

자동차 워터펌프 밸런스 홀 직경이 수력성능 및 축추력에 미치는 영향

이 기 수^{*1)} · 허 형 석¹⁾ · 김 현 철¹⁾ · 오 창 복²⁾

자동차부품연구원¹⁾ · (주)태원물산²⁾

Effects of the Balance Hole Diameter of an Automotive Closed Type Water Pump on Hydraulic Performance and Axial Force

Geesoo Lee^{*1)} · Hyungseok Heo¹⁾ · Hyunchul Kim¹⁾ · Changbok Oh²⁾

¹⁾Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjung-ri, Pungse-myeon, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea

²⁾TaewonMulson Co., 1385-4 Juan-dong, Nam-gu, Incheon 402-200, Korea

(Received 19 September 2007 / Accepted 4 December 2007)

Abstract : The aim of this paper was to investigate the fluid dynamic behavior of the automotive closed type water pump with balance hole in order to evaluate and justify its overall hydraulic performance and, in particular to analyze the effects of the balance hole on the reduction of hydraulic flow force of it. The analysis has been performed by applying the commercial computational fluid dynamics (CFD) code, Fluent, to the solution of the 3-D turbulent flow fields of automotive closed type water pump. The reliability of the employed analysis was demonstrated by the comparison between numerical result and experimental data. Although, hydraulic head of the closed type water pump with 3mm diameter of balance hole decreased by 1.1%, axial flow force was effectively reduced by 13.3%, comparison of it with no hole at design point.

Key words : Closed type water pump(밀폐형 워터펌프), Hydraulic performance(수력성능), Balance hole(밸런스 홀), Axial force(축추력), Computational fluid dynamics(전산유체역학)

Nomenclature

c : tip clearance, mm

D : diameter, mm

F : force, N

G : flow rate, l/min

H : hydraulic head, m

L : power, PS

N : rotational speed, rpm

γ : specific weight, kgf/m³

σ : severity factor, -

t : thickness, mm

T : torque, N·m

Z : blade number, ea

η : efficiency, %

Subscripts

a : axial

h : hole

i : inlet

o : outlet

v : volute

s : seal leakage or shaft

w : water

*Corresponding author, E-mail: gslee@katech.re.kr

1. 서론

최근 들어 자동차 냉각시스템의 고성능, 고효율 및 경량화를 추구하면서 Fig. 1과 같이 기존 금속소재를 대신해 고기능성 엔지니어링 플라스틱을 임펠러에 적용한 밀폐형(closed type) 워터펌프가 개발되고 있다. 밀폐형 워터펌프 임펠러는 개방형(open type) 워터펌프 임펠러에 비해 블레이드 팁(tip)에서의 유동 손실을 최소화 할 수 있는 장점을 가지고 있기 때문에 성능 측면에서는 유리하나 제작 공정 증가, 무게 및 원가 상승 문제로 기존 금속소재에는 적용하지 않았지만 경량 플라스틱 소재의 적용으로 가능해졌다.

밀폐형 원심식 워터펌프는 그 구조 특성상 개방형 워터펌프에 비해 축추력(axial force)이 크게 증가하게 되므로 축추력을 감소시키기 위한 축추력 평형 방법이 필요하다. 일반적으로 밸런스 홀(balance hole), 배면 깃(back vane), 평형 디스크(balance disk), 양흡입(self balance) 등 그 용도 및 형상에 적합한 축추력 평형 방법이 사용되며 소형 또는 중형 자동차의 밀폐형 원심식 워터펌프에는 주로 밸런스 홀이 사용된다. 밸런스 홀을 이용한 축추력 평형 방법은 임펠러를 통해서 가압된 냉각수가 밸런스 홀을 통해서 임펠러 흡입쪽으로 되돌아감으로써 축추력을 감소시키지만 밸런스 홀을 통한 누설 유량이 증가해서 손실이 증가한다는 단점이 있다. 따라서 누설 유량을 최소화하면서 축추력을 감소시키는 밸런스 홀 설계가 매우 중요하다.¹⁾

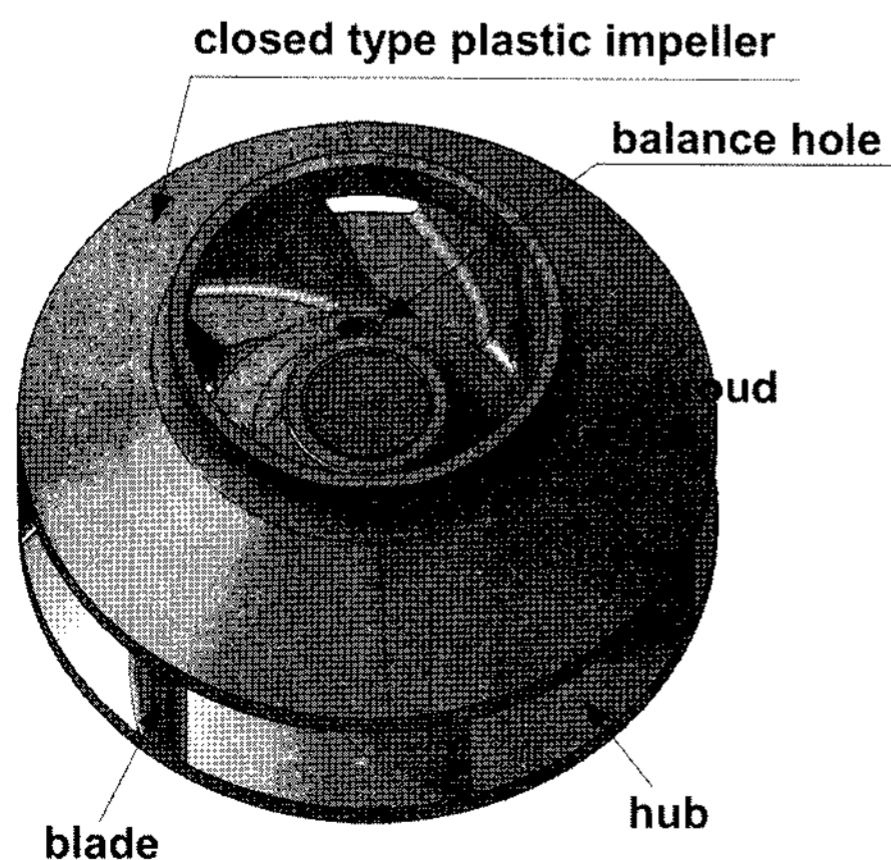


Fig. 1 The closed type water pump impeller with balance hole

지금까지 자동차용 원심식 워터펌프의 수력성능 예측 및 성능향상을 위한 연구들은 주로 임펠러의 설계 인자들이 성능에 미치는 연구가 주를 이루고 있으며,²⁻⁶⁾ 임펠러 내 공동화(cavitation) 현상에 대한 예측과 방지에 대한 연구들이 진행되고 있다. 또한, 일부 연구자들에 의해 밀폐형 워터펌프의 볼류트 케이싱 및 토출구 형상이 수력성능에 미치는 영향 등에 대한 연구가 보고되고 있다.⁷⁾

본 논문에서는 상용코드를 이용하여 밸런스 홀을 가진 자동차용 밀폐형 워터펌프의 수력성능 및 축추력 성능 특성에 대한 연구를 수행하였다. 밸런스 홀 직경이 수력성능과 축추력에 미치는 영향을 수치해석을 이용해 고찰하였으며, 이 중 밸런스 홀 직경 3mm인 임펠러를 제작 및 평가하여 해석결과에 비교하였다.

2. 수치해석

2.1 수치해석 모델

자동차 밀폐형 원심식 워터펌프를 해석하기 위한 기본 임펠러 형상 및 제원을 Fig. 2와 Table 1에 나타내었다. 설계점에서의 수력 성능은 워터펌프 회전수 7,140rpm에서 토출유량이 165 l/min 이상이며, 토출수두는 14.0m, 효율 42%다.

밀폐형 원심식 워터펌프의 축추력을 감소시키기 위해서 밸런스 홀을 사용하게 되는데, Fig. 2에서 밸런스 홀 수는 블레이드 수가 7개이므로 중심에서 등간격으로 위치되도록 하는 것이 곤란하다. 따라서 밸런스 홀 수를 3개로 고정하고 사출 형성에 필요한 최소 밸런스 홀 크기와 구조 강도 측면을 고려해 밸런스 홀이 없는 경우와 밸런스 홀 직경 크기를 2mm, 2.5mm, 3mm, 3.5mm, 4mm 로 변경하면서 밸런스 홀 직경에 따른 수력성능 및 축추력 특성을 살펴보았다.

Table 1 Basic specifications of the closed type water pump

No.	Item	Unit	Value
1	c	mm	0.46
2	D _i	mm	44.4
3	D _o	mm	54.2
4	Z	ea	7
5	t	mm	1.8
7	h _o	mm	7
6	h _v	mm	13.5

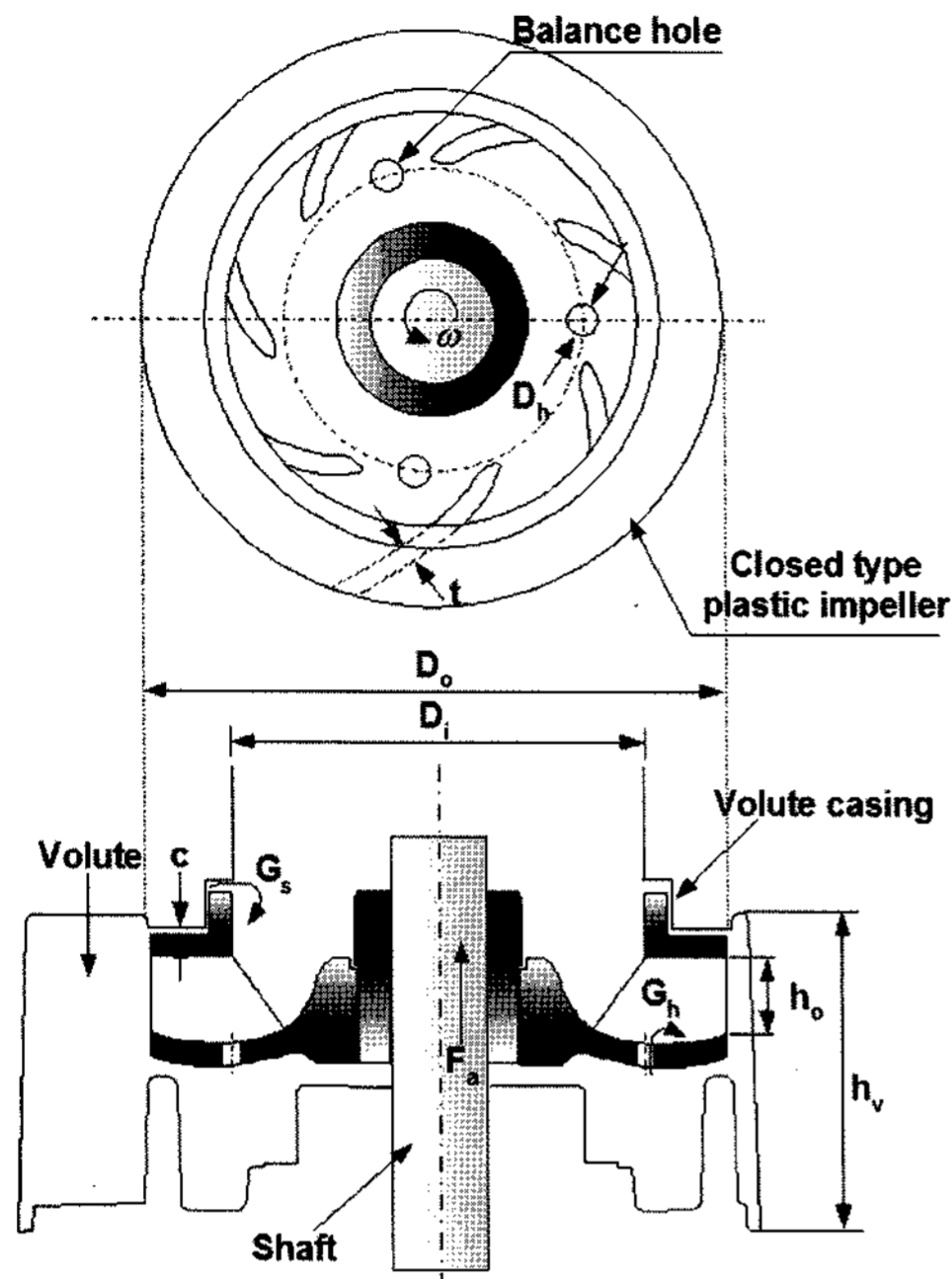


Fig. 2 Geometry of the closed type water pump with balance hole

2.2 지배방정식 및 경계조건

밀폐형 워터펌프를 통과하는 작동유체는 냉각수를 대상으로 하고 유체의 속도가 크므로 3차원 비압축성 난류유동을 형성한다. 3차원 정상상태에서 회전 좌표계에서의 연속 방정식, 운동량 방정식은 각각 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial x_i} - 2\rho \epsilon_{ijk} \Omega_j u_k - \rho(\Omega_m x_m \Omega_i - \Omega_n \Omega_n x_i)$$

여기서, u 는 상대속도, p 는 압력, u_{eff} 는 유효점성계수, Ω_j 는 각속도이다. 운동량 방정식에서 우변의 마지막 두 항은 회전 좌표계에서 나타나는 외력 항으로 각각 원심력과 코리올리 힘(coriolis force)을 나타낸다. 난류모델은 표준 $k-\epsilon$ 모델을 적용하였으며, 벽 근처의 처리는 벽 함수(wall function)를 적용하였다.

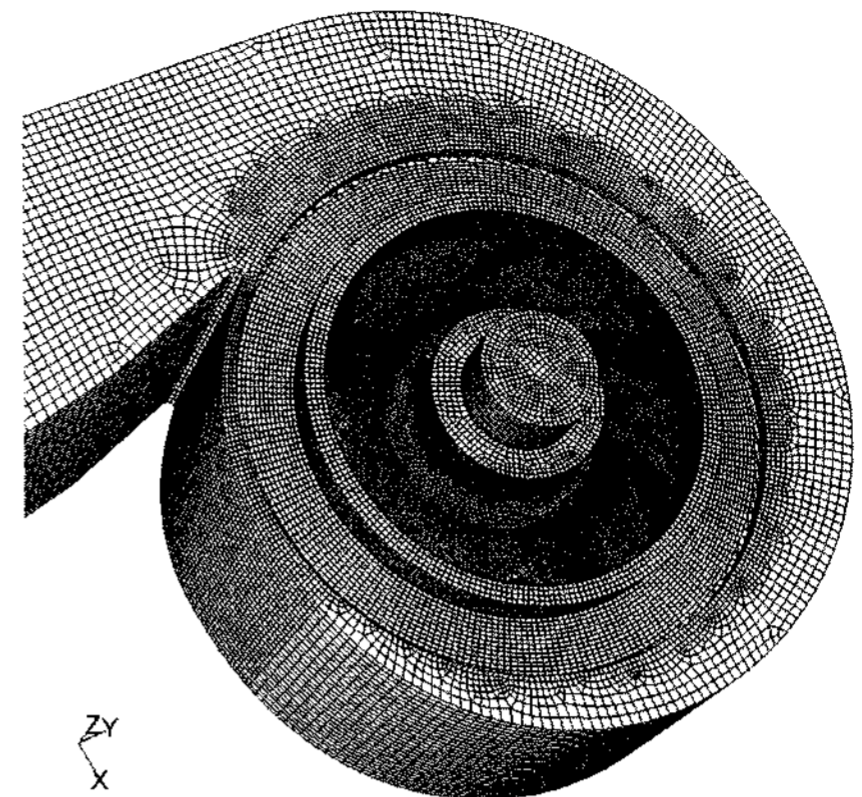


Fig. 3 Computational grids of the closed type water pump

Fig. 3은 밸런스 홀을 가진 원심식 밀폐형 워터펌프의 계산 격자를 나타낸 그림이다. 밸런스 홀, 임펠러 및 볼류트 케이싱과의 실 부분을 포함한 총 해석 격자수는 약 100만개이다. 수력성능 해석은 워터펌프 설계회전수인 7,140rpm에서 입구 유량 조건을 변경하면서 수행하였으며, 이때 냉각수 물성치는 25°C 기준으로 밀도는 997.1kg/m³이며, 점도는 0.000880637kg/m-s이다.

3. 수력성능 시험

워터펌프의 수력성능 시험 장치의 개략도를 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 실선으로 나타낸 화살표는 냉각수의 흐름을 나타내며, 점선은 시험 데이터의 흐름을 나타낸다. 시험은 워터펌프를 AC 인버터로 제어되는 전기모터(10 HP)와 직결해서 구동하였다. 또한 워터펌프와 전기 모터 사이에 위상차 방식의 토크미터를 설치하여 펌프의 구동 동력을 측정하였다.

냉각수를 운전 조건으로 가열하기 위하여 냉각수 탱크 내에 15kW의 전기히터를 장착하였으며, 냉각수의 온도는 탱크 내부와 워터펌프 입구 회로의 두 곳에 K-type의 열전대를 삽입하여 냉각수를 순환시키면서 콘트롤러에서 원하는 시험 온도로 제어하도록 하였다. 전체 워터펌프의 수력성능 시험장치는 폐회로로 설계하여 워터펌프의 운전 상태를 실 엔진과 유사하게 재현시키도록 하였다.

압력은 워터펌프 흡입구에 저압센서(± 100 kPa)와 토출구에 고압센서(0~0.5MPa) 두 개를 설치하여

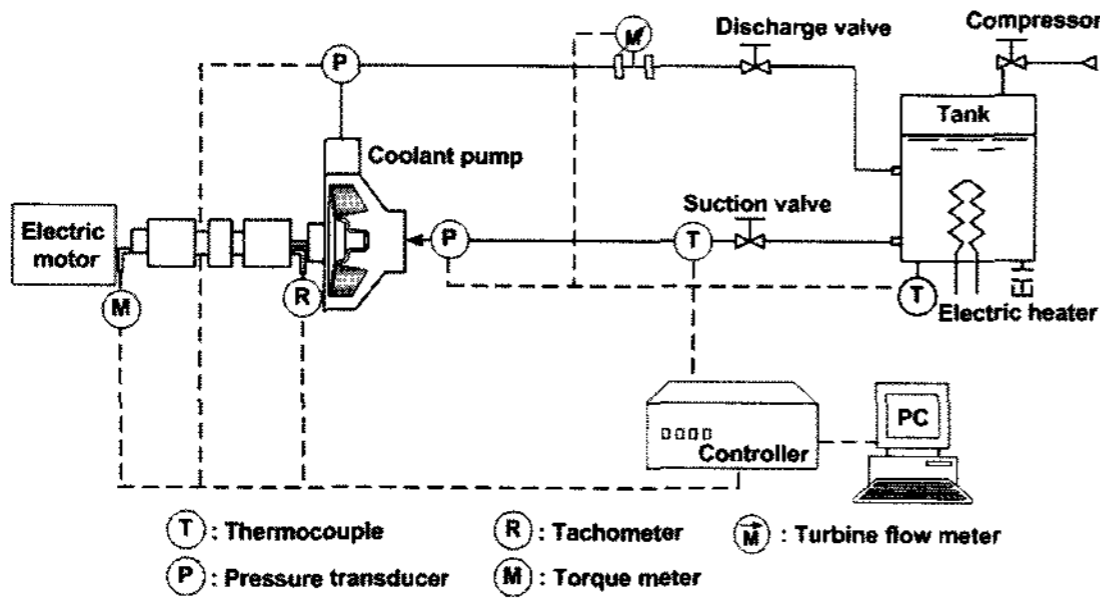


Fig. 4 Schematic diagram of test rig

정압을 취득하여 그 차이를 압력 상승으로 나타내었다. 토출유량은 토출구 회로측에 터빈 타입의 유량계(Max. 380 l/min)를 설치하여 측정하였다. 모든 측정 데이터는 컨트롤러의 인디게이터에 디지털화 하여 나타나도록 하였으며, 데이터는 PC에 저장되도록 하였다.

시험 조건은 냉각수 탱크의 압력을 공기 압축기로 1.55kgf/cm²로 가압하였고 펌프의 회전수를 일정하게 고정한 상태에서 토출구 밸브로 유량을 조절하면서 입, 출구의 압력과 모터의 소요 동력을 측정하였다. 그러나 워터펌프 축추력, 밸런스 홀 및 볼류트 케이싱 간의 누설 유량은 측정하기가 어려우므로 본 논문에서 포함하지 않았다.

워터펌프 효율은 축동력(L_s)에 대한 수동력(L_w)으로 비로 다음과 같이 정의된다.

$$\eta = \frac{L_w}{L_s} \times 100 \quad (3)$$

여기서, 축동력은 모터의 소요 동력이며 수동력은 워터펌프가 실제 한 일에 해당되는 것으로 다음의 식으로부터 각각 구할 수 있다.

$$L_s = \frac{2 \times \pi \times N}{60} \times T \times 0.00135962 \quad (4)$$

$$L_w = \frac{\gamma_w \times G \times H}{75} \times \frac{1}{60000} \quad (5)$$

4. 결과 및 고찰

4.1 밸런스 홀 직경 변화에 따른 수력 성능 평가

설계점에서 밸런스 홀 직경 변화에 따른 밀폐형

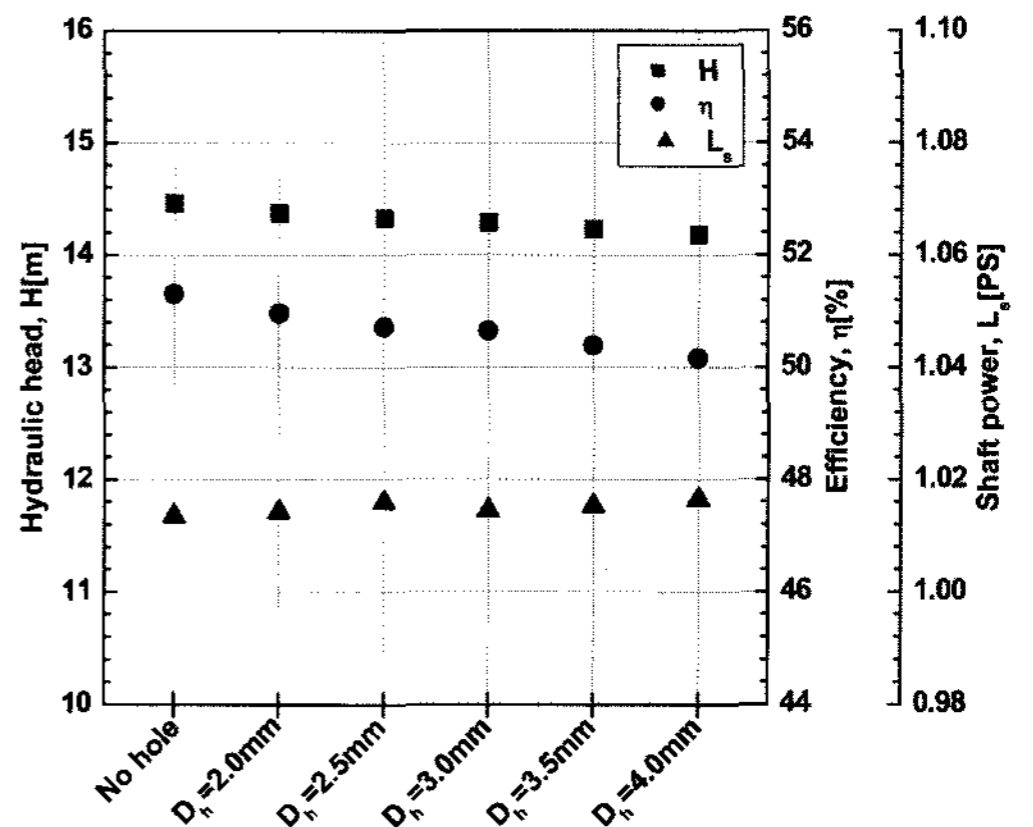


Fig. 5 Hydraulic performance for the balance hole diameter (N=7, 140rpm, G=165 l/min)

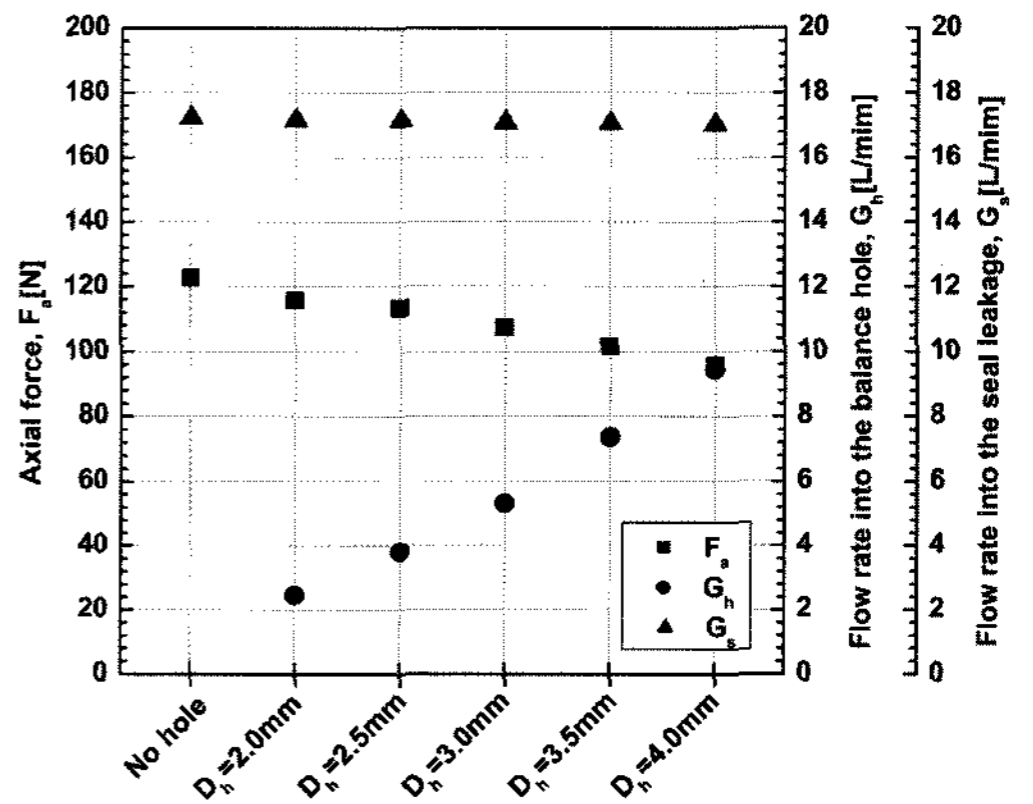
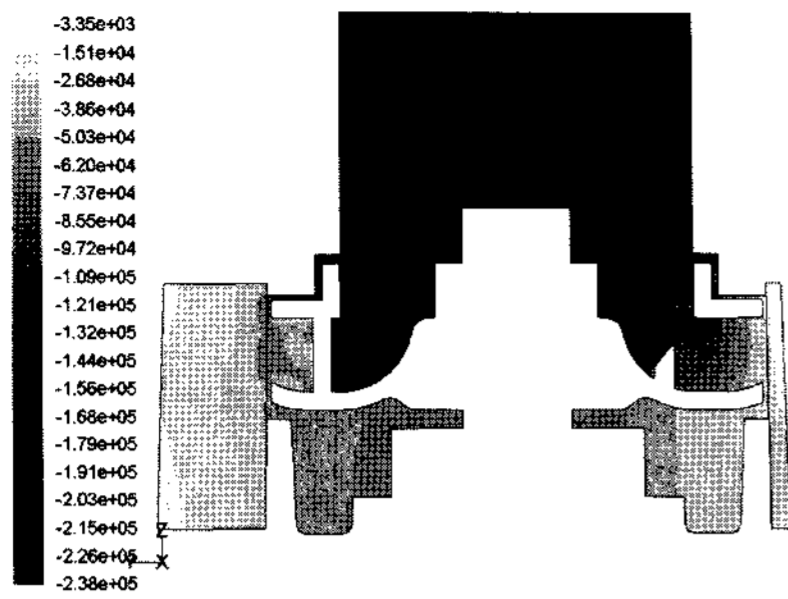


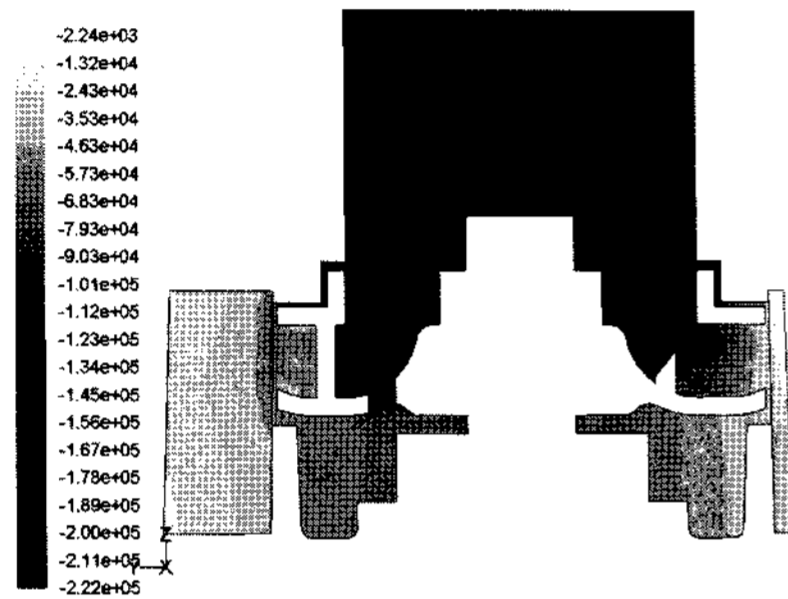
Fig. 6 Axial force, flow rate into the balance hole or the seal leakage for the balance hole diameter (N=7, 140rpm, G=165 l/min)

워터펌프 수력 성능 평가 결과를 Fig. 5와 Fig. 6에 나타내었다. 밸런스 홀의 직경이 커질수록 냉각수가 밸런스 홀을 통과하는 누설 유량 증가에 따른 손실 증가로 수두와 효율이 감소하는 것을 알 수 있다. 밸런스 홀 직경 4mm일 경우 밸런스 홀이 없을 경우에 비해 수두는 0.28m, 효율은 1.14% 감소한다.

Fig. 6에서 밀폐형 워터펌프의 축추력 특성은 밸런스 홀이 없는 경우 약 122.72N에서 밸런스 홀 직경이 최대 4mm로 증가하면 약 22.0% 감소하는데 수두 1.9%를 감소에 비해 효과적으로 축추력이 감소됨을 알 수 있다. 그러나 밸런스 홀 직경이 3mm 이상일 경우 밸런스 홀을 통과하는 누설 유량도 크게 증가하여 밸런스 홀 직경이 4mm에서 누설 유량이

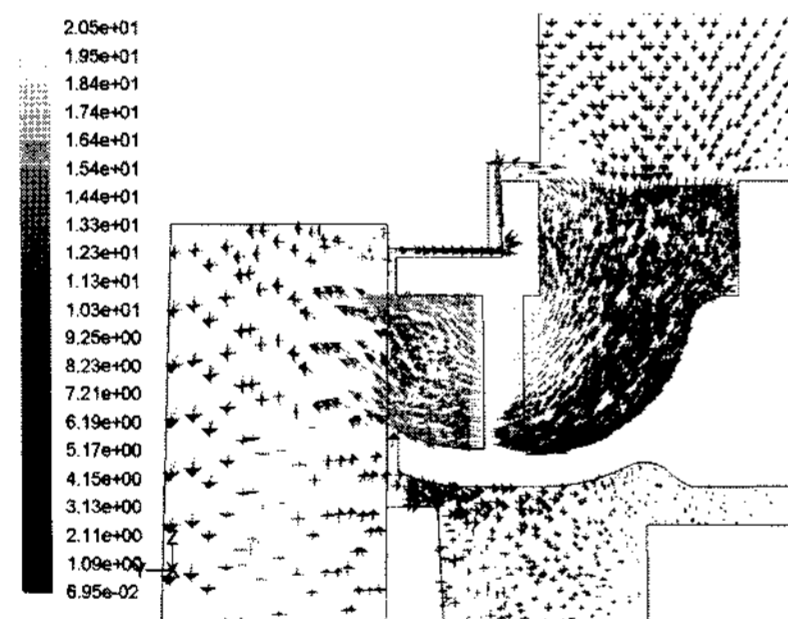


(a) No hole

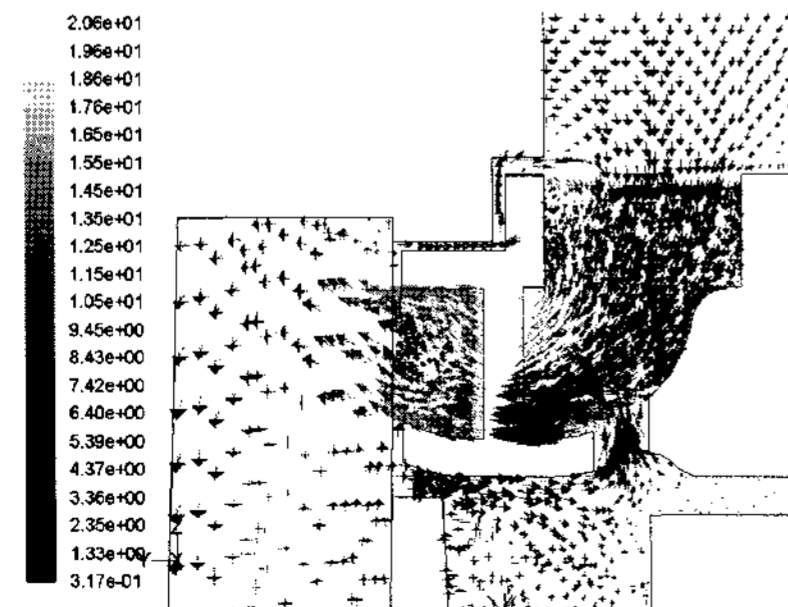


(b) $H_d=3.0\text{mm}$

Fig. 7 Static pressure(Pa) distribution on the hole center plane (N=7, 140rpm, G=165 l/min)



(a) No hole



(b) $H_d=3.0\text{mm}$

Fig. 8 Relative velocity vector(m/s) distribution on the hole center plane (N=7, 140rpm, G=165 l/min)

9.5 l/min에 이른다. 워터펌프 밸런스 홀 크기 선정은 홀이 없는 경우에 비해 효율은 최소화 하면서 효과적으로 축추력을 감소시키는 모델이며 이를 구하기 위해 식 (6)과 같은 Severity factor를 사용하였다. Severity factor가 크면 효율은 작게 감소하면서 축추력 감소가 큰 모델을 의미한다.

$$\sigma = \left(1 - \frac{\eta_{nohole} - \eta}{\Delta\eta_{max}}\right) \times \frac{F_{a,nohole} - F_a}{\Delta F_{a,max}} \quad (6)$$

Table 2 Severity factor for water pump balance hole diameter

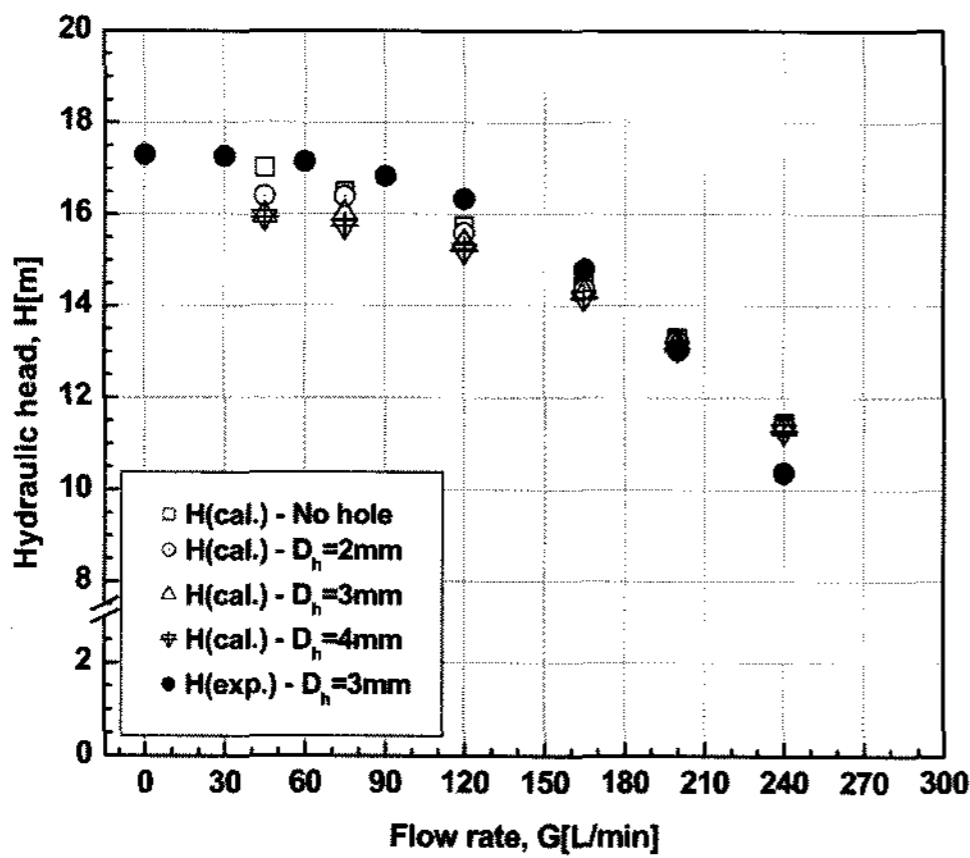
H_d	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
σ	0.182	0.172	0.246	0.160	0.0

Table 2의 결과로부터 Severity factor가 가장 큰 밸런스 홀 직경을 3mm로 선정하고 시작품을 제작하였다. 밸런스 홀 직경 3mm인 워터펌프는 밸런스 홀이 없는 경우에 비해 수두는 약 1.1% 감소하지만 축추력은 약 13.3% 감소한다.

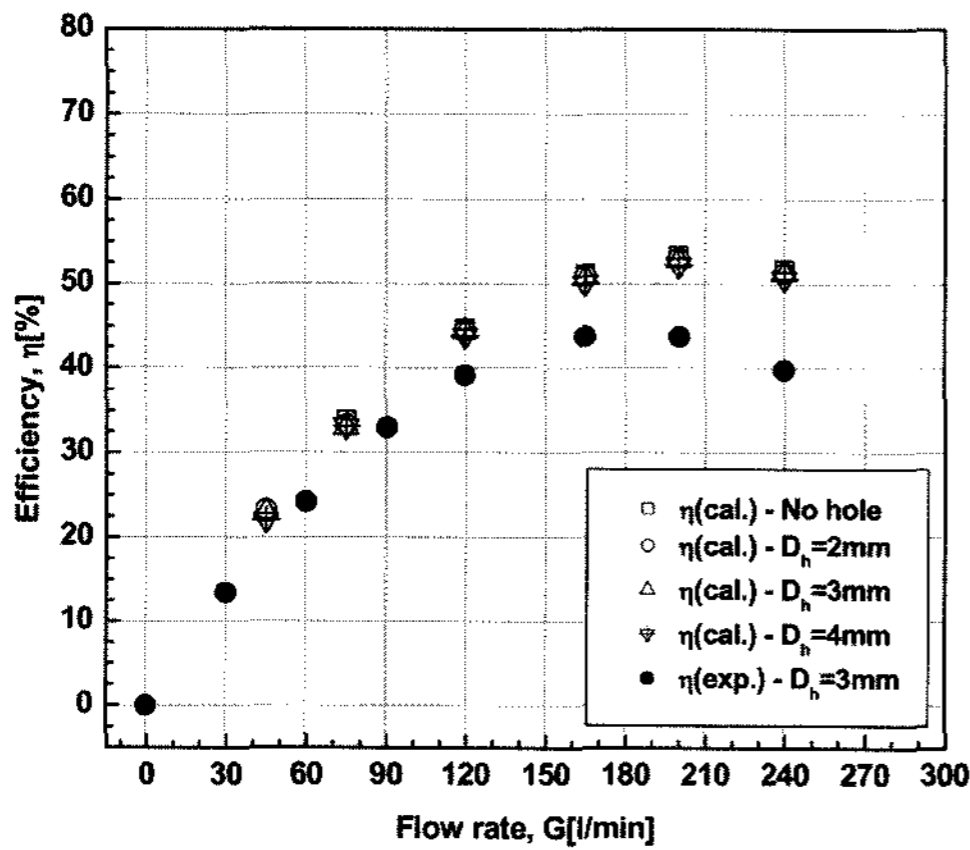
Fig. 7과 Fig. 8은 밸런스 홀이 없는 경우와 밸런스 홀 직경 3mm인 밀폐형 워터펌프의 중심 단면에서 정압력 및 상대 속도 벡터 결과를 나타낸 그림이다. 밸런스 홀이 없는 경우 입구로부터의 냉각수가 임펠러를 지나면서 가압되어 볼류트에 이르기까지 점차 정압이 상승되지만, 밸런스 홀이 있는 경우 가압된 냉각수가 임펠러 후면에서 밸런스 홀을 지나 내부 허브쪽으로 이동하기 때문에 허브면에 압력이 높게 형성되게 된다. Fig. 8의 상대 속도 벡터 분포를 살펴보면 밸런스 홀을 통해 재유입되는 냉각수와 입구로부터 들어오는 냉각수가 혼합되는 것을 알 수 있는데 이와 같은 특성은 워터펌프 수두 손실을 유발한다. 그리고 임펠러 쉬라우드와 볼류트 케이싱을 통해 이동된 실 누설 유량이 임펠러 입구 쪽으로 재 유입되는 유동특성은 유사하다.

4.2 유량 변화에 따른 수력성능 평가

Fig. 9는 밀폐형 원심식 워터펌프의 설계회전수인 7,140rpm에서 밸런스 홀 직경별 입구 유량 변화에 따른 수력성능 특성을 비교한 그림이다. 밀폐형 워터펌프의 밸런스 홀 직경 3mm인 모델을 제작 후 수력성능 평가를 수행하여 해석결과와 비교하였다.



(a) Hydraulic head



(b) Efficiency

Fig. 9 Hydraulic performance predictions for the closed type water pump with balance hole (N=7,140rpm)

수력성능 시험 결과와 비교해 볼 때 전체적으로 해석결과가 저 유량일 경우 수두를 작게 예측하였고 고 유량으로 갈수록 높게 예측하였다. 설계점인 유량 165 l/min인 경우에 수두는 실험결과와 비교해서 약 3.3% 오차로 만족할 만한 결과를 얻었으나 효율은 실험결과에 비해 약 15.8% 높게 예측하였다. 그 이유는 워터펌프 회전수가 증가할수록 축동력에 대한 기계적 손실이 증가하는데 해석에서는 이를 고려하지 않았기 때문이다.

밸런스 홀 직경이 커질수록, 저 유량으로 갈수록 수두 감소폭이 증가하는데, 그 이유는 저 유량에서 밸런스 홀 전후의 압력차가 증가하여 밸런스 홀 통과 누설 유량이 크게 증가하기 때문이다. 이와 반대

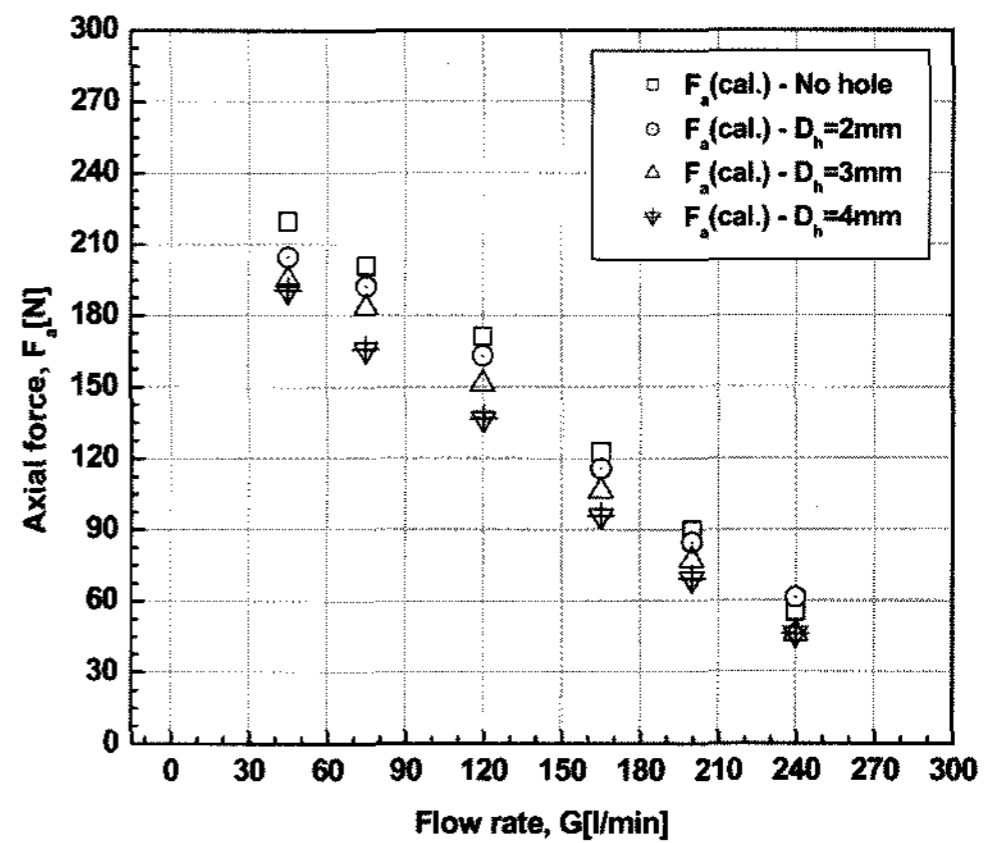


Fig. 10 Axial force for the closed type water pump with balance hole (N=7, 140rpm)

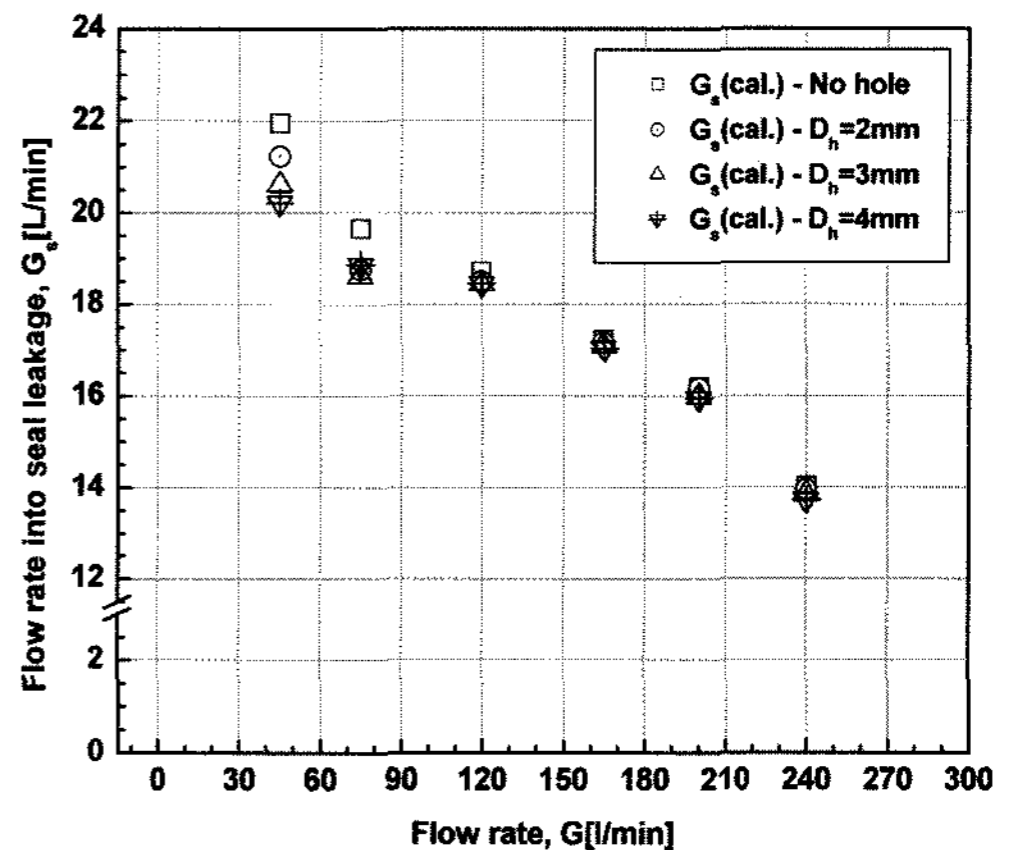


Fig. 11 Seal leakage flow rate for the closed type water pump with balance hole (N=7,140rpm)

로 고 유량일 경우 밸런스 홀 직경별 누설 유량 차는 크지 않다. 결과적으로 저 유량으로 갈수록 그리고 밸런스 홀 직경이 클수록 밸런스 홀 누설 유량에 따른 성능 영향이 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 효율은 동일 유량일 경우 밸런스 홀 직경이 커질수록 감소하지만 전체적으로 동일 유량조건에서 밸런스 홀 직경변화에 따른 효율 변화는 작다.

Fig. 10은 밸런스 홀 직경별 유량 변화에 따른 밀폐형 원심식 워터펌프 축추력 특성 해석 결과를 나타낸 그림으로 고 유량으로 갈수록 밸런스 홀 전후의 압력차 감소로 축추력이 감소하며 동일 유량에서 밸런스 홀 직경에 따른 축추력 변화 또한 작다.

Fig. 11은 임펠러와 볼류트 케이싱 간의 실 누설

유량 해석 결과를 나타낸 그림으로 저 유량으로 갈수록 실 누설 유량이 증가하는 경향을 보여 입구 유량 45 l/min에서는 전체 토출 유량 대비 실 누설 유량이 약 45%에 이른다. 밸런스 홀 직경에 따른 실 누설 유량 변화는 고 유량에서는 큰 차이가 없으나 저 유량에서는 최대 9% 정도 차이를 보이고 있다.

5. 결론

본 논문에서는 자동차 밀폐형 원심식 워터펌프의 밸런스 홀 직경 크기가 수력성능 및 축추력 특성에 미치는 영향에 대해서 살펴보았다. 밸런스 홀 직경 3mm인 임펠러를 제작하여 워터펌프 수력성능 시험을 수행하여 해석 결과와 비교 고찰하였다. 본 연구를 토대로 얻어진 결론은 다음과 같다.

- 1) 원심식 워터펌프 축추력 평형방법인 밸런스 홀은 직경이 커질수록 누설 유량이 증가하여 수두와 효율은 감소하지만 축추력을 효과적으로 감소시킬 수 있다. 밸런스 홀 직경 3mm인 워터펌프는 밸런스 홀이 없는 경우에 비해 수두는 약 1.1% 감소하지만 축추력은 약 13.3% 감소된다.
- 2) 밸런스 홀 직경 3mm인 밀폐형 워터펌프 수력성능 평가 결과 설계점인 유량 165 l/min인 경우에 수두는 실험결과와 비교해서 약 3.3% 오차로 만족할 만한 결과를 얻었으나 효율은 약 15.8%로 해석결과가 실험결과에 비해 높게 예측하였다.
- 3) 밸런스 홀 직경 크기 변화에 따른 성능 곡선은 고 유량으로 갈수록 밸런스 홀 직경별 유량 차는 크지 않고 저 유량으로 갈수록 그리고 밸런스 홀 직경에 따른 영향이 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.

후 기

본 논문은 부품소재전문기술지원사업의 연구비

지원에 의해 수행되었으며 이에 관계기관의 지원에 감사드립니다.

References

- 1) J. Tuzson, Centrifugal Pump Design, John Wiley & Sons Inc., New York, 2000.
- 2) S. Zoz, W. Thelen, T. Alcenius and M. Wiseman, "Validation of Methods for Rapid Design and Performance of Water Pumps," SAE 2001-01-1715, 2001.
- 3) A. Deguchi and Y. Nomoto, "Development of Design Method for a High-Efficiency Water Pump," JSAE 9838688, 1998.
- 4) K. Majidi and H. E. Siekmann, "Calculation of Secondary Flow in a Centrifugal Pump Using 3D Viscous Flow Computation Techniques," Proceedings of the 6th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Vol.2, 1996.
- 5) A. Kaps and H. E. Siekmann, "Numerical Flow Analysis in a Centrifugal Pump for Optimization of the Casing with regard to Hydraulic Efficiency and Bearing Forces," Proceedings of the 6th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Vol.2, 1996.
- 6) H. S. Heo, K. S. Park, G. S. Lee and J. P. Won, "A Study on the Performance Prediction of Automotive Water Pump with Double Discharge Single Suction," Transactions of KSAE, Vol.12, No.6, pp.103-110, 2004.
- 7) H. S. Heo, G. S. Lee and S. J. Bae, "Effect of Shape of Discharge Port on Hydraulic Performance of Automotive Closed Type Water Pump," Transactions of KSAE, Vol.12, No.6, pp.103-110, 2004.