

# 풍력 열발생 유압 시스템을 위한 새로운 유량제어밸브에 관한 연구

## A Study on a Novel Flow Control Valve for Wind Power Heat Generation Hydraulic Systems

최세령<sup>1</sup> · 이일영<sup>1\*</sup> · 한봉준<sup>2</sup>

Sae Ryung Choi, Ill Yeong Lee and Bong Jun Han

Received: 02 Jan. 2017, Accepted: 13 Feb. 2017

**Key Words** : Flow control valve(유량제어밸브), Wind Power(풍력), Heat Energy(열 에너지), Oil Hydraulic System(유압 시스템), Over-speed Protection(과속방지)

**Abstract**: A wind power heat generation system that converts wind power directly to heat instead of electric power is considered in this study. The system consists of a wind turbine part and a heat generation part. The heat generation part is materialized by a hydraulic system including a hydraulic pump, a flow control valve, a hydraulic oil tank, etc. The flow control valve primarily converts hydraulic energy generated in the pump to heat energy. It should have a function of overspeed protection under excessive wind speeds. In this study, a novel flow control valve design is proposed for excellent flow control characteristics under excessive pump driving torque (excessive wind speed). The performance of the suggested valve is analyzed using numerical simulation.

### 1. 서 론

풍력 에너지를 열 에너지로 변환하는 방법의 하나로, 풍차에서 발생된 동력으로 유압 펌프를 구동시켜 토출된 유압유를 오리피스를 통과시켜 열을 발생시키는 방법이 있다.<sup>1,2,3)</sup> 이러한 방식의 에너지 변환 시스템은 순 유압식으로 제작되며, 풍력 에너지를 직접 열에너지로 회수할 수 있으므로 에너지 전달 효율이 매우 높은 것이 특징이다.<sup>4)</sup>

위에서 기술한 풍력 열발생 시스템은 크게 나누어 풍력터빈 부분과 열발생 장치 부분으로 구분되며 열 발생 부분은 일종의 폐회로 유압 시스템이다.<sup>4)</sup> 이

폐회로 유압 시스템은 유압 펌프, 유압 관로, 유량제어밸브(일종의 교축 밸브), 유압유 탱크 등으로 구성된다. 유량제어밸브는 유압 펌프가 발생시킨 유압 에너지(고압의 작동유가 갖는 에너지)를 열 에너지로 변환하는 기능을 가진다. 여기서 사용되는 유량제어밸브는 기본적으로 다음과 같은 기능을 갖출 필요가 있다.

(1) 낮은 풍속 영역에서는 유압 펌프에 가해지는 부하 토크(부하 압력에 비례)가 비교적 낮은 값이 되도록 밸브의 유체 저항을 낮게 유지한다.

(2) 정격 풍속에서는 유압 펌프에 정격 부하 토크가 가해지도록 적정 유체 저항을 발생시킨다.

(3) 기준치를 초과하는 과도한 풍속에서는 밸브의 유체 저항을 증가시켜서 유압 펌프에 가해지는 부하 토크를 증가시킴으로써 풍력터빈의 과속을 방지한다.

본 연구에서는 위에서 기술한 세가지 요구 조건을 잘 만족시키는 새로운 유량제어밸브를 제안하고, 유압 시스템 해석용 범용 소프트웨어인 AMESim<sup>5)</sup>을 사용한 해석을 통하여 제안한 밸브의 성능을 확인한다.

\* Corresponding author: iylee@pknu.ac.kr

1 Department of Mechanical Design Engineering, Pukyong National University, Namgu, Busan, 608-739, Korea

2 Star Motor co., Ltd, Jungang-daero, Geumjeong-gu, Busan, 46249, Korea

Copyright © 2017, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

## 2. 연구 대상 시스템의 작동 원리

### 2.1 풍력 열발생 시스템의 개요

본 연구에서 제안하는 유량제어밸브가 적용되는 풍력 열발생 시스템은 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 매우 간단한 구조로 되어 있다.

풍력터빈이 유압 펌프를 회전시키면 터빈의 구동 속도에 비례하는 유량이 발생하며, 펌프 출구와 교축기구(오리피스) 사이의 관로 내부는 고압 영역, 교축기구와 펌프 흡입구 사이의 관로 내부는 저압 영역으로 된다. 순환하는 유압유가 교축기구를 지날 때, 압력이 강하되면서 열이 발생한다. 이 때 열이 발생하는 이유는 교축기구의 출구에서 기름 분자들 사이에 격렬한 마찰이 일어나기 때문이다.<sup>6)</sup> 교축기구 전·후에서 압력은  $p_1$ 으로부터  $p_2$ 로 강하하고 발생한 열이 관속으로 흐르는 유압유 자체를 가열하므로, 온도는  $T_1$ 으로부터  $T_2$ 로 상승한다. 이 열 변환 장치에서 외부로의 열전달을 완전히 차단하면 유체의 압력 에너지는 모두 열 에너지로 바뀌게 되므로, 에너지 손실은 영으로 된다. 펌프에서 발생하는 내부 누설, 기계적 마찰, 그리고 관로내 벽면에서의 마찰 등에 의하여 발생하는 손실 에너지는 모두 열 에너지로 변환되므로 이로 인하여 에너지 변환 효율이 낮아지는 일은 없다.

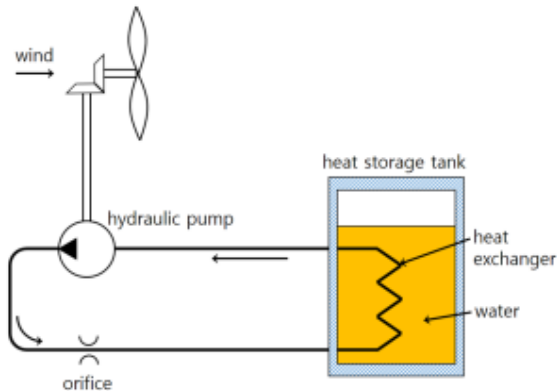


Fig. 1 Schematic diagram of the wind-power heat generation system

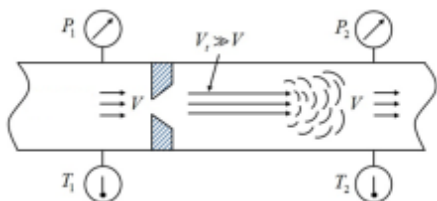
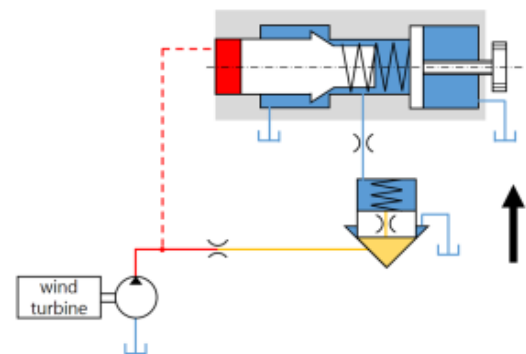


Fig. 2 Heat generation by the orifice

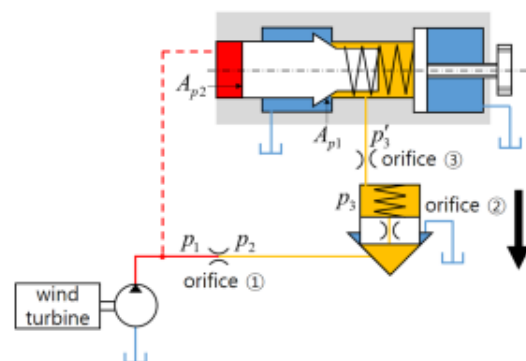
Fig. 2는 기름이 관속에서 교축기구를 통해 흐르는 상황을 나타낸다. 교축기구 전후의 관로 단면적이 동일하면, 유압유를 비압축성 유체로 간주할 때, 흐름의 평균 속도  $V$ 는 교축기구 전후에서 같지만, 교축기구를 지날 때의 속도  $V_t$ 는 교축기구 전·후의 평균 속도  $V$ 보다는 훨씬 높은 값이 된다. 따라서 교축기구를 통과한 기름 분자와 교축기구 후류의 기름 분자 사이에는 격렬한 충돌과 마찰이 발생하며, 그 열은 유압유 자체의 온도를 상승시킨다.

### 2.2 새로운 유량제어밸브의 작동 원리

Fig. 3에 이 논문의 저자들이 제안하는 새로운 유량제어밸브의 구성 및 작동 원리를 나타낸다. 이 밸브는 주 밸브와 파일럿 밸브, 오리피스 등으로 구성된다. 펌프로부터 공급되는 유압유가 오리피스 ①과 주 밸브를 통과할 때에 압력이 강하함에 따라서 열이 발생한다. 또한, 오리피스 ① 앞쪽의 압력  $p_1$ 을 파일럿 밸브로 유도함으로써 펌프의 유량을 감지할 수 있다. 펌프 공급 유량이 증가함에 따라서



(a) when the pilot valve opened (the wind turbine : low speed)



(b) when the pilot valve closed (the wind turbine : high speed)

Fig. 3 Working principle of the novel flow control valve

오리피스 ① 및 주 밸브에서의 압력강하가 증가하므로,  $p_1$  변화를 통하여 유량 변화를 감지하는 것이 가능하기 때문이다.

Fig. 3의 유량제어밸브는 일반적인 유압 시스템에서 사용되는 파일럿 타입 릴리프 밸브와 그 구조가 유사하게 보이지만, 자세히 살펴보면 구조 및 동작 원리는 완전히 상이하다. Fig. 3에서 파일럿 밸브의 포핏 양측에 작용하는 힘이 평형 상태에 있을 때는 정상 상태에서 다음 방정식이 성립한다(단, 포핏에 가해지는 유체력은 무시한다).

$$k(x_0 - x) + A_{p1}p'_3 = A_{p2}p_1 \quad (1)$$

위 식에서  $x$ 는 파일럿 밸브 포핏의 변위(열림양),  $x_0$ 는 스프링의 초기 변위(스프링의 자유 길이와 포핏밸브 폐쇄시의 스프링 길이 사이의 차이),  $A_{p1}$  및  $A_{p2}$ 는 각각 파일럿 밸브 포핏의 압력 작용 면적을 나타낸다(Fig. 3 참조). 위 식에서 만약  $A_{p1} = A_{p2} = A_p$ 이면 다음의 관계식이 성립한다.

$$\Delta p = (p_1 - p'_3) = k(x_0 - x)/A_p \quad (2)$$

이 밸브에서 일반적으로  $x_0 \gg x$ 의 관계가 성립되므로 식 (2)는 근사적으로 다음 식과 같이 표시할 수 있다.

$$\Delta p = (p_1 - p'_3) \cong k x_0/A_p \quad (3)$$

즉, 이 밸브의 파일럿 밸브에 가해지는 스프링력 ( $k x_0$ )을 조절함으로써 가변 교축 밸브에서의 압력 강하치를 원하는 값으로 설정할 수 있다.

예를 들어, 파일럿 밸브의 스프링력을 조절하여 차압  $\Delta p$ [식 (3) 참조]를 150 bar로 설정한 경우를 가정하자. 만약 펌프로부터 공급 유량이 정격 유량에 못 미쳐서 펌프 출구 압력  $p_1$ 이 100 bar이면 파일럿 밸브는 개방 상태에 있으므로  $p'_3$ 는 0 bar이다. 따라서 이 때는 오리피스 ①과 주 밸브에서 합계 100 bar의 압력 강하가 발생한다.

펌프로부터 공급 유량이 증가하여 펌프 출구 압력  $p_1$ 이 파일럿 밸브 설정 압력인 150 bar에 도달하면 파일럿 밸브의 포핏에 작용하는 힘은 평형상태에 도달하고, 파일럿 밸브의 개도(opening)가 줄어들어 따라서  $p'_3$ 와  $p_3$ 가 함께 상승한다.  $p_3$ 가 상승하면 주

밸브의 개도가 줄어서  $p_2$ 가 상승하고, 결과적으로 오리피스 ①에서의 압력강하 ( $p_1 - p_2$ )가 매우 낮은 값으로 제어되면서 유량을 0 부근까지로 강하시키고, 펌프 공급 압력  $p_1$ 을 매우 높은 값으로 상승시킨다. 결과적으로 펌프 축에는 매우 큰 부하 토크가 작용하여 풍력터빈을 정지시키게 된다.

### 3. 새로운 유량제어밸브의 성능

#### 3.1 시뮬레이션 프로그램

Fig. 3에 나타낸 유량제어밸브의 성능을 검증하기 위해서 범용 유압 해석 소프트웨어인 AMESim<sup>5)</sup>을 사용하여 시뮬레이션을 수행한다. Fig. 4는 유량제어 밸브를 적용한 풍력 열변환 시스템의 시뮬레이션 모델을 나타낸다. 여기서는 유량제어밸브의 성능에 초점을 맞추어 시뮬레이션을 수행하기 때문에 풍력터빈은 간단히 가변속 전동기로 모의한다. 또한, 펌프 출구에 압력 릴리프 밸브를 부착하여 유압 시스템 내부 압력의 최고치를 일정한 값으로 제한한다.

Table 1 Physical parameters of the valve

Item	Value
rated operation speed of pump in the system	200 rpm
displacement of pump	15.8 cm <sup>3</sup> /rev
diameter of orifice ①	0.7 mm
diameter of orifice ②	0.3 mm
diameter of orifice ③	0.3 mm
initial displacement( $x_0$ ) & spring constant of the spring in the pilot valve	20.3 mm , 9.3 N/mm
initial displacement( $x_0$ ) & spring constant of the spring in the main valve	26.2 mm , 1.5 N/mm
diameter of cartridge in the main valve	10 mm
diameter of poppet in the pilot valve	5 mm (rod 3 mm)

Table 2 Physical parameters of the hydraulic oil

Item	Value
density	850 kg/m <sup>3</sup>
effective bulk modulus	15000 bar
kinematic viscosity	60×10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s

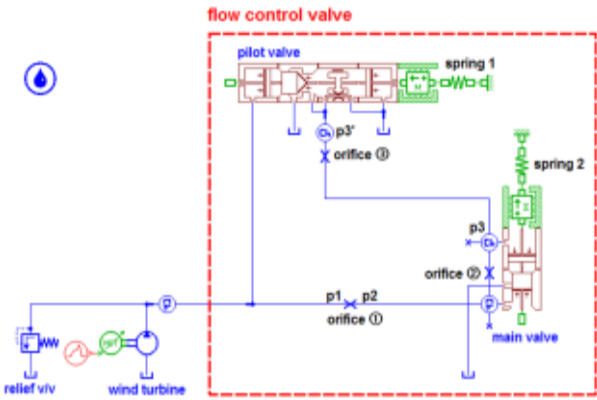


Fig. 4 Simulation model for the flow control valve by using AMESim

실제 시스템에서는 풍력터빈의 회전속도가 설정치를 초과하면 유량제어밸브가 작동하여 펌프축 구동토크를 증가시켜서 풍력터빈의 회전속도를 줄여주지만, 시뮬레이션에서는 유량(전동기의 회전속도에 비례함)을 지속적으로 증가시키면서 밸브의 작동을 조사하게 된다. 시뮬레이션에서 공급 유량이 정격 유량 이상일 때에는 여분의 유량이 릴리프 밸브를 통하여 탱크로 순환하며, 압력은 릴리프 밸브 설정 압력으로 유지된다.

유량제어밸브는 AMESim의 HCD(Hydraulic Component Design)을 사용하여 구성하였으며, 시뮬레이션에 사용된 물리 파라미터 들은 Table 1에, 유압유의 특성은 Table 2에 나타낸다.

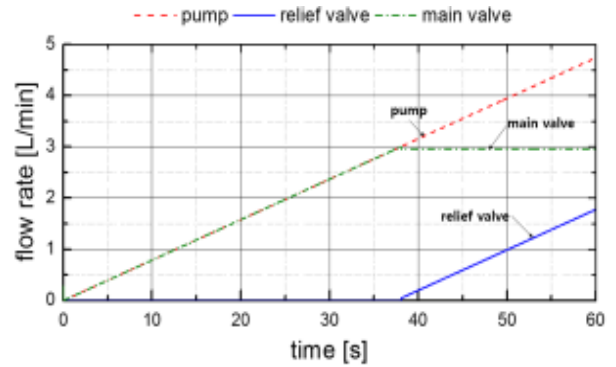
### 3.2 시뮬레이션 결과 및 고찰

#### 3.2.1 유량제어밸브의 기본적인 성능

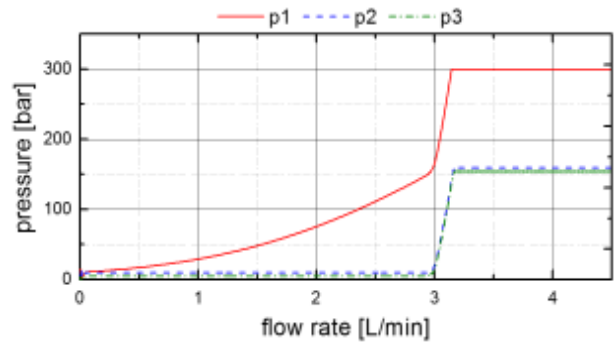
본 연구에서 대상으로 하는 풍력터빈은 동력용량 1 kW급이며, 정격 회전 속도 200 rpm, 펌프 배제용적 15.8 cc/rev, 정격유량 3.16 L/min, 정격 압력 150 bar이다.

Fig. 5는 60초 동안에 유압펌프의 회전속도를 0에서 300 rpm까지 일정한 속도 구배로 증가 시킬 때에, (a) 펌프 공급 유량, 릴리프 밸브 유량 및 오리피스 ①을 통과하는 유량의 변화, (b) 펌프 공급 유량의 변화에 따른 압력( $p_1$ ,  $p_2$  및  $p_3$ )의 변화, (c) 펌프 공급 유량 변화에 따른 파일럿 밸브 및 주 밸브의 변위를 나타낸 것이다.

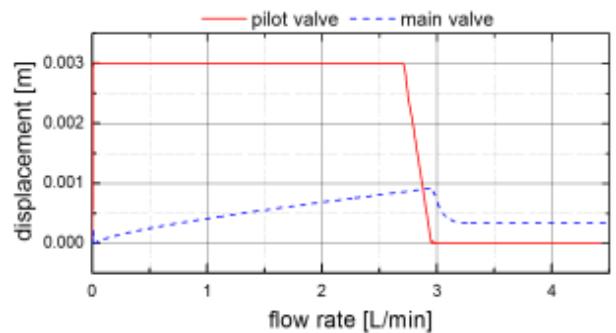
이 그림으로부터, 펌프 공급 압력  $p_1$ 이 설정 압력인 약 150 bar에 도달하면 파일럿 밸브는 거의 완전히 폐쇄되면서 주 밸브의 개도가 감소하고, 펌프 공급 압력이 릴리프 밸브 설정압력까지 상승함을 알



(a) Flow rate



(b) Pressure ( $p_1, p_2$  and  $p_3$ )



(c) Displacement of the valve(pilot, main)

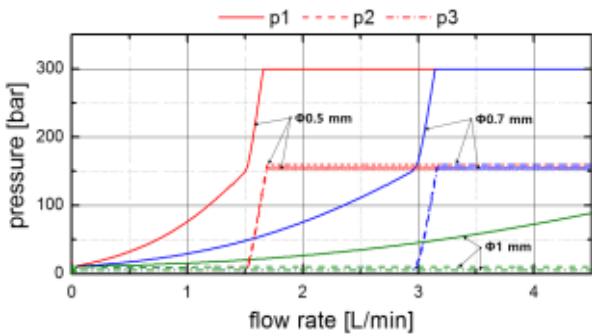
Fig. 5 Simulation results of the flow control valve

수 있다. 한편, 풍력터빈의 회전속도가 낮아서 공급 유량이 적을 때에는  $p_1$ 을 매우 낮은 값으로 유지시켜서 펌프의 작동이 원활하도록 제어가 이루어짐을 알 수 있다.

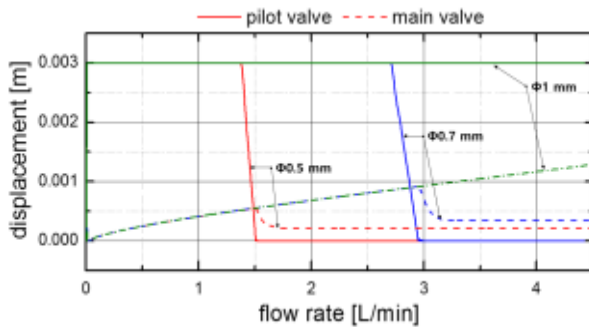
이 시뮬레이션에서는  $p_1$ 이 150 bar를 상회할 때에도 펌프로부터의 유량 공급이 계속되는 것으로 간주하였지만, 실제의 풍력터빈에서는 구동축에 작용하는 부하 토크(여기서는  $p_1$ 에 비례)가 증가함에 따라서 회전속도가 감소하므로 유량이 감소하게 되며, 풍력터빈에 돌풍이 작용할 때에는 효과적으로 풍력터빈 구동축을 정지시킬 수 있을 것으로 판단된다.

### 3.2.2 오리피스 ① 치수의 영향

Fig. 6은 유량제어밸브의 치수 및 펌프 구동 조건을 Fig. 5와 동일하게 유지하고, 단지 오리피스 ①의 지름을 3종류(0.5, 0.7 및 1.0mm)로 변경할 때의 시뮬레이션 결과를 나타낸 것이다. 이 그림으로부터, 오리피스 ①의 지름이 클수록 파일럿 밸브의 작동이 개시되는 유량값이 커짐을 알 수 있다. 따라서, 대상 펌프의 용량과 정격 회전속도가 정해지면 Fig. 6과 같은 시뮬레이션을 통하여 그 시스템에 적합한 오리피스 ①의 지름을 결정할 수 있을 것이다.



(a) Pressure( $p_1, p_2$  and  $p_3$ )

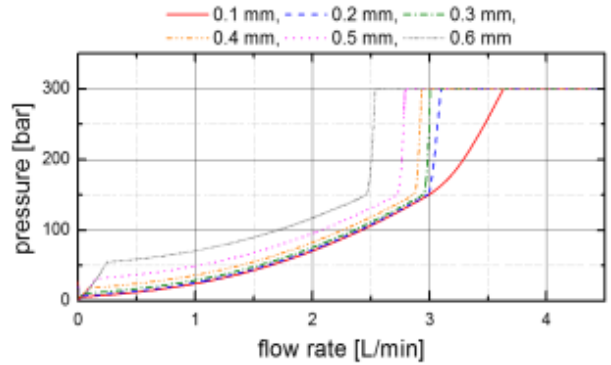


(b) Displacement of the valve(pilot & main)

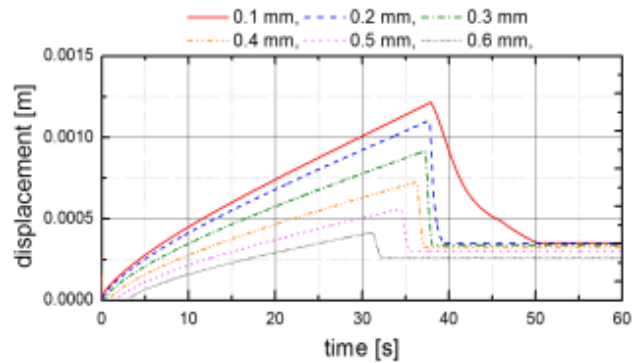
Fig. 6 Simulation results of the flow control valve - effect of the size of orifice ① -

### 3.2.3 오리피스 ② 치수의 영향

Fig. 7에서도 유량제어밸브의 치수 및 펌프 구동 조건을 Fig. 5와 동일하게 유지하고, 단지 오리피스 ②의 지름을 6종류(0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 및 0.6 mm)로 변경할 때의 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 이 그림으로부터, 오리피스 ②의 지름이 작을수록 주 밸브의 개도(opening)가 증가하고, 이에 따라서 압력  $p_1$ 이 낮아짐을 알 수 있다. 이 때에는 유량제어밸브에서 발생하는 압력강하의 총량이 줄기 때문에 발열량



(a) Pressure  $p_1$



(b) Displacement of the main valve

Fig. 7 Simulation results of the flow control valve - effect of the size of orifice ② -

도 감소한다. 한편, 오리피스 ②의 지름을 과도하게 크게 설계하면 파일럿 유량이 증가하면서 파일럿 밸브에서의 채터링(chattering) 현상이 증가할 수 있으므로, 이 점에 대해서도 유의할 필요가 있다.

### 3.2.4 오리피스 ③ 치수의 영향

Fig. 8에서도 유량제어밸브의 치수 및 펌프 구동 조건을 Fig. 5와 동일하게 유지하고, 단지 오리피스 ③의 지름을 4종류(0.2, 0.3, 0.6 및 1.0 mm)로 변경할 때의 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 이 그림으로부터, 오리피스 ③의 지름이 작을수록 압력  $p_3$ 에서 관찰되는 채터링이 감소함을 알 수 있다. 여기서 오리피스 ③의 사용 목적은 파일럿 밸브의 움직임에 감쇠를 부여하는 것이며, 이 시뮬레이션 결과는 설계자의 예상과 합치하는 결과이다. Fig. 8에는  $p_3$ 만을 표시하고,  $p'_3$ 는 나타내지 않았지만,  $p_3$ 와  $p'_3$  사이의 차이는 근소하며, 따라서  $p'_3$ 의 결과도 Fig. 8과 유사하다.



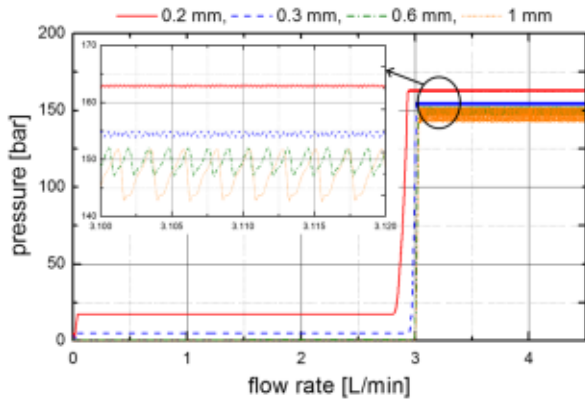


Fig. 8 Simulation results of the flow control valve - effect of the size of orifice ③ on  $p_3$  -

#### 4. 결 론

이 연구에서는 풍력 열변환 유압시스템용 유량제어밸브의 새로운 설계안을 제안하였다. 제안한 밸브는 카트리지형 주 밸브와 포핏형 파일럿 밸브, 오리피스 등으로 구성된다. 제안한 밸브의 성능을 검증하기 위하여, 수치 시뮬레이션을 수행하였으며, 파일럿 밸브에서의 스프링력을 조절함으로써 밸브를 통과하는 최대 유량을 유한한 값으로 설정할 수 있고, 풍력터빈에서 과속이 발생하여 과도한 유량이 공급될 때에는 유량을 자동으로 감지하여 펌프의 구동속도를 저감시킴으로써 과속에 의한 파손 사고를 방

속도를 저감시킴으로써 과속에 의한 파손 사고를 방지할 수 있음을 확인하였다.

#### 후 기

이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2015년)에 의하여 연구되었음을 밝힙니다.

#### References

- 1) Yasuo Kita, 1975, "Heating System", US Patent 3989189 A.
- 2) Arthur R. Sampson, 1977, "Wind Powered Hydraulic Heating System", US Patent 4114809 A.
- 3) Henry W. Haslach Jr., 1985, "Wind turbine heat generating apparatus", US Patent 4596209 A.
- 4) Ill-Yeong Lee and Tae-Hee Gong, 1995, "A Study on Oil Hydraulic Heat Generation System for Wind Energy Utilization", Bulletin of Korean Society of Fisheries Technology, Vol. 31, No. 4, pp. 402-412.
- 5) Siemens AG, 2004, "LMS Imagine. Lab. AMESim Manual", Siemens AG.
- 6) Ill-Yeong Lee and BRKR, 2012, "Oil Hydraulic Engineering", Munundang Publishing Co., pp. 595-597.