

대형 디젤엔진 자동변속기 오일쿨러 냉각팬 성능에 관한 연구

이중섭* · 서정세**† · 송철기*** · 윤지훈****

A Study on Performance of Cooling Fan for Auto Transmission Oil Cooler in the Large-Size Diesel Engine

Chung seob Yi*, Jeong se Suh**†, Chul ki Song***, Ji hun Yun****

Key Words : Cooling Fan(냉각팬), Impeller(임펠러), Blade(블레이드)

ABSTRACT

This study has investigated numerically and experimentally the flow characteristic of air-cooling fan for transmission oil cooler in the large-size diesel engine. Impellers of cooler were composed of eight normal-scale and eight small-scale blades in the zig-zag pattern. In order to increase the discharge pressure of cooling fan, turbo type of fan blade is proposed in the impeller for transmission oil cooler. The fluidic performance of cooling fan has been estimated numerically by using the commercial code and experimentally carried out with reference on AMCA Standard 210-99. As a result, it is confirmed that the numerical result for performance curve is in good agreement with experimental data.

1. 서론

최근 열효율이 높은 디젤엔진에 대한 관심이 높아지고, 성능 및 연비가 지속적으로 향상되고 있는 추세이다. 향상된 성능으로 인해 소형에서 대형까지 자동변속기 적용이 점차 증가하고 있다. 특히 자동변속기는 수동변속기에 비해 그 구조가 복잡하게 구성되어 있다. 자동변속기는 정차시 시동이 꺼지지 않도록 하는 목적 외에 수동변속기에 비해 부족한 변속단수로 인한 성능저하를 보상하기 위해 토크 컨버터(Torque Converter)를 적용하고 있다.¹⁻³⁾

이 토크 컨버터는 유체의 흐름을 유도하여 터빈을 돌려 동력을 전달하는데, 급가속이나 등판시에는 유체의 흐름을 이용하여 토크를 증배하는 과정에서 불가피한 에너지 손실이 발생하게 된다. 이때 토크 컨버터에서 손실된 에너지는 열에너지로 바뀌어 변속기 오일의 온도가 상승하게 된다. 따라서 변속기 오일 온도상승을 방지하게 되면 고온에 의한 변속기 오일이 산화가 되어 급속히 노화되고, 정상 작동온도를 초과함에 따라 윤활불량 및 변속기 내부부품의 손상을 초래하

로 자동변속기에는 오일 쿨러가 설치된다.

일반 소형 디젤엔진에 적용되는 오일쿨러의 경우 엔진에 설치된 냉각수를 이용한 수냉식이 가장 일반적이다. 그러나 대형 엔진일 경우 냉각팬을 설치한 강제공랭식을 사용하는 것이 일반적이다. 이는 냉각팬을 통해 충분한 외기를 열교환기인 오일쿨러로 흡입하여 변속기 오일을 냉각시킨다. 자동변속기 오일은 50~120℃ 사이의 온도가 유지되어야 정상적인 성능을 발휘 할 수 있으며 130℃ 이상 될 경우 변속기의 성능이 급격히 저하되기 때문에 냉각에 대한 대책이 매우 중요하다.

변속기 오일을 효과적으로 냉각하기 위해 강제공랭식 오일쿨러를 설치하는 경우에, 오일쿨러의 성능에 직접적인 영향을 미치는 여러 인자 중에 가장 중요한 것이 결국 냉각팬의 성능이다.⁴⁻⁵⁾

따라서 본 연구에서는 터보팬 형식을 갖는 오일쿨러 냉각팬의 성능을 효과적으로 평가하고자 하며, 이를 위해 먼저 실험을 통해 성능곡선 등의 결과를 얻고 이를 CFD를 이용하여 검증하고자 한다. 부가적으로, CFD 해석을 통해 오일쿨러의 최적화 설계를 위해 필요한 추가적인 해석적 정보를 얻고자 한다.

* 경상대학교 BK사업단(첨단기계항공)

** 경상대학교 기계항공공학부, ERI

*** 경상대학교 기계항공공학부

**** 경상대학교 대학원

† E-mail : jssuh@gnu.ac.kr

2. 문제설정

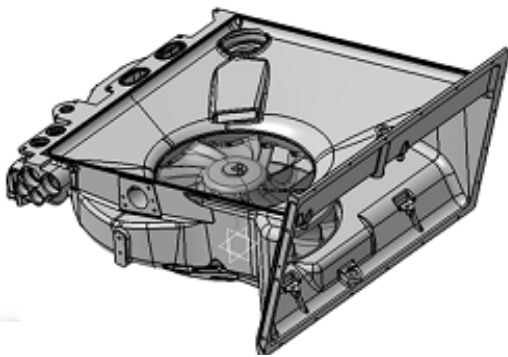
2.1. 연구대상

본 연구에서 대상으로 하고 있는 냉각팬 시스템과 임펠러 형상을 Fig.1에 개략적으로 나타내었다. Fig.1(a)에서 보편은, 냉각공기가 상부로부터 유입되어 중앙부의 임펠러를 거쳐 우측면으로 토출되게 된다. 본 연구에서 적용된 임펠러의 Blade형상은 입구각도 70° , 출구각도 56° 이며, 상하날개의 뒤틀림 각도는 22.5° 이고, 날개의 갯수는 16개로 구성되어 있으며, 재질은 알루미늄 합금(AC4C-T6)으로 되어있다.

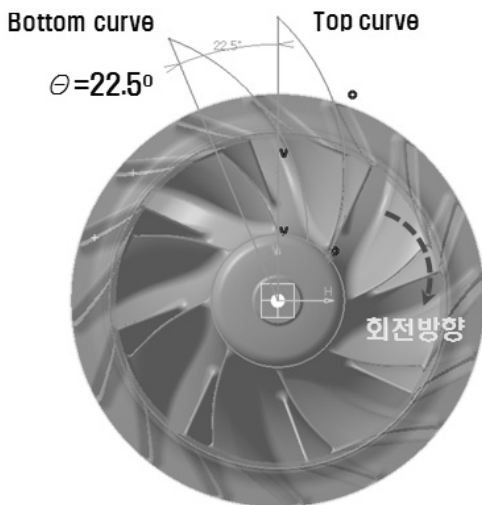
2.2 연구방법 및 조건

2.2.1. 실험방법

본 연구에서 적용된 냉각팬의 시험은 AMCA Standard 210-99에 따라 Fig. 2와 같이 실험을 수행하였으며, Table 1과 같은 항목에 대하여 실험을 수행하였다.

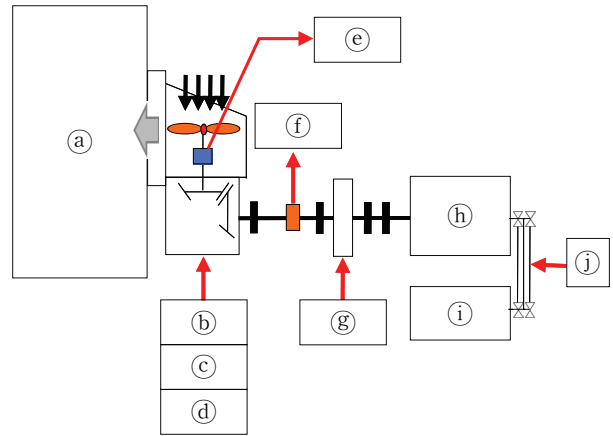


(a) cooler system



(b) shape of impeller

Fig. 1 Schematic configuration of cooler system and impeller shape



(a)	Chamber	(f)	Torque meter (Max 100kg · m)
(b)	Cooling fan housing	(g)	Accelerator (3.5:1)
(c)	Cooling fan	(h)	Torque meter (Max 100kg · m)
(d)	Gear box	(i)	Motor (200HP)
(e)	Telemetry	(j)	Time belt

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus for cooling fan

Table 1 Experimental conditions ranged in this work

Description	Unit	Range
Input revolution	rpm	5300
Static pressure	Pa	0~10000
Suction flow rate	kg/s	0~8.5
Output torque	Nm	0~450
Ambient temperature	℃	10~30

유량을 측정하기 위해 회전수를 5300 rpm으로 고정한 후 측정된 최대정압에서 10% 로씩 정압을 감소시키면서 유량을 측정하였고, 측정된 데이터를 표준상태의 공기조건으로 환산 한 후 측정된 데이터를 사용 상태의 온도조건으로 데이터를 환산하여 결과 값을 도출하였다.

2.2.2. 수치해석방법

냉각팬 내부의 유동특성을 효율적으로 해석하기 위해 3차원 정상상태의 난류유동으로 가정하였으며, 난류모델은 이미 산업계에서 타당성을 검증받은 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다. 냉각팬의 고속회전에 의한 공기의 압축성 효과 및 공기마찰에 의한 온도상승을 고려하여 에너지 방정식 포함하여 계산을 수행하였으며, 온도상승에 따른 공기의 물성변화는 이상기체로 가정하여 계산하였다.⁽⁶⁻⁸⁾

수치해석 기법으로는 지배방정식에서 압력과 속도의 연결은 SIMPLE(semi-implicit method for pressure-linked

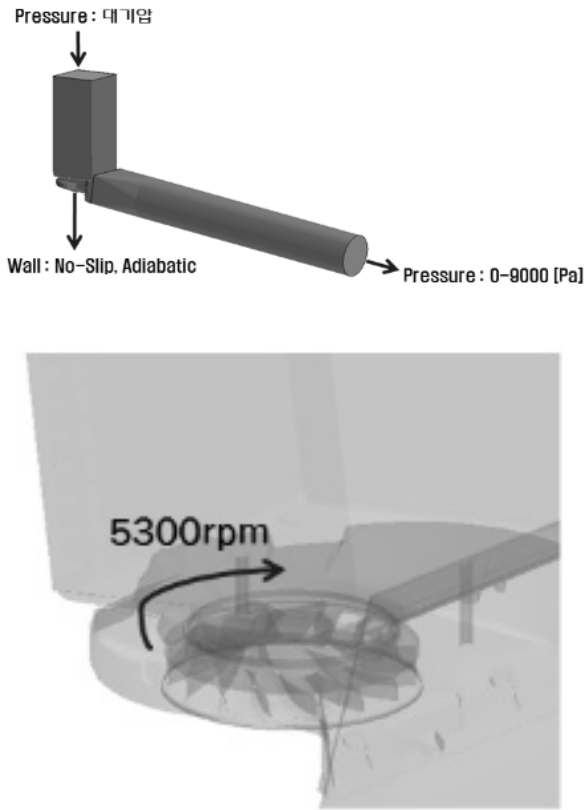


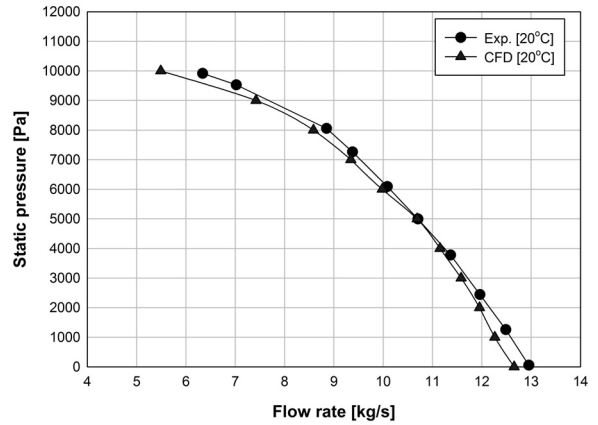
Fig. 3 Boundary conditions and mesh

equations)에 따른 Segregate Flow 알고리즘을 사용하였으며, 수치해석을 위해 상용수치해석 코드인 STAR-CCM+를 이용하여 냉각팬을 해석하였다.

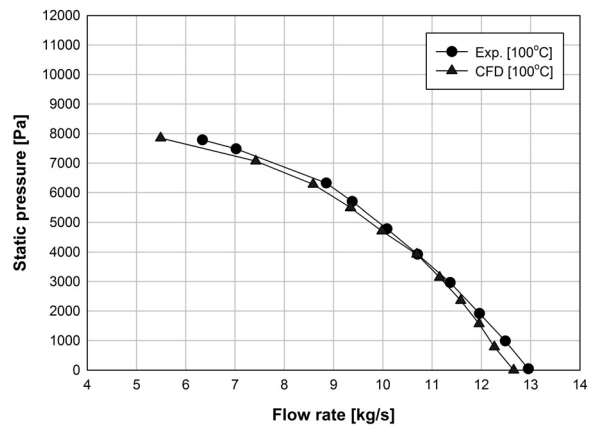
해석결과를 취득하기 위한 수치해석의 환경은 정상상태에서 반복 계산 시 종속변수들의 수렴 판정은 출구 유량이 변하지 않고 안정적인 값으로 고정된 계산결과가 나타날 때를 수렴 판정의 기준으로 삼았다. 임펠러에 회전력을 부여하여 마치 회전하는 것과 같은 효과를 부여하는 MRF(Moving Reference Frame)를 적용하여 계산을 수행하였다.

난류모델은 Reynolds-Averaged Navier-Stokes 방정식에서 $k-\epsilon$ 모델을 채택하며, 표준 $k-\epsilon$ 모델을 적용하고자 한다. 이때 중요한 것이 벽면에서의 계산정확도를 높이는 것이 관건이다. 따라서 벽면에는 전체 Two-Layer 모델을 적용하여 벽면에서의 계산 정확도를 증가시켰다.

Fig. 3에서 입구의 압력 경계조건은 대기압으로 가정하고, 입구에서 5%의 난류강도와 배기관 직경의 10%인 난류 혼합거리를 설정하였다. 출구에서는 압력을 0~9000Pa 범위에서 설정하였으며, 임펠러의 회전속도는 5300rpm으로 고정하였다. 이때 사용된 격자는 다면체격자인 Polyhedral 타입이 적용되었고, 제어체적은 약 130만개가 소요되었다.



(a) working fluid=20°C



(b) working fluid=100°C

Fig. 4 Comparisons of static pressure according to flow rate

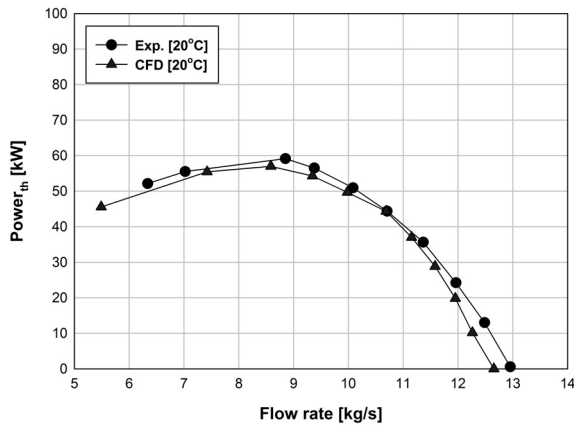
3. 결과 및 토의

오일쿨러 냉각팬에 대한 유동 수치해석을 수행한 결과 Fig. 4와 같이 유량에 대한 압력분포 결과를 얻을 수 있었다. 수치해석에 대한 결과 판단은 AMCA Standard 210-99에 따른 실험결과를 기준으로 수치해석결과와 비교하여 수치해석에 대한 경향성을 파악하고, 실험과 수치해석간의 오차범위를 분석함으로써 실제설계에 반영할 수 있는 기초적인 데이터를 확보하였다.

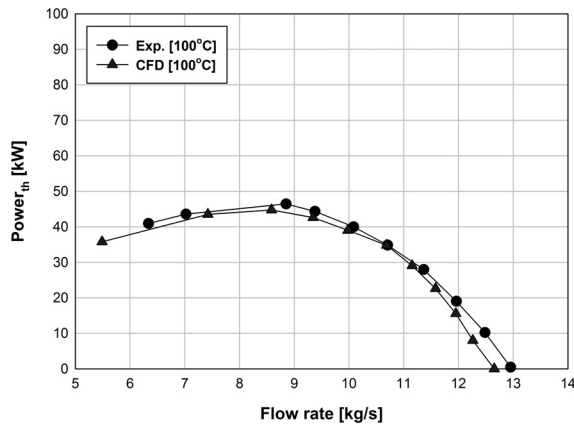
Fig. 4는 20°C일 경우 유량에 대한 정압분포를 나타낸 것이다. 해석결과 FAN 출구에 저항이 없는 경우 즉, 입-출구 모두 대기에 개방된 상태인 경우에는 냉각팬 최대유량을 나타내고 있다.

이때 시험과 수치해석 간의 차이는 약 3% 수준으로 수치해석 결과가 다소 낮은 유량을 나타내고 있음을 확인할 수 있었다. 그러나 실제 사용되는 질량유량 7.5 kg/s일 경우 압력이 실험의 경우 약 9000 Pa이며, 수치해석의 경우 약 8800 Pa정도 나타났다.

따라서 전체적인 경향을 보면 실험과 수치해석이 비교적



(a) working fluid=20°C



(b) working fluid=100°C

Fig. 5 Comparisons of theory power according to flow rate

Table 2 Comparison of shaft power and theory power

축동력(kW)	정압효율[%]	이론동력(kW)
101.85	0.58	0.59
102.05	12.82	13.08
102.42	23.69	24.26
103.39	34.39	35.56
103.52	42.66	44.16
102.15	49.53	50.59
100.84	55.48	55.95
99.14	58.97	58.46
86.91	62.97	54.73
81.13	63.31	51.36

일치하고 있으며, 발생된 오차는 설계에서 미리 감안하면 될 것으로 판단된다. 또한 공기온도가 100°C일 경우에 대하여 앞서 설명한 20°C 결과를 바탕으로 데이터 변환하여 실험결과와 수치해석 결과를 비교하였다. 실험의 경우 7100 Pa에서 질량유량 7.65 kg/s로 나타났고, 수치해석의 경우 6900 Pa에서 7.65 kg/s로 나타났다. 실험과 수치해석에서 약 200 Pa의 차이가 남을 확인할 수 있었다.

Fig. 5는 이론동력에 대한 실험결과와 수치해석 결과를 비교한 것이다. 실제 실험에서 이론동력에 대한 결과는 없었고, 축동력 결과만 있었기 때문에 이론동력을 실험결과에서 식(1)을 통해 역산하여 구하였으며, 그 결과 Table 2와 같이 나타낼 수 있었다.

$$P_{th} [kW] = \frac{Q[m^3/min] \times Pa[mmAq]}{6120} \quad (1)$$

이론동력은 축동력과 달리 순수하게 유체에 의해 발생하는 동력을 나타낸 것으로 실제 축동력과 차이가 있다. 축동력은 이론동력에 효율을 곱한 값으로 실제 축동력이 결정되면, 이에 맞는 모터를 선정하면 된다. 본 연구결과에서는 실험에 비해 수치해석 이론동력이 다소 낮은 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 6은 효율곡선을 나타내고 있다. 출구를 완전 개방할 시 효율이 아주 낮게 나타났고, 냉각팬 출구에 압력이 걸리면서 유량이 낮아지게 되는데 이때 유량이 감소하면서 효율이 증가함을 확인할 수 있었다. 이때 냉각팬의 운전구간인 유량 7.5 kg/s인 지점에서 약 60% 정도의 효율을 나타내고 있음을 확인할 수 있었다.

Fig. 7은 수치해석에서 획득한 계산결과를 아래의 식을 사용하여 FAN에서 발생하는 음압수준인 SPL(Sound Pressure Level)을 구해 대략적인 소음예상구간을 예측할 수 있었다.

$$dB = dB_s + 10 \log\left(\frac{Q \times P_t^2}{60}\right) \quad (2)$$

여기서 dB_s 는 비소음, Q 는 유량을 나타내고, P_t 는 전압을 나타낸다. 이때 전압을 사용한 것은 FAN에서 토출되는 소음을 예측하기 때문에 정압과 동압의 합인 전압을 적용하여 계산하였다. 그 결과 실제 작동하는 운전구간에서 최소 100 dB., 최대 105 dB.의 소음이 발생할 것으로 예측되었다.

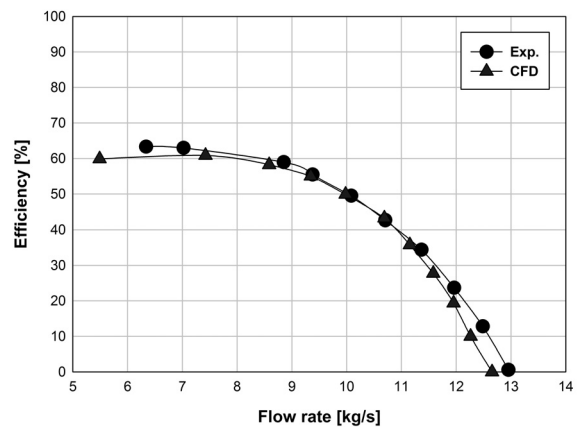


Fig. 6 Comparison of efficiency to experiment and CFD

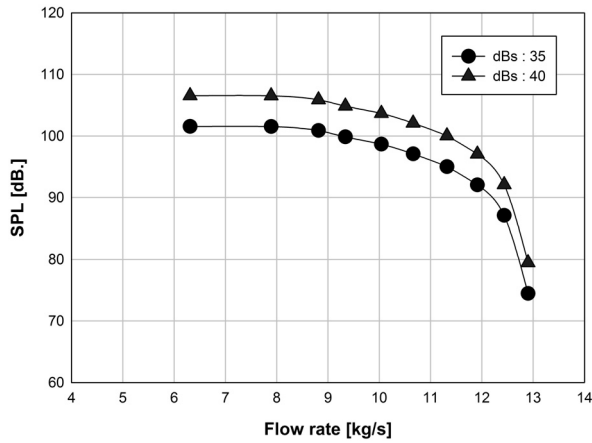


Fig. 7 Comparisons of sound pressure level according to flow rate

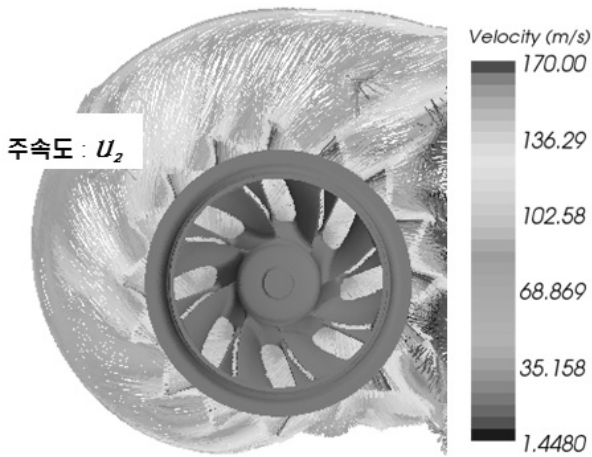


Fig. 8 Result of velocity vector in cooling fan at middle section

이 소음 수치는 다소 높은 것이며, 일반적으로 산업용 FAN의 경우 100 dB. 이하가 기준치이다. 그러나 본 모델의 경우 회전수가 5300 rpm으로 높은 편이기 때문에 상대적으로 소음도 높아진 것으로 판단된다.

실제 디젤엔진에 적용될 경우 엔진에서 발생하는 소음이 높고, 외부에 노출되어 있지 않은 점을 고려한다면 FAN에서 발생하는 소음은 엔진소음에 가려질 것으로 판단된다.

Fig. 8은 수치해석에서 정확성을 객관적으로 판단하기 위해 식(3)과 같이 이론적으로 임펠러 주속도를 구해 수치해석 결과와 비교하였다. 그 결과 이론 주속도는 161.7 m/s이며, 수치해석에서 임펠러 주속도는 약 170 m/s로 이론과 유사한 결과를 얻을 수 있다.

수치해석에서는 케이싱 위치에 따라 속도분포가 다소 다르게 나타났다. 그 이유는 케이싱 와류실의 위치에 따라 압력분포가 다르기 때문에 그 압력영향으로 임펠러 주속도가 국소적으로 약간의 차이를 보였다. 그러나 전반적인 속도분포는 이론속도와 유사하였다. 따라서 본 수치해석 결과에 대한 신뢰를 보장할 수 있음을 확인할 수 있었다.

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi N} [m], \quad u_2 = \frac{\pi D_2 N}{60} = 161.7 [m/s] \quad (3)$$

4. 결론

본 연구에서는 터보팬 형식을 갖는 오일쿨러 냉각팬의 성능을 효과적으로 평가하고자 실험 및 해석적 연구를 수행하였다. 실험 및 해석적 결과를 통해 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 성능곡선에서 실험과 해석결과의 차이가 3%이내에서 잘 일치함을 확인할 수 있었다.
- (2) 본 연구의 대상인 냉각팬의 주운전구간인 유량 7.5 kg/s인 지점에서 성능효율이 약 60% 정도로 나타나고 있음을 확인할 수 있었다.
- (3) 실제 작동구간에서 이론동력이 다소 낮게 나타나고 있다.

후 기

본 연구의 일부는 2단계 BK21 대학원 육성사업, 교육과학기술부와 한국산업기술진흥원의 지역혁신인력양성사업 및 동남 광역경제권 선도산업 R&D 사업의 지원으로 수행된 연구결과임.

참고문헌

- (1) Junsu Park, Haksu Kim, Duckjea Lee, Siyoul Jang and Kwansoo Han, 2006, "A Study on the Transmission Fluid Flow in the Main Shaft of the Automatic Transmission," Proceeding of the 2006 KSAE Spring Annual Meeting, pp. 2427~2432.
- (2) Junsu Park, Daehwan Oh, Duckjae Lee, Haksu Kim, Siyoul Jang, Kwansoo Han and Jin-Sung Kim, 2007, "A study on the Lubrication Behaviors of Automatic Transmission Fluid inside the Main Shaft through the Oil Holes by Fluent," Proceeding of the 2007 KSAE Spring Annual Meeting, pp. 547~552.
- (3) Dong Hoon Park, Tae Seok Seo, Do Gi Lim, Hee Bock Cho, 1996, "Theoretical Investigation on Automatic Transmission Efficiency," SAE, pp. 49~62.
- (4) Michael A Kluger, Douglas R. Fussner, Bob Roethler, 1996, "A Performance Comparison of Various Automatic Transmission Pumping Systems," SAE, pp. 33~40.
- (5) Werner, F. and Frik, S., 1995, "Optimization of an Automotive HVAC Module by Mean of Computational Fluid Dynamics," SAE, 950439.
- (6) Maeng, J. S., Yoon, J. Y., Ahn, T. J., Yoon, J. E. and Hahn, D. J., 1999, "An Experimental Study for Flow Characteristics Inside the Rotor of a Multi blade Fan/

- Scroll System,” Trans. of the KSME(B), Vol. 23, No. 5, pp. 646~652.
- (7) Jeon, W, H., Baek, S, J. and Kim, C, J., 2003, “Analysis of the Aeroacoustic Characteristics of the Centrifugal Fan in a Vacuum Cleaner,” Journal of Sound and Vibration, Vol. 268, Issues. 5, pp. 1025~1035.
- (8) Lee, D, W. and Yoo, S, Y., 2004, “A Numerical Study for Performance of Automotive HVAC System,” Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 11, pp. 1084~1091.