로 수출 및 산업 재산권의 발휘를 통해 경제적 이득을 꾀할 수 있었다. 특히 상기의 개발품은 그 성능의 안정성으로 인해 해당사 제조의 전 상용차에 장착될 예정이어서 지난 3월 현재 개발사는 월 6700만원의 단일機種 매출을 기록하고 있다.



## 감사의 글

본 연구는 중소기업청 시행 기술 혁신과제 및 선문대 RRC를 통해 수행되었음을 밝히며 이에 감사드립니다.

## 참고 문헌

- [1] ASHRAE Standard, Laboratory Method of Testing Fans for Rating, ACHRA. 1985.
- [2] Eck, B, Fans, Design and operation of Centrifugal, Axial flow and Cross flow fans, Pergamon Press. 1973.
- [3] Combes, J.F. Numerical modelling of the flow in a cross-flow fan, Fluid Machinery, Proceedings of the ASME Fluid Engineering Division Summering Meeting, Part 17, 1994.
- [4] F. Erlsman, Optical Engineering, Vol. 35, No. 4, pp. 988-991, 1997.
- [5] 박선현, Proceeding of C-mold user conferencc, pp. 15-42, 1999.
- [6] 임무생, "프라스틱 제품설계", 기전연구소, p. 876. 1990.
- [7] Anon, Automotive Engineering, Vol. 106, No. 1, pp. 85-87, 1998.
- [8] N. Tsukamoto, JSME, Transaction C, Vol. 63, No. 614, pp. 3619-3627, 1997.
- [9] J. Sone, JSME, Transaction C, Vol. 63, No. 611, pp. 2552-2557, 1997.
- [10] Porter, A. m. and Markland, E. J. Mech Eng. Sci, Vol. 12, No. 6, pp. 421, 1970.