◎ 논 문

DOI: http://dx.doi.org/10.5293/kfma.2012.15.3.032
ISSN (Print): 1226-9883

# 5kW급 인라인 마이크로 수차 설계에 대한 연구

박상언* · 노형운**†

# The Study on Design of the 5kW Class Inline Micro-Turbine

SangEun Park*, Hyung-Woon Roh**†

*Key Words : Micro Turbine(마이크로 수차), Energy(에너지), Inline(인라인), Low head and Low Discharge(저낙차 및 저유량), CFD (전산유체역학)*

## ABSTRACT

This paper is aimed to propose the design database(DB) of the inline micro-turbine for 5kW class. CFD analysis is performed to investigate the effect of a turbine on each parameter. This study showed that RadhaKrishna's data is different from the 5kW class in the low-head and the micro-turbine. Therefore, new DB for the design of inline micro-turbine for 5kW class could be needed. This study configured new design DB for the design of inline micro-turbine for 5kW class. The DB of this study showed that the optimal hub ratio(Dp/DR), the optimal body ratio(Db/DR) and the optimal range of body length ratio(Lh/DR) is 50%, 1.1 and 2.3 to 2.9, respectively.

## 1. 서 론

21세기에 들어와 에너지 및 석유자원의 고갈로 인한 화력과 같은 고전적 에너지와 방사능 피해와 같이 심각한 문제를 야기할 수 있는 원자력 에너지보다는 태양력, 풍력, 수력, 지열 및 폐열과 같은 신재생에너지에 관심을 가지고 있고, 많은 국가들에서 이를 육성하는 정책을 더욱 장려하고 있다.[1] 더 나아가 온실가스 저감과 관련된 사업은 지구 온난화 방지를 위한 범지구적·국가적 주요 현안이 되고 있다.[2]

신재생에너지로써 기존 풍력이나 태양력보다 본 연구에서 관심이 있는 소수력의 경우가 국내에서 경제성이 있다고 판단되나 수차의 형식이나 수차 개발기술의 한계로 인하여 확대가 잘 되지 않는 문제점이 있다. 이로 인해 국내시장에 적합한 저유량, 저낙차의 수차개발로 국가 에너지 위기를 극복하고자 하고 있으며 이에 맞추어 4대강 사업으로 전국 16보에 41개의 소수력 수차가 설치되어 별도의 전력을 생산하여 정부의 RPS정책에 발맞추어 가고 있다.[3]

현재 국내의 기술상황은 해외와 비교했을 때 많은 부족한 점이 많으며, 4대강사업의 일환으로 설치된 소수력 수차의 납품회사를 보면 Andritz, Gugler 그리고 Mavel, 3개의 외국회사들이 수차들을 3등분하여 나누어서 납품하였고 국내의 업체는 단순히 대리점의 역할밖에 할 수 없었던 것이 현실이다. 일례로 2012년 1월에 고시된 영흥화력발전소의 5,000 kW급 소수력 수차 4가지 입찰조건 중 한 가지는 10년 이상 수차를 생산하였거나 700 kW급 수차·발전기의 설계, 제작 및 공급하여 1년 이상의 정상운전 실적을 보유한 경력이 있어야 하지만, 국내업체는 이런 조건을 만족하는 업체가 한 두 곳밖에 없다.[4] 왜냐하면 국내의 소수력 분야 기술수준은 선진국의 80% 수준이며, 규모 및 형식에 따라 다소 차이가 있으나 선진국 수차효율은 90 % 이상 정도 되기 때문이다. 이러한 기술적 한계로 인해 국내업체는 독일, 스위스, 일본, 캐나다와 같은 신재생관련 선진국업체와 기술 제휴하여 입찰을 참가하여야 하는 문제점을 지니고 있다.

우리나라의 대수력 설치시기가 30년 이상이 지나 한국수력원자력이나 한국수자원공사에서 최근 수차 대체요구로 인하여 개발요구가 한창 고조되고 있는 것 또한 현실이다. 이러한 개발의 필요성과 국산의 존재 위기감은 최근에 (주)대양수력을 선두로 금성enc, 신한정공, 덕지산업, 동아기공 등 중소기업에서 수차 개발 산업에 있어 적극적으로 투자 및 개발 생산하고 있다. 일예로 2010~2011년 한국수자원공사 댐유역관리처에서는 저효율로 운전되고 있는 500 kW급 횡성

* 인천대학교 공과대학 기계시스템공학과
** (주)아이베이 대표이사
† 교신저자, E-mail : rohlee@ivai.co.kr

댐 소수력 수차 1, 2호기의 효율을 개선하는 프로젝트를 수행하였는데, (사)유체기계공업학회 펌프 및 수차분과에서 기존의 케이싱, 흡출관 및 위켓트 게이트(wicket gate)를 그대로 나두고 러너만을 역설계하여 도면을 산출하고 덕지산업주식회사에서 제작설치하고 2번의 정격낙차실험에 의해 약 10 %의 효율상승 효과를 이루었으며, 연간 4천만 원 이상 발전수익을 발생시켰으며, 2년 만에 투자비를 회수하였다.[5)]

이런 적극적인 투자에도 불구하고, 업체들이 시장에 적극적으로 개입하지 못하는 이유를 살펴보면 수차의 경우는 양산이 가능한 펌프와는 달리 설치조건에 상관없이 일정 모델을 사용할 수 있는 것이 아니라 낙차, 유량, 설치조건에 따라 수차 형태가 다양하여, 여러 가지 모델을 개발하여야 하기 때문이다. 또한 협소한 시장에서 수차개발에 대한 다양한 형식 및 용량별 수차개발 경험이 부족하고 수차(spiral casing/runner/draft tube 등) 설계, 해석 기술이 미흡하여 납품시 기술부족으로 계약 성능보증에 미달되는 사례가 빈번하다.

특히 본 연구에서 중점적으로 다루어질 5kW급의 마이크로 수차의 경우에 낙차가 적으므로 적정효율보증 및 예측이 어렵고, 수차 형식이 Vertical tubular Kaplan 수차로 제한되어 있어 현장 여건에 따른 시공성이 용이하지 않으며 경제성이 떨어지고 있다.

최근 들어 국내에서 마이크로급 소수력 관련 연구가 많이 진행되고 있으나, 본 연구에서 카플란 수차에 대한 연구 동향만을 정리하였다.

1999년 "카플란 수차설계기술 및 국산화 개발"이라는 제목으로 한국에너지기술연구소에서 대양전기와 함께 산업자원부 프로젝트를 수행한 적이 있다.[6)] 이 연구에서는 카플란 수차를 국산화함으로써 소수력발전소의 건설비용을 절감하여 경제성 향상을 기하고자 하였다. 이 연구에서는 설계낙차가 12 m 정도 되는 낙차가 큰 경우의 수차를 개발하였다.

2006년에는 (주)신한정공에서 "수도관차압을 이용한 마이크로 소수력 발전 실용화 기술개발"이란 제목으로 한국해양대학교와 함께 수차발전시스템 설계기술 확보와 모델실험 및 실증시험을 통한 수차발전기의 성능특성을 확인하였다. 이때 모형실험으로 5 kW급 튜블러 수차발전기를 설계하였고 이를 성공하였다.[7)] 이로부터 수도관 차압을 이용한 발전시스템의 상업화를 위한 제작, 설치, 운전 등에 관한 전반적인 기술력이 확보되었다고 본다. 그러나 이 연구에서는 50 kW급 목표로 설계유효낙차가 20 m이기 때문에, 본 연구에서 개발하고자 하는 목표낙차인 3 m의 경우에는 적용할 수가 없으며, 또한 다양한 설계파라미터를 참조하기에는 부족하다.

따라서 본 연구에서는 마이크로급 수차개발을 하는 데 있어 기술력 부족으로 효율개선 한계에 봉착한 업체들에게 설계기술을 제공하기 위하여 유동해석을 활용하여 5 kW급 인라인 마이크로 수차의 효율분석 및 성능향상을 해석하고 이에 대한 설계자료들을 제공하고자 하였다.

Table 1 Small hydropower candidate site with the low head

| | Power (kW) | Head (m) | Discharge ($m^3/s$) | remark |
|---|---|---|---|---|
| Aquarium Basin | 50~100 | 1~3 | 1~3 | |
| Sewage Treatment Plant | 108 | 2.76 | 4.63 | |
| | 159 | 4.08 | 4.63 | |
| | 163 | 4.18 | 4.63 | |
| Agricultural reservoir | 50~150 | 1~5 | 1~5 | |

Table 2 Design specifications of inline micro turbine

| | $H$ (m) | $Q$ ($m^3/s$) | $D_R$ (m) | remark |
|---|---|---|---|---|
| Value | 3 | 0.2-0.3 | 0.3 | 5kW |

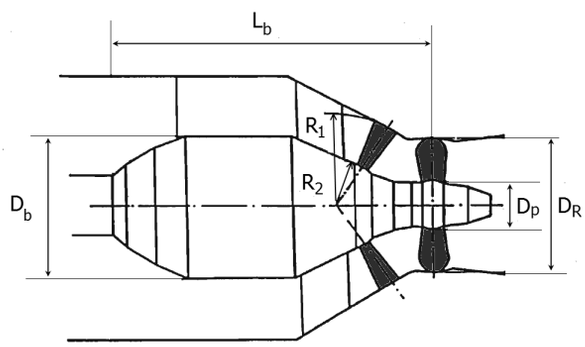



Fig.1 Tubular turbine design data by H.C. Radha Krishna

## 2. 수차시방과 설계

낙차가 비교적 적은 곳, 즉 3 m~5 m의 낙폭을 가지면서 발전가능한 유량이 흐르는 곳을 주변에서 많이 볼 수 있다. Table 1과 같이 육상양식장, 정수장, 하수처리장, 하천, 농어천 저수지, 대형공장. 아파트 단지 등을 후보지로 거론할 수 있다. 대부분의 수차개발자들은 Table 1과 같은 후보지들에서는 발전을 하여도 실효성 없다고 하여 시도조차 하지 않고 있다. 이는 낙차가 적기 때문에 낙차보다는 유량에 의한 동압력을 제공하기 위하여 수차외경을 줄여야 하는데 수차지름을 감소시키다 보면 러너의 날개 크기가 줄어들고, 수력학적 힘을 얻을 수 있는 공간이 적어지게 되므로, 이는 효율의 저하를 초래하고 더 나아가 출력에 의한 이익보다는 제작비용이 많이 들어 손해를 볼 수 있기 때문이다. 또한 Table 1의 경우는 유량이 대부분 1 $m^3/s$이 넘지만, 본 연구에서는 Table 2와 같이 유량이 적은 0.2~0.3 $m^3/s$인 5 kW급 인라인 마이크로 수차를 설계하고자 한다. 이를 위하여 Fig. 1에서 정의된 $D_R$을 300 mm로 하여 연구를 수행하였으며, 추후 $D_R$을 200 mm 이하로 줄여야 하는 연구 또한 진행이 되어야 할 것이다.

수차 외형설계에 관한 데이터는 일반적으로 $D_R$을 가지고

무차원으로 나타내며 이런 데이터를 설계회사에서 잘 공개하지 않기 때문에 국내업체에서는 설계데이터를 갖고 있지 못하다.

$$D_p/D_R = 0.443 - 2.2\times10^{-4}N_q \quad (1)$$

$$R_1/D_R = 0.335 + 1.52\times10^{-4}N_q \quad (2)$$

$$R_2/D_R = 0.837 - 3.86\times10^{-4}N_q \quad (3)$$

$$D_b/D_R = 1.143 - 6.80\times10^{-4}N_q \quad (4)$$

$$L_b/D_R = 2.579 - 0.00123N_q \quad (5)$$

$$N_q = 1059.2H^{-0.625} \quad (6)$$

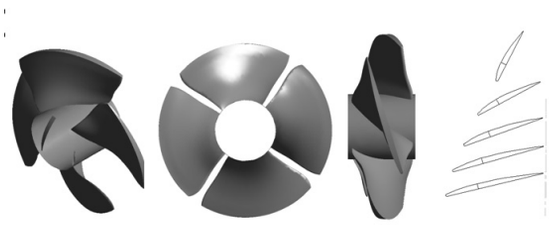
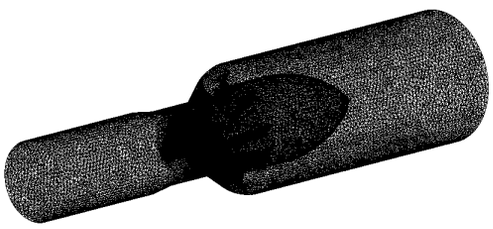
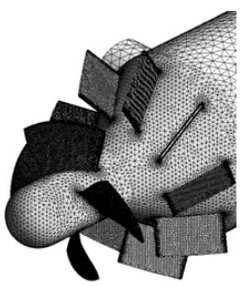


Fig. 2 Calculated runner vane of inline micro turbine



(a) all view



(b) runner and guide vane

Fig. 3 Computational mesh of inline micro turbine

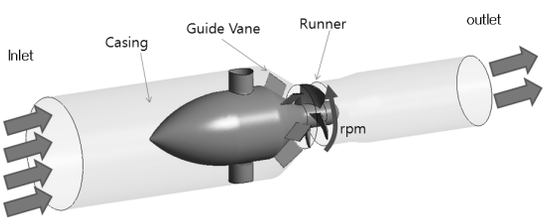



Fig. 4 Schematic diagram for CFD of inline micro turbine

본 연구에서 적용된 러너의 익형은 수차설계프로그램인 T1NN을 이용하여 계산하였으면 이 익형의 형태는 Fig. 2와 같다.[5)]

특히 튜블러 수차의 경우에는 설계 데이터가 매우 희귀하다. 본 연구에서는 Fig. 1과 식 (1)~(6)과 같이 1997년에 H. C. Radha Krishna에 의하여 제시된 설계 자료를 나타내었다. 식 (1)~(5)은 낙차 $H$와 비속도인 $N_q$로 무차원된 설계데이터이다.[7)] 또한 비속도 $N_q$을 식 (6)과 같이 정의하였다.

## 3. CFD해석

설계를 통해서 모델링된 수차의 성능을 예측하기 위하여 CFD분석을 실시하였다. 유체기계의 정확한 해석을 위해서는 점성저층영역을 안정적으로 처리할 수 있는 최적화된 난류모델들이 필요하다. 보다 정확한 해를 구하기 위해 점성저층에 대한 해석이 요구되고 이를 만족시키기 위해서는 벽면 근처에 종횡비가 매우 큰 높은 격자의 밀집도의 확보가 요구되므로, 이를 prism 격자로 만족시켜주었다.

계산에 적용된 난류모델은 k-$\epsilon$ SST(Shear Stress Transport) 모델을 적용하여 수치해석을 실시하였다. 계산격자는 Tetra+Prism 격자를 채용하여 전체 유동장에 대하여 Nodes는 2,424,060와 Elements는 8,111,558의 격자를 적용하였으며 구성된 격자는 Fig. 3과 같다.

입구조건과 출구조건 모두 압력조건으로 Fig. 4와 같이 각각 3 m와 0 Pa을 주었으며, 회전수의 변화에 따라 최고효율을 결정하였고, 사용된 S/W는 ANSYS-CFX11이다.[9)] 각각 파라미터의 연구에서는 최고효율의 회전수일 때를 가정하여 CFD를 수행하였고, 각각의 결과를 비교하였다.

## 4. 결과 및 검토

### 4.1 수차의 최적형상 도출

수차의 최적형상을 검토하기 위하여 Table 2의 시방으로 Fig. 4와 같은 경계조건을 가지고 유동장을 해석하였다. 기본검토에서 수행된 내용은 베인의 날개개수, 회전수, 날개의 형상, 날개의 각도변화, 몸통형상 등이며, 이를 파라미터 별로 계산하여 정리된 결과를 Table 3과 Fig. 5에 나타내었다.

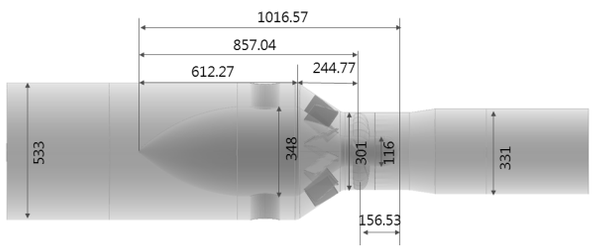
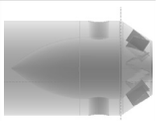
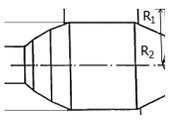



Fig. 5 Calculated dimensions of 5kW inline micro turbine

Table 3 Calculated optimum values of 5kW inline micro turbine

| | Results | by RadhaKrishna | remark |
|---|---|---|---|
| Dr | 0.3m | - | |
| Number of Vane | 4 | - | 3, 4, 5 |
| rpm | 800rpm | - | 800,1000, 1200rpm |
| body Shape |  |   | |
| Dp/Dr | 0.387 | 0.325 | Nq = 533.06 |
| R1/Dr | 0.693 | 0.124 | |
| R2/Dr | 0.387 | 0.189 | |
| Db/Dr | 1.160 | 0.781 | |
| Lb/Dr | 2.860 | 0.858 | |
| efficiency | 70.143% | - | |

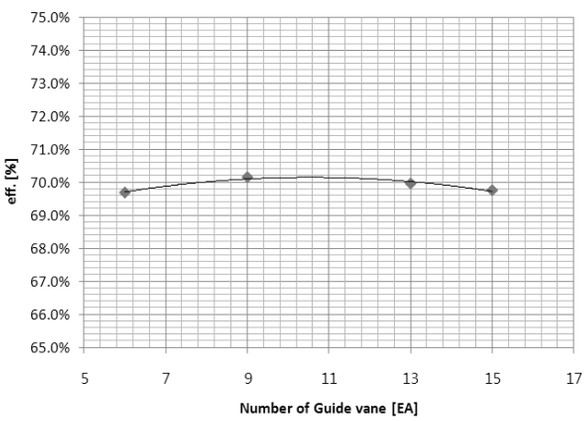



Fig. 6 Effect of the guide vane number changes on efficiency variation for 5kW inline micro turbine

최종적으로 본 연구에서는 여러 가지 파라미터 변화를 시행착오에 의하여 계산한 결과, 최적으로 계산된 효율은 70 % 이다. 이 효율은 3 m의 저낙차 경우에 낼 수 있는 최대의 값이라 할 수는 없다. 그러나 2006년에 성공한 "수도관차압을 이용한 마이크로 소수력 발전 실용화 기술개발" 보고서에서 최대효율이 70 % 근처에 있는 것을 참조하여 본다면 산출된 효율은 높은 효율이라 할 수 있다. 그러나 아직 더 효율을 끌어올려야만 한다.

수차효율을 계산하기 위하여 적용한 가이드 베인 개수는 9개이며, 적용된 가이드 베인의 형태는 익형이 아니라 평평한 배플의 형태이다. 가이드 베인의 경우 개수정의는 중대형 수차의 경우 16개를 가장 많이 사용하고 소형의 경우는 8개 또는 그 보다 적게 사용하는 것이 일반적이라 알려져 있지만 아직 확실한 근거가 없다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 6과 같이 가이드 베인의 개수변화에 따른 효율변화를 살펴보았다.

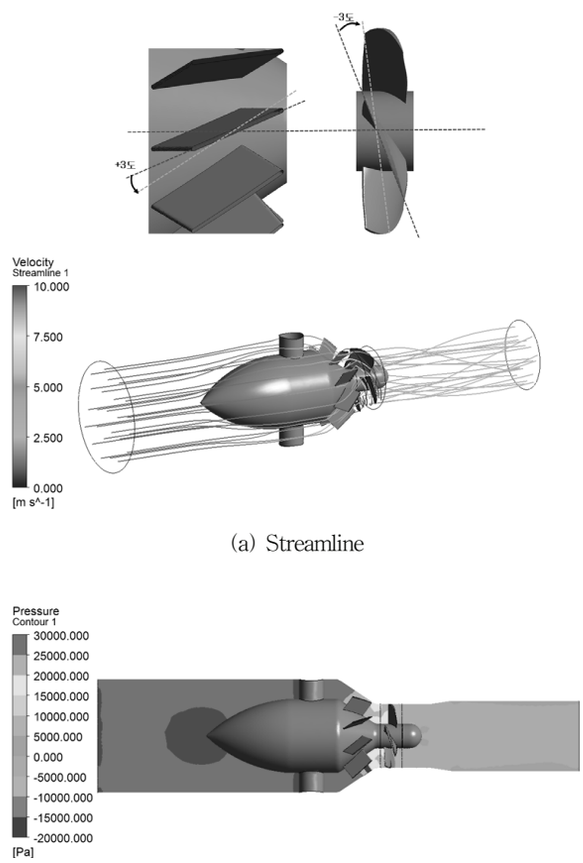
Fig. 6의 결과는 가이드 베인의 개수를 6, 9, 13과 15개일 때 해석을 하였고, 이에 대하여 추세선을 나타내었다. Fig. 6을 보면 Fig. 5의 조건에서 최적의 가이드 베인 개수가 9개일 때 효율이 제일 높음을 알 수 있다. 이 추세선을 살펴본다면 9개에서 11개까지는 70 %의 효율을 유지할 수 있음을 알 수 있지만 9개보다 적어지거나 11개보다 많아진다면 유동을 방해하거나 제대로 유동을 유도하지 못하여 효율이 감소됨을 알 수 있다.

## 4.2 수차효율 변화

현재 개발된 수차는 double regulated control이 가능한 시스템을 장착한다면 카플란 수차로도 확장이 가능하다.[10] Double regulated control 시스템은 러너의 베인과 가이드 베인이 동시에 독자적으로 조절하여 운전조건이 바뀌어도 일정출력을 보장할 수 있는 시스템을 의미한다.

본 연구에서도 Fig. 7과 같이 러너의 각도를 3° 정도 닫아주고, 가이드 베인을 3° 정도 열어주면 효율은 현재 70.1 %에서 효율이 75.8 %로 상승됨을 알 수 있다. 이를 출력별로 정리하면 Fig. 8과 같다.

Fig. 8에는 점선은 가이드베인(GV)과 러너베인(RV)이 변하지 않는 프로펠러 형식의 효율이고 실선은 카플란수차의




(a) Streamline

(b) pressure shade contour

Fig. 7 Streamline and pressure contour on the centerline plane for 5kW inline micro turbine

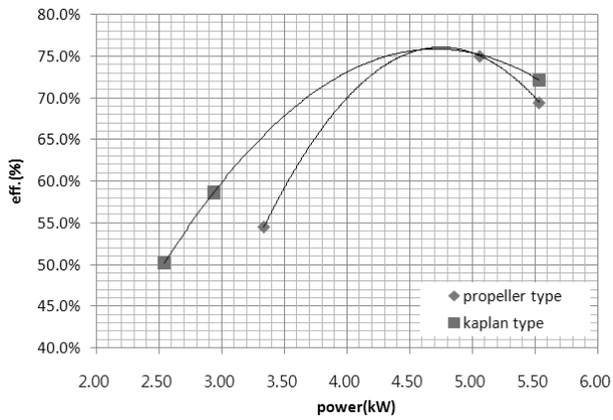



Fig. 8 Performance curve of 5kW inline micro turbine by double regulated control system(change of GV and RV)

효율이다.

## 4.3 수차 외형설계 데이터 제시

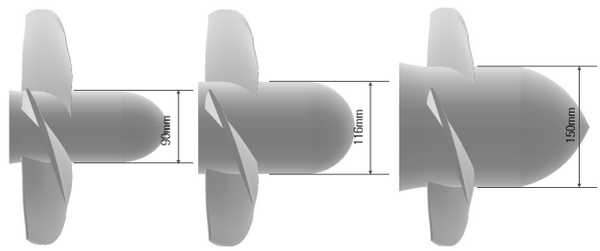
Table 3에서 볼 수 있듯이 Radha Krishna에 의하여 제시된 수식(식(1)~(5))으로 계산한 것과 본 연구에서 계산된 결과와는 많은 차이를 나타내고 있음을 알 수 있다. 이러한 차이에는 여러 가지 원인이 있겠지만 가장 먼저 생각할 수 있는 원인은 낙차가 낮은 경우와 마이크로급 소수력의 개념 차이라 판단된다.

마이크로급 소수력 수차의 외형설계 데이터를 제시하기 위하여 허브비($D_p/D_r$), 몸통비($D_b/D_r$)과 몸통길이비($L_h/D_r$) 변화에 따라 결과를 비교하였고 이를 설계데이터로 제시하였다.

### 4.3.1 허브비의 변화

$D_p/D_r$의 변화는 일명 허브비의 변화로 볼 수 있다. 허브비가 커지면 상대적으로 수력학적 힘을 받는 러너의 면적이 적어지는 단점이 있으나, 최근 컴팩트하게 제작함에 따라 허브안에 여러 가지 기계장치들이 포함이 되어 비교적 허브비가 크게 제작되고 있는 형편이다. 본 연구결과를 Radha Krishna의 설계기준치와 비교했을 때 동일하지는 않지만 각각 0.325와 0.387로 유사하다. 따라서 $D_p/D_r$ 비를 Fig. 9와 같이 (a) 0.3과 (c) 0.5의 경우를 추가 해석하여 Fig. 10에 나타내었다.

Fig. 10의 경우를 살펴보면 현재의 경우 허브비가 0.387인 경우보다 적은 경우는 효율이 떨어짐을 알 수 있다. 그러나 예상 밖으로 허브비가 0.5로 커지면 효율이 떨어질 것으로 판단되었으나, Fig. 10을 보면 허브비 0.5보다 커져도 될 것으로 판단된다. 즉 현재의 카플란 수차처럼 허브안에 여러 가지 기계장치가 들어갈 수 있는 공간을 마련할 수 있을 것으로 판단된다. 효율상승정도는 현재의 허브비에서 1~2 % 정도 기대할 수 있을 것이다. 또한 허브의 지름비를




(a) $D_p/D_r = 0.3$ (b) $D_p/D_r = 0.387$ (c) $D_p/D_r = 0.5$

Fig. 9 Schematic diagram of hub ratio variation

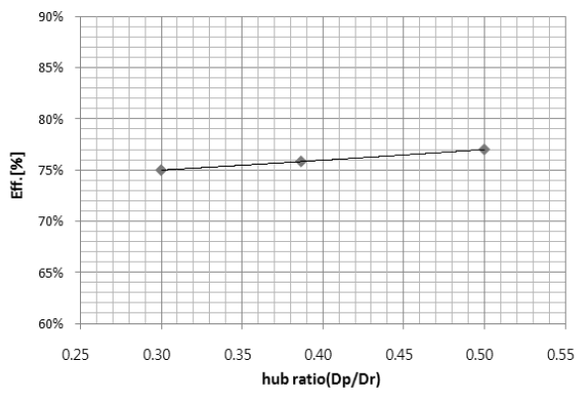
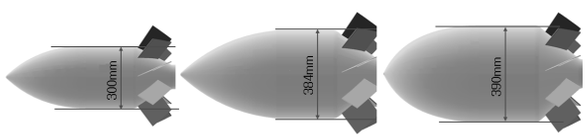



Fig. 10 Effect of hub ratio change on the efficiency for 5kW inline micro turbine




(a) $D_b/D_r = 1.0$ (b) $D_b/D_r = 1.16$ (c) $D_b/D_r = 1.3$

Fig. 11 Schematic diagram of length ratio variation

50 % 이상으로 한다면 효율을 더 상승시킬 수 있을 것으로 판단된다.

### 4.3.2 몸통비의 변화

$D_b/D_r$의 변화는 몸통비의 변화로 볼 수 있다. 몸통의 비가 커지면 유입되는 관이 커지게 되는 단점이 발생된다. 인라인 수차의 경우 몸통내부에 발전기를 설치하여야 하는 경우가 있기 때문에 허브와 같이 복잡한 기계장치들이 몸통 내부에 포함이 되어야 하므로 너무 적게 제작할 수도 없는 것이 현실이다. Table 3과 같이 Radha Krishna이 제시된 기준치보다 본 연구결과는 더 큰 비로서 계산이 되었다. 따라서 본 연구에서 Fig. 11과 같이 $D_b/D_r$ 비를 (a) 1.0과 (c) 1.3의 해석을 추가하여 Fig. 12에 나타내었다.

Fig. 12를 살펴보면 현재의 경우 몸통비가 1.16인 경우보다 약간 적은 경우인 약 1.1에서 높은 효율을 나타내고 있음

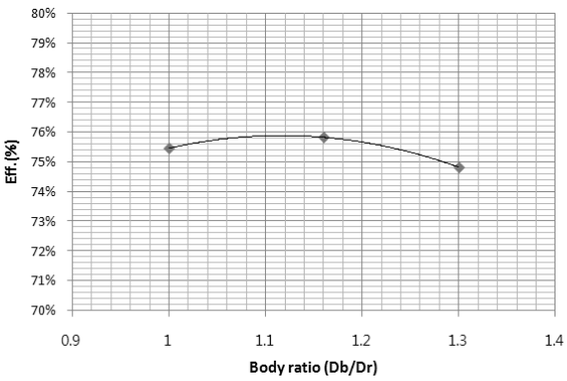
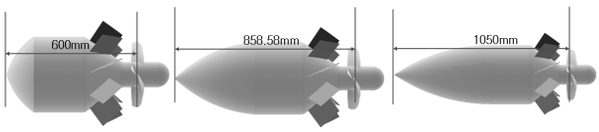



Fig. 12 Effect of body ratio change on the efficiency for 5kW inline micro turbine




(a) $L_b/D_r = 2.0$ (b) $L_b/D_r = 2.8$ (c) $L_b/D_r = 3.5$

Fig. 13 Schematic diagram of length ratio variation

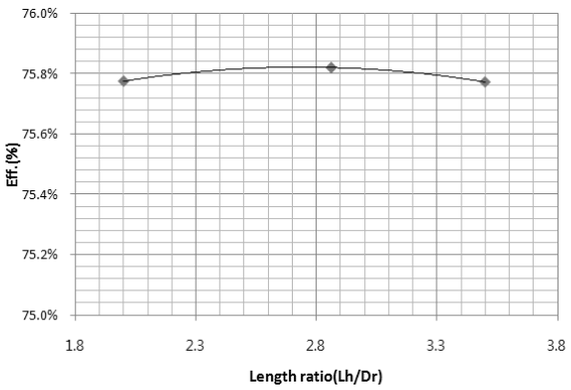



Fig. 14 Effect of length ratio change on the efficiency for 5kW inline micro turbine

을 알 수 있다. 즉 몸통비는 $D_R$보다 10% 크게 선정하는 것이 바람직하다고 판단된다.

#### 4.3.3 몸통길이의 변화

$L_b/D_r$의 변화는 몸통길이비의 변화로 볼 수 있다. 몸통길이의 비가 커지면 제작비용이 많이 들어가게 되는 단점이 발생하게 된다. 본 연구에서는 Table 3과 같이 Radha Krishna에 제시된 기준치인 0.858보다 2.86일 때 1.5배가 크게 계산이 되었다. 마이크로급 수차에서 몸통길이가 길게 설계된 경우가 더 좋게 되었다고 판단된다. 이를 심층적으로 검토하기 위하여 본 연구에서 Fig. 13과 같이 $L_b/D_r$ 비를 (a) 2.0과 (c) 3.5의 해석을 추가 해석하였으며, 그 결과를 Fig. 14에 나타내었다.

Fig. 14는 몸통길이비가 2.3에서 2.9까지 적절한 것으로 판단된다. 몸통비가 적어진다면 몸통의 정점에서 압력손실이 발생하여 효율이 떨어진다고 판단된다. 또한 몸통길이비가 3.5로 증가되면서 마찬가지로 최적의 길이가 아니므로 가장 예리한 부분에서 압력과 속도손실이 발생하여 효율이 감소됨을 알 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 CFD을 활용하여 5kW급 인라인 마이크로 수차를 설계하였다.

낙차가 낮은 경우 또는 마이크로급 소수력을 설계할 경우 외국의 설계수식과 설계값들이 차이가 남을 알 수 있었고 이를 제대로 적용할 수는 없음을 확인하였다. 이에 마이크로급 인라인 소수력 수차 설계 데이터들을 본 연구에서 DB화할 수 있었다.

DB의 데이터로써 허브의 지름비를 50 % 이상으로 한다면 효율을 더 상승시킬 수 있을 것으로 판단된다. 또한 몸통비가 1.16인 경우보다 약간 적은 경우인 약 1.1에서 높은 효율을 나타내고 있음을 알 수 있다. 그리고 몸통길이비 변화의 경우를 살펴보면 몸통길이비가 2.3에서 2.9까지 적절한 것으로 판단된다.

## 후 기

본 연구는 2011년 인천대학교 자체연구비 일반교수연구과제로 연구되었습니다.

## 참고문헌

(1) 김정욱, 김호찬, 부창진, 2011, “혁신도시 신재생에너지 도입연구,” J. of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society, Vol. 12, No. 5, pp. 2254~2260.
(2) 이의준, 2011, “신재생에너지 프로젝트 에너지 및 온실가스 저감량 국제 평가도구 RETScreen 소개,” 기계저널, Vol. 51, No. 5, pp. 35~39.
(3) 오석영, “4대강 수자원설비 현황소개,” 4대강 수자원설비 워크숍, Kwater 댐유역관리처.
(4) 한국남동발전(주) 입찰공고 제PYC-I-BM26호. 영흥화력 5, 6호기 해양수력 발전설비 구매.
(5) 수차 유동특성분석(CFD)을 통한 설계기술 향상 및 성능개선 연구, 2010, 한국수자원공사.
(6) 카플란 수차 설계기술 및 국산화 개발, 1996-N-SH02-P-01, 산업자원부.
(7) 수도관 차압을 이용한 마이크로 소수력 발전 실용화 기술개발, 2006-N-SH02-P-02, 지식경제부.
(8) Radha Krishna H. C. 1997, “Hydraulic Design of Hydraulic Machinery,” Published by Avebury.

(9) ANSYS-CFX11 Manual, ANSYS.
(10) IEC60041 International Standard 3rd Ed., 1991, "Field Accepatance Tests to Determine the Hydrualic Performance of Hydraulic Turbines," Strorage Pumps and Pumps-Turbines.