



공학박사 학위논문

양수발전과 압축공기 에너지저장 기술을 이용한 Hybrid 에너지 저장장치의 설계에 관한 연구

A Study on the Design of Hybrid Energy Storage System combined by Pumped Hydro Storage and Compressed Air Energy Storage Technology



2017년 8월

한국해양대학교 대학원

기계공학과

박 지 훈

본 논문을 박지훈의 공학박사 학위논문으로 인준함.



2017년 06월 23일

한국해양대학교 대학원

목

차

List of Tables		i
List of Figures	•••••• i	i
Abstract	•••••• V	i
Nomenclature	····· vii	i



2.	、フレ	계적 Hy	brid o	에너지 기	저장 기	장치	•••••	•••••	••••••	24
	2.1	장치의	구조	및 개념	•••••	••••••	•••••	•••••		24
	2.2	에너지	저장	용량에	따른	압력용기의	크기	결정	•••••	27



2.3	펌프의	선정	 29
2.4	수차의	선정	 32

3. 기계적 Hybrid ESS의 Lab-scale 모델 수치해석 34
3.1 수치해석 기법
3.1.1 지배방정식 35
3.1.2 이산화방법 36
3.1.3 난류모델링 39
3.2 에너지 저장에 따른 압력용기의 내부 유동장 분석 41
3.2.1 3D형상 및 격자 41
3.2.2 경계조건 41
3.2.3 내부 유동장 분석결과 44
3.3 에너지 방출에 따른 압력용기의 내부 유동장 분석 51
3.3.1 3D형상 및 격자
3.3.2 경계조건 51
3.3.3 내부 유동장 분석결과
3.4 에너지 저장용 펌프의 성능해석
3.4.1 3D형상 및 격자
3.4.2 경계조건 66
3.4.3 성능해석결과
3.4.4 에너지 저장 과정에서의 에너지 소모량 비교 72
4. 기계적 Hybrid ESS의 Lab-scale 모델실험

4.1	실험장치	76
4.2	계측시스템	76
4.3	실험결과	79

5. 수중부유식 기계적 Hybrid ESS	•• 83
5.1 장치의 구조와 개념	• 83
5.2 위치하는 수심 변화에 따른 압력용기의 크기 추산	• 86
6. 결론	•• 90







List of Tables

Table 1 Installation status of pumped hydro storage in Korea
Table 2 Details of lead-acid battery storage system 11
Table 3 Details of Rokkasho-Futamata wind farm 13
Table 4 Details of Tomamae wind villa power plant 20
Table 5 Characteristics of energy storage technologies 22
Table 6 Applications of energy storage technologies 23
Table 7 Comparison of volume variation under difference target pressures 28
Table 8 Detailed boundary conditions used for calculation 43
Table 9 Detail values of the stored water volume in pressure vessel of
case 1 50
Table 10 Detail values of the stored water volume in pressure vessel of
case 2 50
Table 11 Detailed boundary conditions used for calculation 52
Table 12 Detailed boundary conditions used for calculation 68



Fig.	1.1 Pumped hydro storage	•• 5
Fig.	1.2 Compressed air energy storage	•• 7
Fig.	1.3 90MW CAES facility in Huntorf, Germany	•• 7
Fig.	1.4 Flywheel energy storage system	•• 9
Fig.	1.5 20MW flywheel energy storage plant in Stephentown, USA	•• 9
Fig.	1.6 Lead-acid battery	11
Fig.	1.7 Lead-acid battery storage system in Notrees, USA	11
Fig.	1.8 NaS battery	13
Fig.	1.9 Rokkasho-Futamata wind farm ·····	13
Fig.	1.10 Principles of Li-ion battery	15
Fig.	$1.11\ {\rm Wind}\ {\rm power}\ {\rm plant}\ {\rm with}\ {\rm 8MW}\ {\rm ESS}\ {\rm facility}\ {\rm in}\ {\rm Techapi},\ {\rm USA}\ {\rm \cdots}{\rm \cdots}{\rm \cdots}{\rm \cdots}{\rm \cdots}{\rm \cdots}{\rm od}$	16
Fig.	1.12 8MWh ESS facility of substation in Jocheon-eup, Jeju	16
Fig.	1.13 Sol-ion Project in France and Germany	17
Fig.	1.14 Schematic diagram of a redox flow cell energy storage system	19
Fig.	1.15 Tomamae wind villa power plant	20
Fig.	2.1 Schematics of mechanical hybrid ESS	25
Fig.	2.2 Schematics of lab-scale mechanical hybrid ESS	26
Fig.	2.3 Volume variation of pressure vessel under difference target pressures	28
Fig.	2.4 Turbo pump	31
Fig.	2.5 Characteristics variation with pump type	31
Fig.	2.6 Turbine selection chart	33
Fig.	3.1 Mesh arrangement and terminology for dual mesh	38
Fig.	3.2 3D model of the pressure vessel	42
Fig.	3.3 Generated mesh of the pressure vessel	42



Fig.	3.4 Boundary conditions used for CFD analysis	38
Fig.	3.5 Pressure and water volume variation in pressure vessel during	
	the charging process of case 1	46
Fig.	3.6 Pressure and water volume variation in pressure vessel during	
	the charging process of case 2	47
Fig.	3.7 Water volume fraction at different internal pressure conditions of	
	case 1	48
Fig.	3.8 Water volume fraction at different internal pressure conditions of	
	case 2	49
Fig.	3.9 Boundary conditions of computational domain	52
Fig.	3.10 Internal pressure and flow rate variation during discharging process	
	of case 1 ·····	54
Fig.	3.11 Volume variation of compressed air and water in the pressure vessel	
	during discharging process of Case 1	56
Fig.	3.12 Water volume fraction in pressure vessel during discharging process	
	of Case 1-1 ·····	57
Fig.	3.13 Water volume fraction in pressure vessel during discharging process	
	of Case 1-2 ·····	58
Fig.	3.14 Water volume fraction in pressure vessel during discharging process	
	of Case 1-3 ·····	59
Fig.	3.15 Internal pressure and flow rate variation during discharging process	
	of Case 2 ·····	60
Fig.	3.16 Volume variation of compressed air and water in the pressure vessel	
	during discharging process of Case 2	62



Fig.	3.17 Water volume fraction in pressure vessel during discharging process	
	of Case 2-1 ·····	63
Fig.	3.18 Water volume fraction in pressure vessel during discharging process	
	of Case 2-2 ·····	64
Fig.	3.19 Water volume fraction in pressure vessel during discharging process	
	of Case 2-3 ·····	65
Fig.	3.20 Dimensions of the multistage pump	67
Fig.	3.21 Generated mesh of the pump components	67
Fig.	3.22 Computational domain of a single stage of multistage pump	68
Fig.	3.23 Performance curves of the multistage pump under different rotational	
	speed	71
Fig.	3.24 Comparison of flow rate, head during the charging process by variable	
	and rated pump speed	74
Fig.	3.25 Comparison of water height and consumed energy during the charging	
	process by variable and rated pump speed	75
Fig.	4.1 Schematics of lab-scale mechanical hybrid ESS	77
Fig.	4.2 Installed mechanical hybrid ESS	77
Fig.	4.3 Measurement devices used for the experiment	78
Fig.	4.4 Detail views of the experiment loop	80
Fig.	4.5 Internal pressure and flow rate variation during charging process	5
		81





A Study on the Design of Hybrid Energy Storage System combined by Pumped Hydro Storage and Compressed Air Energy Storage Technology

Ji-Hoon Park

Department of Mechanical Engineering Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

Abstract

Storing energy is important since electricity should be available whenever needed and must be used or stored immediately after being generated. Many renewable energy technologies such as solar and wind energy, provide intermittent power generation and sometimes produce surplus electricity when demand is low. Current growth of renewable energy systems are subjected to the issues of higher costs and power instability which makes energy storage systems essential.

This research work focuses on a mechanical hybrid energy storage system which uses the concepts of combined pumped hydro storage (PHS) and compressed air energy storage (CAES). The system consists of one open tank to the air and one closed tank which stores water and compressed air. The multistage pump and hydro turbine are used for the charging and discharging process respectively, similar to pumped hydro storage operation in hydropower plants. When the grid power is at surplus, the unused power can be utilized to operate the multistage pump and store water and compressed air in the pressure vessel. The energy of compressed air can be released to drive water which



passes through the hydro turbine, resulting in the generation of electricity when the grid power is insufficient. A major disadvantage of the conventional PHS and CAES is that the site where the systems can be installed is rare and have environmental side effects. As an alternative, this energy storage system is capable of overcoming the difficulties posed by PHS and CAES. This system can be used regardless of site conditions, since it uses a pressure vessel instead of two reservoirs of pumped hydro storage.

This study was carried out to verify the operating principle and analyze the characteristics of energy charging and discharging of the mechanical hybrid energy storage system. Firstly, the characteristics of energy charging and discharging of lab-scale model was analyzed and additionally CFD analysis and experimental test were performed on the charging and discharging process. It was found that the pressure in the vessel depends only on stored volume and air compression ratio of water at isothermal state without the loss to outside. Therefore, it is more effective to control the discharging flow rate from the pressure vessel in the operation. Secondly, the characteristics study of the charging process by multistage pump depends on variable speed which was carried out. In addition, a numerical model of the multistage pump was made and analysed using CFD and the performance and characteristics of the pump were determined and plotted. By using the plotted data and related formulas, a more efficient charging process by pump operation was found. In this thesis, the submerged floating-type mechanical hybrid energy storage system that can minimize the pressure differences between inside and outside of pressure vessel, by installing it in the sea was suggested. The submerged floating-type mechanical hybrid energy storage system has advantages such as the size reduction of pressure vessel and ensuring stability of the pressure vessel. Regardless, it should be further investigated for stability of mooring line considering effect of ocean current.

KEY WORDS: Energy storage system 에너지저장장치; Pumped hydro storage 양수 발전; Compressed air energy storage 압축공기저장장치; CFD 전산유체역학; Model experimentation 모델실험



Nomenclature

A	Area of the pressure vessel	[m ²]
E	Total energy	[J]
$E_{consumed}$	Total consumed energy	[J]
g	Gravitational acceleration	[m/s ²]
h	Stored water height in pressure vessel	[m]
H_t	Total head	[m]
p_0	Initial pressure inside the pressure vessel at ambient condition	[Pa]
p_1	Final pressure inside the pressure vessel after compression of air	[Pa]
$p_{t_{inlet}}$	Inlet total pressure	[Pa]
$p_{t_{outlet}}$	Outlet total pressure	[Pa]
$P_{hydraulic}$	Hydraulic power or Theorycal power	[W]
P_{shaft}	Shaft power used by the pump	[W]
$P_{turbine}$	Output power of hydro turbine	[W]
Q	Flow rate	[m ³ /s]
t	Time	[s]
T	Torque	[N·m]
$V_{compressed air}$	Volume of compressed air	[m ³]
V_{water}	Volume of stored water	[m ³]



Nomenclature

V_{total}	Volume of the whole pressure vessel	[m ³]
η_{pump}	Pump efficiency	[%]
ρ	Density	[kg/m ³]
ω	Angular velocity	[rad/s]





제 1 장 서 론

1.1 연구배경

에너지 저장 시스템(ESS, Energy Storage System)이란 화력, 원자력, 신·재생에너지 원을 이용한 발전 등을 통해 생산된 잉여 에너지를 그 자체로 또는 다른 형태로 변환하여 저장하고 필요할 때 사용할 수 있는 장치나 시스템을 총칭하는 것으로서 주파수 조정, 피크저감, 부하평준화, 비상전원, 신·재생에너지 발전출력 안정 등의 기능으로 사용된다. 저장형태나 방식에 따라 기계적(물리적), 화학적, 전자기적 에너지 저장장치로 분류할 수 있다. 기계적 에너지 저장장치로서는 양수발전, 압축공기 에너지 저장, 플라이휠 에너지 저장장치가 있다. 그리고 화학적 에너지 저장장치로서는 리튬이온, 나트륨황, 납 등을 이용한 전지들이 있으며, 전자기적 에너지 저장장치로는 커패시터, 초전도 에너지 저장 장치가 있다. (이성인과 조경연, 2014)

현재 국내 전력시장의 특징은 산업용 소비자의 전기조비 패턴 변화로 평균 부하 증가율에 비하여 최대전력 증가율이 급격히 높아지고 있으며, 전체적인 부하율은 점차 낮아지고 있는 반면에 계절별, 시간대별 부하변동은 높아지는 경향을 보인다. 이러한 시간대 및 계절별 최대 부하가 지속적으로 증대되면 이에 대응하기 위한 전력공급 설비를 늘려야하나, 최대 부하가 발생하는 시기를 제외하면 유휴 설비가 늘어나게 되어 설비 이용률이 떨어지며 전력설비 증설 및 유지 등에 따른 경제성 측면에서도 문제가 발생하게 된다. 이에 대한 대안으로 전기 부하평준화와 전력 피크저감 등에 효과적으로 대응하여 안정적인 전력수급을 가능하게 할 수 있는 ESS의 이용이 급부상되고 있다. 특히, 입지환경이나 자연조건에 크게 영향을 받아 심한 출력 변동으로 전력 공급이 불안정해지는 신·재생에너지원을 이용한 발전에서는 ESS의 이용으로 안정적이고 고품질의 전력으로 전환하여 전력망에 전력을 공급할 수 있다. 이에 정부는 2011년 5월 '에너지저장기술 개발 및 산업화 전략(K-ESS2020)'을 수립하여 3개의 중점 저장기술 (고에너지 밀도 레독스 흐름전지 개발, 10kWh급 리튬이온전지 에너지 저장 시스템 실증, 고출력·장수명 수퍼 커패시터 제작 기술 개발) 연구를 통해 2020년까지 세계시장 점유율 30%, 국내 보급 1,700MW 달성을 목표로 설정하여 실증사업과 산업화 전략을 추진하고 있다. 또한, 향후 에너지 정책이 공급에서 수요관리 중심으로, 원전 중심에서 분산형 발전 및 저장장치로 전환하게 되고, 신·재생에너지원을 이용한 발전에 대한 비중을 확대시킬 계획이므로 에너지 저장 시스템에 대한 개발 및 설비사업도 같이 확대될 것으로 예상된다.(지식경제부, 2011; 윤준호, 2014)

신·재생에너지원을 이용한 발전의 비중확대 측면에서 보면 첨두부하의 평준화를 포함한 출력의 간헐성 문제를 해결하기 위한 에너지 저장장치가 필요한 상태이다. 현재 신·재생에너지원을 이용한 발전에는 전지 형태의 에너지 저장장치가 주로 사용되고 있으나, 대용량의 에너지 저장에 있어 효율성이 떨어지며 사용 수명이 짧아 이러한 부분에 대한 보다 기술적인 발전이 요구되고 있다. 대용량 저장이 가능한 에너지저장 장치로서 양수발전과 압축공기 에너지 저장 시스템이 있으며, 초기 시설비용은 크게 소요되나 운전비용이 매우 저렴하고 수십 년에 달하는 사용 수명을 가지고 있다. 하지만 건설에 따른 환경문제와 지리적인 적지부족 문제를 수반하며 대용량 이외에는 비효율적이기 때문에 전지 형태의 에너지 저장장치와 경쟁할 수 있는 규모의 소형화나 보다 친환경적이고 지리적인 적지부족을 해소할 수 있는 형태의 시스템 개발이 필요 하다.





1.2 연구목적

현재 국내에서는 양수발전, 플라이휠, 리튬이온전지 등이 에너지 저장장치로서 활용 되고 있으며, 그 중 양수발전은 기술적으로 가장 성숙되어있는 저장기술로 대용량의 에너지를 저장하고 전력을 장시간 생산할 수 있는 에너지 저장 시스템으로 빠른 응답 특성을 가지고 있어 주로 전력망 주파수 조정 및 예비전력 공급을 제어하는 수단으로 이용된다. 하지만 환경파괴 문제와 지리적인 적지가 부족한 상태이기 때문에 양수 발전의 추가적인 건설이 용이하지 않은 실정이다. 이러한 부분들을 극복하고 보다 적극적으로 양수발전 기술을 활용할 수 있는 방안에 관한 연구로 건물이 가지는 높이차를 이용한 양수발전(Silva & Hendrick, 2016)이나 기존의 형태를 변형 또는 다른 에너지 저장 기술과 결합시킨 새로운 형태의 양수발전(Yin et al., 2013; Park et al., 2015)에 대한 연구 등이 최근에 진행되었다.

본 논문의 연구대상은 양수발전과 압축공기에너지저장 기술이 결합되어 크게 에너지 저장을 위한 압력용기, 대기로 개방된 상태의 수조 또는 수자원, 에너지 저장에 사용되는 고양정의 펌프와 에너지 방출시 전력을 생산하기 위한 수차로 구성된 기계적 Hybrid 에너지 저장장치이다. 에너지 저장장치로서의 작동원리 검증을 위해 Lab-scale 모델을 설계하였다. 이 장치에 사용된 압력용기를 대상으로 에너지 저장과 방출에 따른 내부 변화를 분석하고자 CFD를 통한 비정상계산을 수행하였다. 그리고 설계된 Lab-scale 모델을 제작하여 에너지 저장과 방출에 따른 실험을 수행하여 그 결과를 분석하였다. 또한, 효율적인 에너지 저장과 방출에 따른 실험을 수행하여 그 결과를 분석하였다. 또한, 효율적인 에너지 저장 방법을 찾고자 먼저 펌프의 회전수별 양정, 출력, 효율 데이터 확보를 위해 CFD를 통한 다단펌프의 회전수 변화에 따른 성능 해석을 수행하였으며, 이를 통해 얻어진 회전수별 유량과 양정 데이터와 수식을 이용하여 펌프의 정속과 가변속 운전에 따른 에너지 저장과정을 비교하였다.

최종적으로 수행한 연구 결과를 바탕으로 기계적 Hybrid 에너지 저장 장치를 설계·구성하는데 있어 필요한 기초자료를 확보하고, 장치의 보다 효율적인 운용과 활용방안으로서 수중부유식 기계적 Hybrid 에너지 저장 장치를 제시하였다.

1.3 에너지 저장 기술의 개요와 설치 사례

1.3.1 양수발전(PHS, Pumped Hydro Storage)

- 기술 개요

양수발전은 Fig. 1.1과 같이 2개의 저수지를 가지며, 야간의 잉여전력 등을 이용해서 수력터빈을 역회전시켜 하부조정지에 고여 있는 물을 상부조정지로 이송하여 물을 저장하고 전력생산이 필요할시 저장해둔 상부조정지의 물을 하부조정지로 낙하시켜 그 위치에너지를 이용하여 수력터빈을 구동시켜 발전하는 방식이다. 양수발전은 보다 장기적으로 에너지를 저장하며 24시간 적용이 가능하며, 일반적으로 양수발전의 수명은 약 40-60년이며, 약 65~75%의 효율을 가진다. 석탄이나 가스 등을 이용하는 열 발전소는 잠재적으로 발생하는 주파수 및 전압 불안정성에 의한 갑작스런 전기 수요량 변화에 반응하기 어려우나, 양수발전은 1분 이내의 빠른 응답 시간을 가지고 있어 전력망 주파수 조정 및 예비전력 공급을 제어할 수 있는 중요한 수단이다. 양수발전은 두 개의 큰 저수지가 필요함으로써 기술적용이 가능한 적지의 부족과 시설공사를 위한 높은 초기 투자비용 그리고 환경적인 문제들이 발생한다는 단점을 가지고 있다.

1945

- 실중 사례

우리나라의 양수발전소는 1980년 준공된 청평양수를 비롯하여 2011년 준공된 예천양수까지 7개소로 총 4,700MW의 설비 용량을 갖추고 있다. 대단위 발전소의 건설과 원자력발전소의 가동으로 급속한 부하변동에 대비하기 위해 양수발전방식이 검토되어 경기도 가평에 설비용량 400MW의 청평양수가 최초로 계획되었다. 이 후로 삼랑진양수(1985년), 무주양수(1995년), 산청양수(2001년)가 준공되었으며, 2006년에는 국내 최대유효낙차 788m를 가진 1,000 MW(250 MW × 4기) 시설용량의 양양양수가 준공되었다. 이어 청송양수(2006년)와 예천양수(2011년)가 준공되었으며, 가장 최근 준공된 예천양수는 단일용량으로 국내 최대인 400MW급 발전기 2기가 설치되었다. 국내





Fig. 1.1 Pumped hydro storage (Korea Hydro & Nuclear Power Co., Ltd.)

구분		청평	삼랑진	청송	산청	양양	무주	예천
		양수	양수	양수	양수	양수	양수	양수
설비용량		400	600	600	700	1000	600	800
(MW)		(27])	(27])	(27])	(27])	(47])	(27])	(27])
총저수량 (백만톤)		2.7	6.5-10.1	7.1-10.2	6.4-7.4	4.9-9.2	3.7-6.7	6.9-8.9
준공년도		1980	1985	2006	2001	2006	1995	2011
댐(상부)	높이	62	88	90	91	72	60.7	87
	길이	290	269	400	360	247	287	360

Table 1 Installation status of pumped hydro storage in Korea



1.3.2 압축공기에너지저장(CAES, Compressed Air Energy Storage)

- 기술 개요

압축공기에너지저장 시스템은 Fig. 1.2와 같이 전기에너지를 고압공기로 변환하여 압축에너지로서 저장하는 기술로 가스터빈을 이용한 발전 시 저장된 압축공기를 보조로 유입시켜 전력 생산에 활용한다. 압축 공기를 저장하기 위한 저장 장소로서 자연적으로 발생된 대수층, 용해 채광으로 만들어진 소금 동굴, 그리고 암층에 인위적으로 형성된 지하 공간 등이 일반적으로 고려된다. 시스템의 자체 방전이 매우 낮으며, 압축공기 에너지저장 시스템은 양수발전과 경쟁할 수 있는 장시간 대용량의 저장 설비로 간주되며, 양수발전과 마찬가지로 높은 초기 투자비용과 기술적용이 가능한 적지의 부족 문제가 있다.

- 실중 사례

현재 압축공기에너지저장 시스템은 2개소에서 가동되고 있으며, 하나는 독일 Huntorf에서 290MW 규모의 압축공기에너지저장 시스템이 1978년 12월에 설치되어 안정적으로 운영되고 있다. 여기서는 공기를 약 60기압으로 압축하여 지하 650~800m의 암염층에 있는 암반 내 지하공동에 저장하고 있다. Huntorf에서 구성되었던 압축공기 에너지저장기술은 당초 인근에 설치된 원자력 발전소의 야간 잉여전력을 이용하여 공기를 압축하였다. 근래에는 풍력발전이 활발히 운영되고 있어 풍력발전에서 남은 전력을 저장하는 목적으로 신규개발의 검토가 진행되고 있다. 다른 하나는 Fig. 1.3의 압축공기에너지저장 시스템으로 미국 Alabama주에 있으며 1991년에 110MW로 설치 운용되기 시작하여 현재는 348 MW로 확장하여 운영 중이다. (조철희 등, 2016)



- 6 -



Fig. 1.2 Compressed air energy storage (Kousksou, T. et al., 2013)



Fig. 1.3 290MW CAES facility in Huntorf, Germany (Wired)



1.3.3 플라이휠 에너지 저장장치(FES, Flywheel Energy Storage)

- 기술 개요

플라이휠에 의한 에너지 저장은 관성의 법칙을 이용하여 큰 질량을 갖는 플라이휠이 회전을 계속하는 현상을 이용한 에너지저장 기술이다. 플라이휠의 내부구조는 Fig. 1.4와 같으며, 운동에너지의 형태로 에너지를 저장한다. 이 회전 관성 모멘트를 I, 회전 각속도를 ω 라고 하면, 플라이휠에 저장되는 에너지 E는 $E = \frac{1}{2}I\omega^2$ 로 나타낼 수 있다. 플라이휠 에너지 저장장치는 전력을 충방전하기 위한 발전전동기, 회전 시의 공기저항 을 줄이기 위한 진공용기 등으로 구성되며, 전기에너지를 회전하는 플라이휠의 운동 에너지로 변환하여 저장하는 장치이다. 큰 에너지를 저장하기 위해서는 보다 큰 질량의 플라이휠을 회전시킬 필요가 있으며, 이때에 플라이휠의 운동에너지를 손실 없이 유지시키는 것이 중요하다. 플라이휠 에너지 저장장치는 단시간에 중간 또는 높은 전력(kW-MW)을 교환하는데 용이하므로 전기 화학 전지와 비교하였을 때 유리한 특성을 갖는다. 충방전 주기는 수십만 회에 달하며, 주기의 횟수는 온도와 방출 정도에 영향을 받지 않으므로 사용가능 수명이 매우 길다. 또한, 처리에 있어서도 환경적인 문제가 발생하지 않고, 플라이휠 에너지 저장시스템의 충전 상태를 확인하기 위한 모니터링은 오직 플라이휠의 회전 속도만 확인하면 되므로 가단하며 신뢰성이 높다. 플라이휠의 단점은 상대적으로 빈약한 에너지 밀도와 큰 대기 손실이다. 전체 시스템에 대한 플라이휠 자체 방전율은 시간당 저장 용량의 약 20%로 상당히 큰 편이며, 이러한 문제로 플라이휠은 장주기 에너지 저장 장치로써 적합하지 않으며, 정밀 기계가공이 요구되어 높은 가공비용이 발생한다.

- 실중 사례

Fig. 1.5는 Beacon Power의 20MW Stephentown Plant로서 현재 북미에서 작동하는 최대 규모의 고급 에너지 저장 시설이다. 이 설비는 Beacon사의 고속용 플라이휠을 활용하여 에너지를 저장하고 배출가스와 연료 소비 없이 뉴욕 전력망에 빠른 응답 및 단시간 내의 주파수 조절 서비스를 제공한다. Stephentown plant는 현재 뉴욕의 전반적인 주파수 조정 요구의 약 10%를 해결하고 있다. (조철희 등, 2016)



Fig. 1.4 Flywheel energy storage system (Kousksou, T. et al., 2013)



Fig. 1.5 20MW flywheel energy storage plant in Stephentown, USA (Beacon Power)

1.3.4 납축전지(Lead-acid battery)

- 기술 개요

Fig. 1.6의 납축전지는 1859년 프랑스에서 제작한 것이 시초이다. 다른 최신 2차 전지에 비해서 에너지 밀도 등의 성능이 우수하다고는 할 수 없으나, 2차 전지로서 현재까지 시장에서 사용되고 있다. 가장 큰 이유는 비교적 저렴한 비용과 밸런스가 좋은 특성을 가지고 있으며, 또 시시각각 변화하는 요구에 대응하여 전지의 성능 및 특성의 개선이 지속적으로 이루어지기 때문이다. 1950년도 이후에 자동차 산업의 발달에 따라 엔진시동을 위한 자동차용 전지로서 급속하게 성장하여 1970년부터는 밀폐식의 음극흡수식(제어변식) 소형 납축전지가 등장하여 각종의 포터블 기기에 채용되었으며, 그 후에는 이륜차나 거치용 전지 등으로 사용범위가 확대되었다. 하지만 납축전지는 잦은 전력 사이클링을 소화하는데 어려움이 있으며, 충전 상태에서 부분적 으로 황산화가 진행되어 조기 고장이 발생할 우려가 있다. 그리고 납으로 인한 환경 오염, 낮은 비에너지와 전력, 상대적으로 주위 온도 변화에 따른 빈약한 성능과 짧은 수명을 단점으로 가지고 있다.

- 실증 사례

미국 텍사스의 Notrees에 36MW 용량의 납축전지를 사용한 에너지 저장시스템을 2012년에 Duke Energy Renewables에 의해 운용되는 152.6MW 풍력발전 단지의 주파수조정, 출력제어, 자력기동 등의 목적으로 설치되었다. 설치된 저장시스템의 모습과 정보를 Fig. 1.7과 Table 2에 나타내었다. (조철희 등, 2016)

1945



- 10 -



Fig. 1.6 Lead-acid battery (Bexel)



Fig. 1.7 Lead-acid battery storage system in Notrees, USA (Sandia)

Table 2 Details of lead-acid battery storage system

Location	Notrees, Texas, USA			
Commissioning	2012			
Operation Date				
Rated Capacity	36MW, 24MWh			
Annual				
Production	N/ A			
Generation	Advanced Lead-acid Battery : 24×1.5 MVA/1MWh modules			
Technology	152.6MW wind generation capacity			



1.3.5 NaS전지(Sodium-sulfur battery)

- 기술 개요

Fig. 1.8의 NaS 전지는 300~500℃ 정도에서 동작하며, 음극 활성물질로 액체상태의 나트륨, 양극 활성물질로 액체상태의 유황과 다황화 나트륨이 사용되며, 양자의 혼합을 방지하는 나트륨이온과 도전성이 있는 베타 알루미나를 격막으로 사용한다. 이 베타 알루미나를 매개로 음극과 양극간을 나트륨 이온이 이동하는 것에 의해 충방전이 진행된다. 방전 시에는 음극 측의 나트륨이 나트륨이온과 전자로 해리되며, 나트륨 이온은 베타 알루미나 속을 확산하여 양극에 이동한다. 전자는 전지의 바깥으로 나와서 부하를 통해 양극 측으로 이동하며, 나트륨이온 및 유황과 반응하여 다황화 나트륨이 되다. 충전 시에는 외부회로에서 전류를 흐르게 하여서 다황화 나트륨이 나트륨이온, 유황, 전자로 해리된다. 그 후 나트륨이온은 베타 알루미나 속을 통과하여 양극으로 이동하고, 음극 측으로 이동한 나트륨 이온은 전자를 수취해서 나트륨으로 되돌아가는 사이클을 반복한다. 다른 주요 전지 기술들과 비교하여, NaS 전지는 보다 높은 에너지 밀도(납축전지의 4배), 긴 사이클 능력을 가지며 전력 조절을 위한 마이크로 그리드에 적용할 수 있도록 완전 충전 및 방전이 ms단위의 응답 시간에 가능한 전지이다. NaS 전지는 또한 자체 방전이 없고, 적은 유지 보수와 99% 재활용이 가능하다는 점이다. NaS 전지의 단점은 작업에 대한 높은 비용(약 2000\$/kW와 약 350\$/kWh)과 작동 온도(300 ~ 350℃)가 높다는 점이다.

- 실증 사례

일본 NGK사는 1997년 NaS 전지를 변전소에 설치하여 실증하고 2002년부터 상용화를 시작하였다. 2008년에는 단일 최대 규모로, Rokkasho에 위치한 51MW 풍력단지의 (Fig. 1.9) 발전단 출력 평탄화 및 수요예측을 통한 피크 수요대응용으로 34 MW, 245 MWh급의 NaS 전지가 연계되었다. 현재까지 NaS 에너지 저장시스템은 전 세계적으로 221개소에 설치되었으며, 누적용량은 1,896MWh에 달한다. 주요 고객들은 미국의 AEP사(11MW, 5개소 설치완료), PG&E사(6MW, 설치 중), Xcel Energy사(1 MW, 설치 완료) 등이다. 발전단지 정보를 Table 3에 나타냈다. (조철희 등, 2016)





Fig. 1.8 NaS battery (Kousksou et al., 2013)



Fig. 1.9 Rokkasho-Futamata wind farm (Clean energy action project)

Location	Rokkasho, Aomiri, Japan				
Commissioning	2008				
Operation Date					
Rated Capacity	34MW(used for load leveling and spinning reserve), 238MWh				
Annual	N / A				
Production	N/A				
Generation	2MW NGK Insulator's NaS battery : 17 units				
Technology	1.5MW wind turbines : 34 units				

Table 3 Details of Rokkasho-Futamata wind farm



1.3.6 리튬전지(Lithium based battery)

- 기술 개요

리튬계 전지는 널리 휴대폰이나 휴대용 전자 장치와 같은 작은 애플리케이션에서 사용되며, 리튬 전지 기술은 리튬 이온과 리튬 폴리머 전지, 2가지 유형으로 나눌 수 있다. 리튬 이온 전지의 높은 에너지 및 전력 밀도는 휴대용 전자 제품에서 위성 애플리케이션까지 광범위한 분야에 사용된다. 현재 출시되는 대부분의 상업용 리튬 이온 전지는 Fig. 1.10과 같이 유기 용매의 혼합물에 리튬 염 용액을 기반의 전해질과 카본계 음극, 층상 산화물 양극으로 이루어져 있다. 수많은 연구가 전지의 이러한 구성 요소의 선택의 중요성을 나타내는 전극 재료와 전해액에 대해서 수행되었다.

리튬 이온 전지의 자체 방전율은 매달마다 최대 5%정도이며, 전지 수명은 1,500 사이클 이상에 달한다. 그러나 리튬 이온 전지의 수명은 온도에 민감하게 작용하여 고온에서 훨씬 빠르게 줄어들고 심한 방전으로 인해 수명이 심각하게 단축될 수 있다. 리튬 이온 전지는 완전 방전이 될 수 있으므로 백업을 위한 응용 분야에는 부적합하다. 리튬 이온 전지는 작은 휴대용 기기 시장의 50% 이상에 사용되고 있으나, 큰 규모의 리튬 이온 전지를 만들기 위해서는 특수 포장과 내부 과충전 보호 회로로 인한 높은 비용 등의 문제들을 해결해야 한다. 리튬 폴리머 전지의 수명은 리튬 이온 전지에 비해 겨우 600 사이클밖에 되지 않으며, 자체 방전이 리튬 이온 전지보다 많이 온도에 의존되기 때문에 보다 좁은 온도 범위의 동작 사양이 요구된다. 그러나 리튬 폴리머 전지는 리튬 이온 전지에 비해 가볍고 최소의 자체 연소성을 가지고 있어 과열에 의한 폭발 등에서 보다 안전하다.

- 실중 사례

미국 SCE사가 Tehachapi 사막의 풍력발전소에 8MW (32MWh) 용량의 리튬 이온 전지를 설치하여 Fig. 1.11에서 보이는 바와 같이 실증사업을 진행하였으며, Southen Califonia Edison사와 에너지부(DOE)가 1:1매칭으로 연간 250억원 규모의 사업을 진행하고 있다.

한국 제주도의 조천변전소에 8 MWh 리튬 이온 전지와 4MW 용량의 전력 변환장치



를 사용한 에너지 저장시스템을 Fig. 1.12과 같이 설치하여 운영하고 있다. 이 시스템은 풍력 연계, 전력피크 대응, 주파수 제어용으로 실증시험을 시행하고 있다.

유럽에서는 Fig. 1.13와 같이 태양광 주택의 리튬 이온 전지 도입 타당성을 평가하기 위한 프로젝트를 진행하였다. 사업화를 위해 2008년 8월부터 75개 시스템(5 ~ 15kWh) 에 대한 실증사업을 추진하였으며, 이 실증사업은 독일 환경부와 프랑스 경제성이 공동으로 지원하고 Saft사, Conergy사, Tenesol사 등이 참여하였다. 현재는 2020년까지 유럽 내 태양광 발전의 12%에 ESS 설치를 목표로 하고 있다. (조철희 등, 2016)



Fig. 1.10 Principles of Li-ion battery (Huang et al., 2015)



Fig. 1.11 Wind power plant with 8MW ESS facility in Techapi, USA (Sandia)



Fig. 1.12 8MWh ESS facility of substation in Jocheon-eup, Jeju (Low Carbon Futures)



Fig. 1.13 Sol-ion Project in France and Germany (Solarcoaster)



1.3.7 흐름전지(FBES, Flow battery energy storage)

- 기술 개요

Fig. 1.14에 나타낸 흐름전지는 전지 종류들 중에서 상대적으로 새로운 시스템이다. 흐름전지에서 전지를 충전하고 전지의 두 액체 전해질 사이의 화학 반응에 의해 방출된다. 기존의 전지와는 달리, 액체 전해질은 별도의 탱크에 들어있으며, 구동 중에 이러한 전해질들은 전기 화학 반응기를 통해 주입시키면 화학적 산화 환원 반응이 발생하고 전기가 생산된다. 외부 반응기의 전해질 저장으로 인해 전지의 사양 선택은 유연해지며, 전해질의 양을 증가시키거나 교체하는 것이 매우 쉽다. 전력 셀의 설계는 사용된 전해액의 양에 독립적이므로 필요한 전력 등급에 대해 최적화 될 수 있으며, 최대 10시간 동안 높은 비율의 연속적인 에너지를 방출할 수 있다.

흐름전지는 일반적으로 2차 전지 유형이므로 전기 활성 물질을 교체하지 않고 충전하여 사용할 수 있으며 관련된 화학 반응이 종종 가역적이기 때문에 연료 전지와 구별된다. 흐름전지의 주요 장점 중 하나는 저장 전해액의 체적에 의존하기 때문에 에너지 용량이 쉽게 확장 가능하다는 것이다. 이와 같은 장점으로 시스템 설치비용을 절감할 수 있다. 흐름전지의 다른 흥미로운 기능은 별다른 손상 없이 완전 방전되는 점과 전해질이 별도의 밀폐된 탱크에 저장되기 때문에 자체 방전이 매우 낮다는 것이다. 그러므로 이 시스템은 긴 수명과 낮은 유지 보수비를 가지며, 장시간 에너지를 저장할 수 있다. (Kousksou et al., 2013)

- 실증 사례

Jpower와 Sumitomo사가 공동으로 Fig. 1.15에서 보이는 일본 홋카이도 Tomamae에 있는 30.6MW 풍력단지에 출력 평탄화에 대한 실증을 위해 4MW의 바나듐 레독스 전지(VRB)를 연계하여 설치하였다. 풍력발전단지에 대한 정보를 Table 4에 요약하였다. (조철희 등, 2016)





Fig. 1.14 Schematic diagram of a redox flow cell energy storage system (Kousksou et al., 2013)



Fig. 1.15 Tomamae wind villa power plant (Clean energy action project)

Location	Tomamae, Hokkaido, Japan		
Commissioning Operation Date	2000(wind farm), 2005(battery plant)		
Rated Capacity	4MW storage, 30.6MW wind generation		
Annual Production	59GWh per year (wind generation)		
	Sumimoto Electric International : 16 units (250kW vanadium flow battery modules)		
Generation Technology	Vestas : 14 units (V66 1.65MW wind turbines)		
	Enecron : 5 units (E-66 1.5MW wind turbines)		

Table 4 Details of Tomamae wind villa power plant

1.3.8 ESS의 기술별 특성과 적용분야

앞에서 설명한 기계적 에너지 저장장치인 양수발전, 압축공기에너지저장, 플라이휠을 에너지 저장장치와 화학적 에너지 저장장치인 전지들 중 납축전지, 나트륨황, 리튬이온, 흐름 전지의 제반특성을 Table 5에 나타내었으며, Table 6에는 각 ESS의 적용 가능한 분야를 구분하였다. (조철희 등, 2016)

기계적 에너지 저장장치 중에서는 양수발전이 가장 성숙된 상태의 기술단계에 있으며, 물을 사용하기 때문에 에너지 밀도는 타 에너지 저장장치보다는 작으나 저장용량을 크게 할 수 있는 장점이 있다. 그러나 대규모 개발의 경우 환경훼손과 지리적인 적지의 부족 문제가 발생한다. 전지들 중에서는 납축전지 방식이 기술적으로 가장 성숙되어 자동차용 전지 등으로 널리 사용되고 있으며, 최근에는 전기자동차나 휴대폰용으로 사용되는 리튬이온 전지가 크게 각광받고 있다. 특히, 우리나라의 경우, 전지를 이용한 에너지 저장 시스템 중에서는 높은 기술력과 상업화 실적을 보여주고 있다. 하지만 전지 형태의 에너지 저장장치들은 과충전 등으로 인한 폭발 위험이나 내부 물질의 누출로 인한 환경문제가 발생할 수 있다. 현재의 기술수준에서는 전지를 이용한 에너지 저장장치는 저장용량이 크지 않은 경우에는 수요가 있는 분야에 대부분 적용이 가능하며 경제성을 가지나. 짧은 수명으로 인해 주기적으로 전지를 교체해야 하는 전지를 이용한 에너지 저장장치는 대용량의 에너지 저장에는 적합하지 않다. 양수발전이나 압축공기에너지저장 기술은 대용량 저장에 적합한 에너지 저장 기술들로 그 중 양수발전은 가장 성숙된 수준의 기술로 언제라도 상용화가 가능하나, 두 기술 모두 지리적인 적지부족의 문제를 가지고 있어 이를 해소할 수 있는 연구 개발이 필요하다.



- 21 -
| | 효율
(%) | 용량
(MW) | 에너지
밀도
(Wh/kg) | 시설비용
(\$/kW) | 운전비용
(\$/kWh) | 작동
시간 | 수명
(년) | 기술
성숙도 | 환경
영향 |
|-------------------------|-----------|------------|----------------------|-----------------|------------------|--|-----------|-----------|----------|
| 양수발전
(I?HS) | 75-85 | 100-5,000 | 0.5-1.5 | 600-2,000 | 5-100 | Fast
(ms) | 40-60 | 성숙 | 부정적 |
| 압축공기
(CAES) | 50-89 | 3-400 | 30-60 | 400-2,000 | 2-100 | Fast | 40-60 | 개발완료 | 부정적 |
| 플라이휠
(FES) | 93-95 | 0.25 | 10-30 | 350 | 5000 | Very
fast
(<ms)< td=""><td>~15</td><td>실증</td><td>거의
없음</td></ms)<> | ~15 | 실증 | 거의
없음 |
| 납축전지
(Lead-
Acid) | 70-90 | 0-40 | 30-50 | 300 | 400 | Fast | 5-15 | 성숙 | 부정적 |
| 나트륨황
(NaS) | 80-90 | 0.05-8 | 150-240 | 1,000-3,000 | 300-500 | Fast | 10-15 | 상업화 | 부정적 |
| 리튬이온
(Li-ion) | 85-90 | 0.1 | 75-200 | 4,000 | 2500 | Fast | 5-15 | 실증 | 부정적 |
| 흐름전지
(FBES) | 75-85 | 0.3-15 | 10-50 | 600-1,500 | 150-1,000 | Very
fast | 5-15 | 개발중 | 부정적 |

Table 5 Characteristics of energy storage technologies (조철희 등, 2016)

적용	내용	양수 발전 (I?HS)	압축 공기 (CAES)	플라이 휠 (FES)	납축 전지 (Lead- Acid)	나트륨 황 (NaS)	리튬 이온 (Li-ion)	흐름 전지 (FBES)
부하이동 (off peak to on peak)	- Off peak시 간헐적인 재생 에너지 저장 - On peak시 그리드 공급	•	•	0	•	•	•	
부하 평준화	- 간헐적인 발전을 평준화하기 위한 저장/공급 (수초-수분) - 에너지 프로파일 안정화 (수분-수시간)		0	•				
정전 전력공급	정전전 충전, 정전시 시동전력공급	•	•	05	•	•	•	
송전 인프라	송전계통 업그레이드 비용 절감	0	0	0	•			\bullet
배전 인프라	배전계통 업그레이드 비용 절감		0)	0		•	•	
이동식 배전과부하 대응	단기간의 배전문제시 이동식 보조 전력공급	0	0	0	•	•	•	•
첨두부하 이동	Off peak시 충전, 매일 Peak 2-4시간 방전	0	0	0	•	•	•	•
최종소비자 요금 최적화	저가격시 저장, 고가격시 방전	•	•	0	•	•	•	•
독립적인 전력공급	전력품질 향상, 정전시 전력백업	0	0	•	•	•	•	
적용성이 높음	음 : ●, 적용가능 : ①,	적용이	어려움					

Table 6 Applications of energy storage technologies (조철희 등, 2016)

제 2 장 기계적 Hybrid 에너지 저장 장치

2.1 장치의 구조 및 개념

기계적 Hybrid 에너지 저장 장치는 "A hybrid energy storage system using pump compressed air and micro-hydro turbine"에서 최초로 소개된바 있으며, 이 장치는 밀폐된 저장용 용기, 대기로 개방된 상태의 수조 그리고 펌프 수차로 구성되며, 에너지의 저장과 방출이 펌프 수차만을 사용하여 이루어진다. (Yin et al., 2013) 이 장치는 양수발전의 낙차를 가지는 두 개의 저수지 대신 밀폐된 저장용 용기와 수조로 대체하여 기존의 양수발전이 가지는 지리적인 적지의 부족 문제를 해소할 수 있을 것으로 생각된다. 그러나 에너지를 저장하고 방출함에 있어 펌프 수차를 단일로 사용하는 것은 펌프와 수차를 각각 사용하는 것보다 시스템의 성능적인 면에서도 비효율적이며, 장치가 가지는 부담이 커 문제발생시 전체 시스템의 가동을 중단시키고 문제를 해결해야하는 단점이 있다.

본 논문에서는 기계적 Hybrid 에너지 저장 장치를 Fig. 2.1에서 보이는 개념도와 같이 에너지 저장과 방출시 각각 고양정의 다단펌프와 수차를 이용하여 독립된 개체들에 의해 에너지의 저장과 방출이 이루어지도록 시스템을 구성하였다. (Park et al., 2015) 이 장치는 야간의 잉여전력이나 신재생에너지원을 이용한 발전을 통해 생산된 전기에너지를 이용하여 다단펌프를 구동시켜 대기로 개방된 상태의 수조에 있는 물을 밀폐된 압력용기로 보내어 물과 압축된 상태의 공기를 압력용기 내부에 에너지로서 저장한다. 그리고 전력 필요시 발전할 때는 밀폐된 압력용기 내부에 물과 압축공기 상태로 저장된 에너지를 수차로 방출하여 전기를 생산하고 수차를 통과한 물은 대기로 개방된 상태의 수조로 배출되어 다시 에너지를 저장할 때에 재사용된다. 에너지 방출 과정에서 압축된 공기는 양수발전의 상하부 저수지의 낙차와 같은 작용을 하며, 압축된 공기가 팽창하면서 방출되는 물은 수차를 구동시키는 작동유체로서 사용되다. 이러한 기계적 Hybrid 에너지 저장장치의 구성은 기존 개발된 고효율의 펌프와 수차를 이용하며 개별적으로 제어할 수 있어 보다 높은 효율을 가질 수 있으며, 장치의 구성에 따라 저장용량과 발전시간을 쉽게 결정할 수 있다.



Fig. 2.2에는 설계된 Lab-scale 모델을 보인다. 2m³ 크기의 압력용기와 그보다 2배의 크기를 가지는 수조, 물을 압력용기에 저장하기 위해 사용되는 다단펌프 그리고 모델장치의 작은 크기로 인해 수차를 대신하여 감압밸브로 구성되었다. 이 장치는 폐루프이며 크게 에너지 저장라인과 방출라인으로 구성되어, 10bar의 압력까지 에너지를 압력용기에 저장하고 이를 수조로 방출시킬 수 있는 구조를 가지고 있다.



(b) Discharging process

Fig. 2.1 Schematics of mechanical hybrid ESS





Fig. 2.2 Schematics of lab-scale mechanical hybrid ESS

2.2 에너지 저장 용량에 따른 압력용기의 크기 결정

에너지 저장 용량에 따른 압력용기의 크기를 결정하기 위해서는 가장 먼저 압력용기 내부에 저장된 에너지를 이용해 수차를 통한 전력 생산시간 t, 수차의 출력 $P_{turbine}$, 그리고 압력용기 내부에 저장되는 압축공기의 최종압력 p_1 과 초기압력 p_0 이 결정되어야 한다. 식 (2.1) ~ (2.4)는 온도 변화를 고려하지 않은 등온과정을 전제로 작성된 수식들이다. 식 (2.1)과 결정된 수차의 구동시간과 출력을 통해 압력용기 내부에 저장되는 총 에너지량 E를 구하고, 식 (2.2) ~ (2.4)를 이용해 압력용기 내부에 저장되는 압축공기의 체적 $V_{compressediar}$, 물의 체적 V_{uxter} 그리고 압력용기 내부의 전체 체적 V_{total} 을 산출할 수 있다. (Yin et al., 2013)

$$E = P_{turbine} \times t$$

$$V_{compressedair} = \frac{E}{p_1 \times \ln\left(\frac{p_1}{p_0}\right)}$$

$$p_0 \times V_{total} = p_1 \times V_{compressedair}$$

$$V_{uater} = V_{total} - V_{compressedair}$$

$$(2.1)$$

$$(2.2)$$

$$(2.2)$$

$$(2.3)$$

$$(2.4)$$

예로서, Fig. 2.3와 Table 7에는 t = 1hr, $P_{turbine} = 100kW$, p_0 을 대기압으로 가정하였을 때, 압력용기 내부에 저장되는 압축 공기의 최종압력 p_1 의 변화 (10 ~ 100bar)에 따라 식 (2.1) ~ (2.4)를 이용하여 계산된 각 체적 값들을 그래프와 수치로 나타내었다. 이와 같이 등온상태에서 압력용기의 크기와 내부에 저장되는 물과 압축 공기의 체적을 수식들을 통해 계산하여 결정할 수 있다. 본 논문에서는 기계적 Hybrid 에너지저장장치의 Lab-scale 모델에 허용압력이 10bar이상이며, 2m³의 압력용기를 선정하였다.



Fig. 2.3 Volume variation of pressure vessel under difference target pressures

$p_1 \; \mathrm{[bar]}$	V_{lpha} [m ³]	V_w [m ³]	V_{total} [m ³]
10	192.4	\$ \$859.9	1052.3
20	73.0	689.4	762.4
30	42.4	611.4	653.9
40	29.1	564.1	593.3
50	21.8	531.4	553.2
60	17.3	506.9	524.2
70	14.2	487.6	501.9
80	12.0	471.9	484.0
90	10.4	458.8	469.2
100	9.1	447.6	456.7

Table 7 Comparison of volume variation under difference target pressures



2.3 펌프의 선정

기계적 Hybrid 에너지저장장치의 주요 구성품 중 에너지 저장에 사용되는 펌프는 크게 터보형, 용적형, 특수형으로 분류할 수 있으며, 그 중 터보형은 케이싱 내에서 임펠러의 회전에 의해 에너지의 교환이 이루어지는 펌프를 말한다. 임펠러의 형상에 따라서 Fig 2.4과 같이 원심펌프, 사류펌프, 축류펌프로 분류할 수 있다. 원심펌프는 흡입과 토출 방향이 90°로 유체가 측면에서 들어와서 위로 나가는 형태를 가지고 있으며, 벌류트펌프와 터빈펌프로 세분할 수 있다. 사류식은 임펠러의 입구나 출구 양쪽 다 경사된 방향으로 유입, 유출하는 날개 구조를 가지고 있으며, 축류식은 유체가 임펠러의 입구와 출구에서 모두 축방향으로 흐른다. 원심펌프는 구조상으로 안내깃이 있는 펌프를 터빈펌프라 부르고 안내깃이 없는 펌프를 벌류트펌프라고 부른다. 벌류트펌프는 압력이 저압이며 수량이 비교적 많은 경우에 사용되며, 흡입구가 한쪽에만 있는 편홉입 벌류트펌프와 흡입구가 펌프의 양쪽에 있는 양홉입 벌류트펌프가 있다. 터빈 펌프는 압력이 고압이며, 벌류트펌프보다 유량이 적은 경우에 사용한다. 이 펌프는 하나의 임펠러로서는 양정의 한계가 있기 때문에 하나의 케이싱 내에 2개 이상의 임펠러가 들어있는 다단펌프인 경우에 주로 사용되며, 하나의 축에 임펠러를 직렬로 배열시켜서 흡입된 물이 각 임펠러를 경유하는 동안에 압력이 증가하여 송출관으로 이송하게 된다. Ô

펌프의 임펠러의 상사성 또는 펌프 특성, 형식의 결정 등에 대하여 설명하는 경우에 이용되는 값으로 비속도가 있으며, 임펠러의 형상, 치수 등을 결정하는 기본 요소로 펌프의 전양정 *H*, 토출유량 *Q*, 회전수 *n* 세 가지가 있다. 비속도 *N_s*는 아래의 식 (2.5)와 같이 정의될 수 있다.

$$N_s = \frac{n \times Q^{1/2}}{H^{3/4}} \tag{2.5}$$

비속도가 정해지면 임펠러 하나에 대한 날개의 형상이 결정되며, 비속도는 임펠러 하나에 유입되는 유량 그리고 그 임펠러에서 얻어지는 전양정과 관련이 있다. 그러므로 다단펌프의 비속도는 아래의 식 (2.6)과 같이 전양정을 임펠러 수 *z*로 나누어 임펠러

하나에서 얻어지는 전양정 값을 이용하여 비속도를 계산한다.

$$N_s = \frac{n \times Q^{1/2}}{(\frac{H}{z})^{3/4}}$$
(2.6)

Fig. 2.5의 터보형 펌프의 비속도와 효율의 관계 그래프에서 볼 수 있듯이 N_s 영역에 따라 펌프 임펠러의 형상이 결정된다. 이 그림에서 a는 터빈펌프, b는 벌류트펌프, c는 사류펌프, d는 축류펌프의 효율곡선이다. (이영호 등, 1999; 강성삼 등, 2005)

본 논문의 연구대상인 Lab-scale의 기계적 Hybrid 에너지저장장치에는 압력용기 내부에 물을 저장하여 10bar의 압력까지 공기를 압축시킬 수 있는 고양정의 펌프가 사용되어야하며, 이를 위해 총 9단으로 이루어진 소형의 입형다단펌프를 선정하였다. 일반적으로 터빈펌프가 가지는 비속도의 값은 80 ~ 250(m³/s, m, rpm)이며, 이 다단펌프의 사양은 토출유량 0.11m³/s, 전양정 118m, 회전수 3,400rpm으로 약 163.7 (m³/s, m, rpm)의 비속도를 가진다.







Fig. 2.5 Characteristics variation with pump type (강성삼 등, 2005)

2.4 수차의 선정

기계적 Hybrid 에너지저장장치의 주요 구성품 중 에너지 방출과정에서 전기를 생산하는데 사용되는 수차는 회전력을 얻는 방식에 크게 충동수차, 반동수차로 분류된다. 충동수차는 저유량, 고낙차에 적합한 수차로 물의 위치에너지를 전부 운동 에너지로 변환하여 회전력을 얻는 방식으로 대표적으로 펠톤수차가 있다. 반동수차는 저낙차와 중낙차에 주로 사용되며 물이 수차를 통과할 때의 압력과 속도를 이용하여 회전력을 얻는 방식으로 대표적으로 프란시스수차와 프로펠러수차가 있다. (이철형과 박완순, 2005) 수차는 종류에 따라 Fig. 2.6과 같이 운전 가능영역이 나뉘어 있으며, 설치하고자 하는 사이트의 유량과 낙차에 따라 수차의 종류를 결정할 수 있다. 이것은 결국 수차의 비속도를 말하는 것으로 이 비속도는 아래 식(2.7)과 같이 구할 수 있다.

$$N_s = \frac{n \times P^{1/2}}{H^{5/4}} \tag{2.7}$$

AT ME AND ULEAN.

여기서, n은 수차의 회전수(rpm), P는 수차의 출력(kW), H는 낙차(m)를 나타낸다. 일반적으로 충동수차는 반동수차에 비하여 작은 비속도 범위에서 사용되며, 펠톤수차는 10 ~ 25의 비속도 범위에서 그리고 프란시스수차는 250 ~ 1,200의 비속도 범위에서 사용된다. 그 중 펠톤수차는 노즐을 줄여 유량을 감소시켜도 버킷에서의 속도삼각형 에는 큰 변화가 없고 효율의 변화도 적어 펠톤수차는 설계점에서 다른 수차에 비하여 효율이 다소 낮으나 넓은 범위에서 높은 효율을 나타낸다. 특히, 노즐수가 많은 펠톤수차의 경우 사용하는 노즐수를 줄여 최대 출력의 10%까지 출력이 감소하여도 효율저하가 적으며, 이는 다른 수차에서 볼 수 없는 특징이다.

본 논문의 Lab-scale모델에는 직접적으로 수차를 사용하기에는 무리가 있어 감압 밸브를 대신 사용하였으나, 기계적 Hybrid 에너지저장장치는 압력용기 내에 저장된 에너지를 방출하는 과정에서 초기에는 높은 압력으로 물이 방출되나 저장된 에너지를 계속 사용함에 따라 내부 압력이 낮아지기 때문에 이러한 변동에도 대응가능하며 효율 저하가 적고 넓은 범위에서 사용할 수 있는 여러 개의 노즐로 구성된 펠톤수차를 적용하는 것이 가장 적합하다.



Fig. 2.6 Turbine selection chart (Commission of the European communities, 1998)

제 3 장 기계적 Hybrid ESS의 Lab-scale모델 수치해석

3.1 수치해석 기법

본 연구에서는 유체기계 해석에 우수한 성능을 보이는 상용 CFD코드인 CFX-13을 사용하였다. 일반적으로 범용의 상용코드들은 SIMPLE 또는 SIMPLEC, Rhie and Chow 방법과 같은 압력에 기초한 방정식으로부터 만들어져 있다. 이들 압력에 기초한 코드들은 일반적으로 다양한 물리적 모델들과 경계조건을 제공하고 다른 CAE 도구들과의 연동을 포함하는 복잡한 Multi-physics 문제 등에 적용될 수 있다.

유체기계의 정확한 해석을 위해서는 점성저층 영역을 안정적으로 처리할 수 있는 최적화된 난류모델들이 필요하다. 현재 상용코드에서 오랫동안 적용되어온 k-ε 모델과 벽 함수의 조합은 유체기계에서 요구 되는 높은 해의 정밀도를 만족시킬 수 없다. 보다 정확한 해를 구하기 위해 점성저층에 대한 해석이 요구되고, 이를 만족시키기 위해서는 벽면근처에 종횡비가 매우 큰, 높은 격자 밀집도의 확보가 요구된다. 이러한 요구 조건을 만족하는 CFX-13의 수치기법의 핵심은 질량과 운동량 방정식의 연동화(coupled formation)이다. CFX-13은 압력기반 유한체적법(finite volume method)을 fully implicit 이산화하여 얻어지는 방정식을 algebric multigrid coupled solver를 이용하여 해석한다. SIMPLE 등 고전적인 segregated 접근방법에 비해 implicit coupling방법은 수렴을 가속시키고, 압축성 유동에 있어서 수렴성의 난점을 피할 수 있고, 높은 종횡비의 격자를 다룰 수 있는 장점을 갖는다.

유체기계에서 난류모델의 적용에 있어 아주 간단한 난류모델도 충분한 정확도를 제공한다는 입장과 해석 정확도의 확보를 위해서는 가장 최신의 난류모델과 천이 모델을 사용해야 한다는 견해가 있다. 이러한 견해의 차이는 엔지니어가 해석하는 유체 기계가 서로 다르고 요구되는 정밀도에 대한 만족범위가 다르기 때문이다. 많은 경우, 특히 유체기계의 설계점 영역에서는 점성과 난류효과는 단지 전체 손실에 미소한 추가적인 기여를 하며, 이러한 유동장에서는 난류모델이나 천이모델의 정밀도가 상대적으로 중요하지 않다. 그러나, 1-방정식 모델이나, 2-방정식 모델은 계산시간을 크게 증가시키지 않으므로, 해석의 일관성을 위해 적절히 사용하는 것이 좋다.



3.1.1 지배방정식

지배방정식은 유체의 흐름을 예측할 수 있는 수학적이고 물리적인 방정식으로 구성되어 있다. 또한 상황에 맞는 수학적 방정식이고 물리적인 알고리즘이 중요하기 때문에 다양한 방정식을 적절하게 사용해야 한다.

일반적인 유동에서 다루는 방정식은 질량, 운동량, 에너지 방정식이고, 각각 식 (3.1) ~ (3.3)과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \tag{3.1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$$
(3.2)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_{tot}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho h_{tot}u_j) = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i\tau_{ij} + \lambda\frac{\partial T}{\partial x_j})$$
(3.3)

여기서 밀도: ρ , 속도: u, 압력: P, 응력텐서: $\tau_{ij} = \mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j})$, 점성계수: μ , 크로네커델타: δ , 전엔탈피: $h_{tot} = h + \frac{1}{2}u_i^2$, 온도: T, 열전도율: λ , 정적엔탈피: h를 나타낸다.

상태방정식 $\rho = \rho(P,T)$, 점성계수와 변형률의 함수로서 응력텐서의 응력변형률 관계, 그리고, h = h(P,T)가 방정식에 추가된다. 난류유동은 와 점성(eddy viscosity) 이 추가되고 방정식은 레이놀즈 평균 물리량에 대해 푼다. 방정식의 일반적인 형태는 동일하다. (ANSYS CFX, 2010)

3.1.2 이산화방법

CFX-13은 implicit pressure based 방법을 사용하며, 여기서 사용되는 주요 독립변수 들은 (P, u_i, H) 이다. 일반적으로, 범용 상용코드는 위의 변수에 대해 해석을 수행하며, 이는 현장에서 일반적으로 부딪히는 비압축성 유동의 해석이 용이하기 때문이다.

Fig. 3.1에서 실선으로 나타난 것은 일반적으로 알려져 있는 격자 즉, cell 이다. 실선으로 나타낸 cell, 즉 element를 다시 나누어 점선으로 표현된 sub-element를 구성하며 제어체적은 음영으로 나타낸 부분과 같이 node를 둘러싼 sub-element 들로 구성되며 hex, tetra, wedge, pyramid 등 모든 element 형태에 대해 동일하게 적용된다. 모든 변수 값과 유체의 물성치는 이 노드에 저장된다.

수치해석의 정확도는 노트 값으로 표현되는 적분점(P)들에서의 표면적분(fluxes) 값들의 정확도에 의해 결정된다. 계산을 통해 얻어진 해는 격자 노드에 저장되지만, 방정식의 대류항, 확산항, 압력구배항 등의 다양한 항들은 적분점에서의 해나 해의 구배 값을 필요로 하며 따라서, element 내부에서의 해의 변화를 계산하기 위해 finite element shape function이 사용된다. 이러한 방식을 FEM based FVM 혹은 element based FVM이라 한다. Fig. 3.1과 같이 제어 체적면에서의 적분점의 개수가 2차원인 경우 일반적인 FVM의 4개에 비해 8개로 2배가 많은 것을 알 수 있다. 3D 육면체 격자의 경우 6개에서 24개로, 사면체의 경우 4개에서 평균 60개로 적분 점이 많아지므로 비교적 성긴 격자에 대해서도 해의 정확도가 뛰어난 장점이 있다. (ANSYS ICEM-CFX, 2010)

식 (3.1) ~ (3.3)의 방정식들을 제어체적에 걸쳐 적분함으로써 질량, 운동량, 그리고 에너지 방정식에 대한 이산화 적분식은 각각 식 (3.4) ~ (3.6)과 같다.

$$V\left(\frac{\rho-\rho^{0}}{\Delta t}\right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} = 0 \tag{3.4}$$

여기서 질량유동 :
$$m_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip}$$

$$V\left(\frac{\rho U_{i}-\rho^{0} U_{i}^{0}}{\Delta t}\right)+\sum_{ip}\dot{m}_{ip}(U_{i})_{ip}$$

$$=\sum_{ip}(P\Delta n_{i})_{ip}+\sum_{ip}\left(\mu_{eff}\left(\frac{\partial U_{i}}{\partial x_{j}}+\frac{\partial U_{j}}{\partial x_{i}}\right)\Delta n_{j}\right)_{ip}+\overline{s}_{U_{i}}V$$

$$V\left(\frac{\rho\phi-\rho^{0}\phi^{0}}{\Delta t}\right)+\sum_{ip}\dot{m}_{ip}\phi_{ip}=\sum_{ip}\left(\Gamma_{eff}\frac{\partial\phi}{\partial x_{j}}\Delta n_{j}\right)_{ip}+\overline{s}_{\phi}V$$

$$(3.6)$$

여기서, V는 제어체적, Δt는 time step, Δn_j는 별도의 외부로 분출되는 표면 벡터, 아래 첨자인 *ip*는 적분점에서의 계산을 나타내며, 그 합산은 제어 체적의 모든 적분 점 그 이상이다. 또한 위첨자인 0은 이전 시간 단위를 나타낸다. U_i 는 속도 규모, μ_{eff} 와 Γ_{eff} 는 각각 난류와 확산을 고려한 유효점성이다. $\dot{m_{ip}}$ 는 제한체적의 적분점 표면을 통과하는 질량유동이다. 모든 방정식들은 시간간격의 제한을 피하기 위하여 implicit하게 다루어지며, 비정상항에는 1차와 2차 backward Euler 방정식이 사용된다.

확산항은 요소형상함수의 미분형태로 각 적분점의 위치에서 구배계수를 계산함으로써 결정된다. 대류항은 Upwind, Quick 등 몇몇 기법에 의해 평가될 수 있으나, 기본 설정된 기법인 high-resolution 기법을 사용한다. High resolution 기법은 대류항에 대한 2차 정확도의 upwind biased approach에 기초한 기법이며 Barth와 Jesperson에 의해 기술된 방법과 유사하고, 식 (3.7)과 같다.

$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \nabla \phi \cdot \Delta r \tag{3.7}$$

upwind biased 평가는 운동량과 에너지 방정식의 다른 대류량과 마찬가지로 유동이 상당한 압축성이 있어도 안정적이며, 2차의 정확도를 가진다. Implicit 방법에서 중요한 것은 ρ*U*의 선형화이다. 먼저, ρ*U*는 Newton- Raphson 선형 화에 의해 확정되어 식 (3.8)과 같다.

$$(\rho U)^{n} A \approx \rho^{n} U^{0} A + \rho^{0} U^{n} A - \rho^{0} U^{0} A$$
(3.8)

여기서 위첨자 n은 새로운 값 (Implicit)을 의미하고 0은 예전 (지연된 값) 시간레벨이다. 이러한 선형화는 전 영역에 걸친 마하수의 신뢰성 있는 수렴을 보장한다.

- 37 -

마지막으로, 식 (3.9)와 같이 밀도에 대한 상태방정식은 압력의 항으로 구성된 ρ^n 의 implicit 표현을 얻기 위하여 차분되며 앞서 제공된 상태방정식에서 미분항 $\frac{\partial \rho}{\partial p}$ 를 계산한다.

$$\rho^n = \rho^0 + \frac{\partial \rho}{\partial p} \Big|_{_T} (p^n - p^0) \tag{3.9}$$



Fig. 3.1 Mesh arrangement and terminology for dual mesh



3.1.3 난류모델링

유동해석을 수행할 때 가장 큰 오차의 원인 중의 하나는 난류모델의 부적절한 사용이라 할 수 있으며, 벽면 근처의 격자생성에 있어 모든 영역 y+를 일정한 수준으로 유지 한다는 것은 3차원 유동장의 경우 상당히 어려운 작업이다. Wilcox model의 벽 근처 방정식에는 부가적인 viscous sublayer damping 함수가 필요치 않다.

일반적으로 Wilcox model의 단점으로 free stream에 민감한 결과를 보이는 것을 들 수 있는데 CFX-13에서는 이러한 단점을 보완하여 벽면근처에서는 $k-\omega$ 모델을 사용하고 바깥쪽은 $k-\varepsilon$ 모델을 사용하는 BSL(BaselineModel)과 SST(Shear Stress Transport)모델을 지원한다. $k-\omega$ 모델의 또 다른 장점은 쉽게 자동 벽면 처리기법 (Automatic wall treatment)으로 확장이 가능하다는 것이며, 이는 가능한 격자의 y+에 무관하게 해의 정확성을 확보하기 위한 것이다. 표준 viscous sub-layer model 들이 벽면 전단응력을 정확히 해석하기 위해 y+는 1의 수준을 요구하는 반면 자동벽면처리 기법은 벽면 격자를 처리 할 수 있는 장점이 있다. 유체기계의 유동장은 상당히 복잡한 형태이므로 이러한 자동벽면처리기법은 상당히 유용한 기능이다.

k-ω SST모델은 난류전단응력의 수송(transport)을 계산하기 때문에 압력의 역 구배에 의해 발생하는 유동박리 크기와 발생 시점을 정확히 예측할 수 있다. Wilcox 모델과 k-ε모델의 장점만을 취해 BSL모델이 개발되었으나, 매끄러운 표면에 발생하는 유동박리 시점 및 크기에 대한 정확한 예측에는 실패하였다. 가장 주된 원인은 이전의 난류모델들은 모두 난류전단응력의 수송에 대한 고려를 하지 않았기 때문이며, 그 결과 Eddy viscosity에 대해 과도한 예측을 하였다. 수송항은 식 (3.10)와 같이 Eddy viscosity 형태의 방정식에 대한 제한으로 얻어질 수 있다.

$$\nu_{t} = \frac{a_{1}k}{\max(a_{1}\omega, SF_{2})}$$
(3.10)
여기서, $\nu_{t} : \mu_{t}/\rho$

 F_2 : blending function

S : strain rate

Blending function은 난류모델의 성공을 위해 매우 중요한 요소이다. 이 방정식의 형태는 표면과의 가장 가까운 거리와 유동변수를 기반으로 한하며 식 (3.11) ~ (3.15)에 보이고 있다.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \tag{3.11}$$

$$\arg_{1} = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta\omega y}, \frac{500\nu}{y^{2}\omega}\right), \frac{4\rho k}{CD_{k\omega}\sigma_{\omega 2}y^{2}}\right)$$
(3.12)

여기서, y: 벽면으로부터 가장 가까운 곳까지의 거리

$$\nu : 통점성계수$$

$$CD_{kw} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{w2}\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1.0 \times 10^{-10}\right)$$

$$F_2 = \tanh\left(\arg_2^2\right)$$

$$\left(\frac{3}{k}, 500\nu\right)$$
(3.13)

$$\arg_2 = \max\left(\frac{\sqrt[3]{k}}{\beta'\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right) \tag{3.15}$$

SST 모델이나 BSL 모델은 $k - \varepsilon$ 과 $k - \omega$ 사이의 blending을 위해 벽면과 가장 가까운 거리에 위치한 노드의 거리정보를 필요로 한다. Wall scale 방정식은 식 (3.16)과 같은 단순한 형태의 방정식으로 구할 수 있다.

$$\nabla^2 \varnothing = -1 \tag{3.16}$$

여기서, Ø는 wall scale 값을 의미한다. 벽면거리는 식 (3.17)에 의해 Wall scale로부터 계산된다.

Wall Distance =
$$-|\nabla \phi| + \sqrt{|\nabla \phi|^2 + 2\phi}$$
 (3.17)

3.2 에너지 저장에 따른 압력용기의 내부 유동장 분석

3.2.1 3D 형상 및 격자

Lab-scale 모델을 대상으로 에너지 저장에 따른 내부 변화를 확인하기 위한 수치 해석을 위해 Fig. 3.2와 같은 압력용기를 모델링하였다. 이 압력용기는 높이 1.77m, 직경 1.28m로 전체 부피는 약 2m³이며, 물이 유입되는 입구의 직경은 0.05m이다. 이는 Lab-scale 모델 실험을 위해 선정한 압력용기와 동일한 형태이다. 압력용기의 에너지 저장 과정에 따른 수치해석을 위해 ICEM-CFD를 이용하여 Fig. 3.3과 같이 격자를 생성하였으며, 격자의 형태는 Hexahedral mesh만으로 약 2,320,000 노드로 구성되었다.

THE AND OCEAN

3.2.2 경계조건

수치해석의 경계조건을 Fig. 3.4와 Table 8에 나타내었다. 물이 유입되는 입구를 포함한 압력용기의 단일 도메인에 대한 이상류 비정상상태 계산을 수행하였다. 유체는 물의 유입에 따른 공기의 압축을 구현하기 위해 물과 이상기체(공기)로 구성하였으며, 난류모델은 다단펌프의 성능해석과 동일하게 SST모델을 사용하였다. 본 해석은 유체간 접촉면의 자유표면 구현을 위해 해석 영역 전체를 하나의 속도장으로 고려하여 일정 위치에서 각 상의 속도는 동일한 것으로 가정하는 Homogeneous 모델을 사용하여 자유표면 조건을 적용하였다. 해석 영역의 25℃에서 온도변화가 없는 등온상태의 조건을 부여하였다. 그리고 Lab-scale 모델 실험을 위해 선정된 다단펌프의 Q-H곡선의 데이터를 사용하여 시간에 따라 변화하는 압력용기 내부의 압력에 맞는 유량이 유입될 수 있도록 입구에 질량 유량 조건을 부여하였다. 압력용기 내부의 유동장을 안정적으로 계산할 수 있도록 계산의 시간 간격은 0.025sec로 설정하였다. 저장 초기압력을 대기압부터 시작한 경우를 Case 1 그리고 2bar부터 에너지 저장을 시작한 경우를 Case2로 정의하였다. 계산은 입구를 통해 물을 유입시켜 목표압력인 10bar에 도달할 때까지 계산을 수행하였다.





Fig. 3.3 Generated mesh of the pressure vessel





Fig. 3.4 Boundary conditions used for CFD analysis

Table 8 Detailed boundary conditions used for calculation

Simulation type	1945 Transient			
Turbulence model	SST(Shear Stress Transport)			
Multiphase	Homogeneous model			
Heat transfer	Isothermal (25°C)			
Fluid	Water Air Ideal Gas			
Inlet condition	Mass flow rate (Q-H curve of multistage pump)			
Case 1	Charged from Atmospheric pressure			
Case 2	Charged from 2 [bar]			

3.2.3 내부 유동장 분석결과

Collection @ kmou

Case 1의 에너지 저장에 따른 수치해석 결과를 Fig. 3.5, Fig. 3.7, 그리고 Table 9에 나타내었다. 압력용기 내부의 초기 압력이 대기압 상태에서부터 시작하여 목표압력인 10bar에 도달하는 시간은 총 689s가 소요되었으며, 최종적으로 저장된 물의 체적은 1.82m³, 공기의 체적은 0.18m³로 물은 전체 체적의 91%, 공기는 9%를 차지하였다.

Case2의 에너지 저장에 따른 수치해석 결과를 Fig. 3.6, Fig. 3.8, 그리고 Table 10에 나타내었다. 압력용기 내부의 초기 압력이 2bar에서부터 시작하여 목표압력인 10bar에 도달하는 시간은 총 554s가 소요되었으며, 총 2m³의 체적 중 최종적으로 저장된 물의 체적은 1.50m³였다. 최종적으로 저장된 물의 체적은 1.50m³, 공기의 체적은 0.50m³로 물은 전체 체적의 75%, 공기는 25%를 차지하였다.

식 (3.18) ~ (3.21)을 이용하여 수치해석 결과와 수식을 통한 예측 결과의 비교하였다.

$$V_{water} = \int_{0}^{t} Q dt$$

$$V_{compressedair} = V_{total} - V_{water}$$

$$p_{1} = p_{0} \left(\frac{V_{total}}{V_{ca}} \right)$$

$$(3.18)$$

$$(3.19)$$

$$(3.20)$$

$$E_{consumed} = \int_{0}^{t} P_{shaft} dt \tag{3.21}$$

Fig. 3.5과 Fig. 3.6에서는 시간변화에 따른 압력용기 내부의 압력과 저장되는 물의 체적변화를 그래프로 나타내었다. Fig. 3.5에서 보이는 바와 같이 수식을 통한 에너지 저장과정에 대한 예측 결과와 수치해석 결과가 거의 일치하는 것을 볼 수 있으며, 두 경우 모두 압력용기의 내부 압력은 낮은 압력구간에서는 완만히 상승하다 높은 압력구간으로 갈수록 시간에 따른 압력의 상승폭이 증가하는 것을 확인하였으며, Casel의 해석결과에서 Case2보다 높은 압력구간에서 상대적으로 보다 급격하게 증가하는 그래프를 가지는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 3.7과 Fig. 3.8에서는 압력용기 내부압력이 각각 4, 6, 8, 10bar에 도달하는 시점에서의 압력용기 내부에 저장된 물의 체적율을 그림으로 나타낸 것이며, 내부압력 변화에 따른 저장된 물의 저장상태를 Table 9와 Table 10에 보다 상세히 나타내었다. Casel과 Case2 모두 내부압력이 초기압력에서 1bar만큼 증가하는 동안에 저장되는 물의 양 중 가장 많은 양이 저장되었으며, 압력이 증가함에 따라 저장되는 물의 체적은 점차 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 차이들은 시작한 Casel의 경우 초기압력과 목표압력과의 차이가 Case2에 비해 크기 때문에 압력용기 내부의 공기가 보다 압축되며 저장되는 물의 양은 증가하게 된다.







(b) Water volume

Fig. 3.5 Pressure and water volume variation in pressure vessel during the charging process of case 1



(b) Water volume

Fig. 3.6 Pressure and water volume variation in pressure vessel during the charging process of case 2



Fig. 3.7 Water volume fraction at different internal pressure conditions of case 1



Fig. 3.8 Water volume fraction at different internal pressure conditions of case 2

Internal pressure	Stored V_w	Volume fraction	
[bar]	[m ³]	[%]	
from 0 to 1	0.994	54.7	
from 1 to 2	0.334	18.4	
from 2 to 3	0.168	9.3	
from 3 to 4	0.102	5.6	
from 4 to 5	0.067	3.7	
from 5 to 6	0.048	2.6	
from 6 to 7	0.037	2	
from 7 to 8	0.027	1.5	
from 8 to 9	0.023	1.2	
from 9 to 10	0.017	1	

Table 9 Detail values of the stored water volume in pressure vessel of case 1

Table 10 Detail values of the stored water volume in pressure vessel of case 2

Internal pressure	Stored V_w	Volume fraction	
[bar]	1 [m ³]	[%]	
from 2 to 3	0.168	35.0	
from 3 to 4	0.102	20.8	
from 4 to 5	0.067	13.7	
from 5 to 6	0.048	9.7	
from 6 to 7	0.037	7.2	
from 7 to 8	0.027	5.5	
from 8 to 9	0.023	4.4	
from 9 to 10	0.017	3.6	

3.3 에너지 방출에 따른 압력용기의 내부 유동장 분석

3.3.1 3D 형상 및 격자

Lab-scale 모델을 대상으로 에너지 방출에 따른 압력용기의 내부 변화를 확인하기 위해 에너지 저장에 따른 압력용기의 내부 유동장 분석에서 사용된 압력용기의 3차원 형상과 격자를 동일하게 적용하였다. 그리고 계산 초기에 급격한 유동장 변화로 인한 계산 오류 등을 방지하고자 출구부에 약 1.8m길이의 관을 추가하여 ICEM-CFD를 사용하여 추가된 관의 격자를 생성하였으며, 기존의 압력용기 격자를 포함하여 전체 격자는 약 2,690,000노드로 구성하였다.

THE AND OCEAN

3.3.2 경계조건

Collection @ kmou

에너지 방출에 따른 압력용기의 내부 유동장 분석을 위한 경계조건을 Fig. 3.9와 Table 11에 나타내었다. 이상류 비정상상태 계산을 수행하였으며, 압력용기 내부의 유동장을 안정적으로 계산할 수 있도록 계산의 시간 간격은 0.025s로 설정하여 0.2s 간격으로 계산결과를 저장하였다. 사용된 유체는 물과 이상기체(공기)로 구성하였으며, 난류모델은 SST모델을 사용하였다. Homogeneous모델을 이용한 자유표면 조건과 25℃ 등온조건을 부여하였다.

본 수치해석에서는 압력용기의 출구에서 일정한 압력 또는 유량으로 에너지가 방출되도록 압력조건을 부여한 경우를 Case 1-1 (0.1bar), Case 1-2 (0.25bar), Case 1-3 (0.5bar)으로 정의하였으며, 출구에 유량조건을 부여한 경우를 Case 2-1 (18m³/h), Case 2-2 (27m³/h), Case 2-3 (36m³/h)으로 정의하였다.

10bar로 압축된 공기와 물로 저장된 상태의 압력용기 구현을 위해 앞의 3.2절에서 수행한 수치해석의 Case2 결과를 본 해석의 초기조건으로 사용하였으며, 모든 케이스는 압력용기 내부에 저장된 물이 완전 방출되는 시점까지 계산을 수행하였다.



 1945

 Table 11 Detailed boundary conditions used for calculation

Simulation type	Transient				
Turbulence model	SST(Shear Stress Transport)				
Multiphase	Homogeneous model				
Heat transfer	Isothermal (25°C)				
Eluid	Water				
riulu	Air Ideal Gas				
	Average static	Case 1-1	0.1		
	pressure	Case 1-2	0.25		
Outlat condition	[bar]	Case 1-3	0.5		
Outlet condition	Flow rate	Case 2-1	18		
	International fraction of the second	Case 2-2	27		
	[111 / [1]	Case 2-3	36		



3.3.3 내부 유동장 분석결과

에너지 방출과정에서 압력용기의 출구부에서 토출되는 압력과 유량을 변화시켜 그에 따른 압력용기 내부의 유동장을 분석하였다. 출구에 압력조건을 부여한 Case 1-1, Case 1-2, Case 1-3의 내부 압력과 유량 변화를 Fig. 3.10에서 보이며, Fig. 3.11은 에너지 방출과정에서의 압력용기 내부압력이 약 1.5bar에서 저장된 물이 완전 배출되어 에너지 방출과정이 완료되었으며, 출구의 토출압력이 높을수록 에너지 방출과정 시간은 줄어들었다. Case 1-3이 약 115s로 가장 짧은 방출시간을 가졌으며, Case 1-1에서 약 216s로 가장 긴 방출시간을 가졌다. 압력용기 로부터 토출되는 유량은 초기에 압력용기 내부 압력이 높은 상태에서는 많은 유량이 토출되나, 압력용기 내부에 저장된 물의 양이 감소하여 압력이 낮아짐에 따라 토출되는 유량은 점차 감소함을 보인다. 출구의 토출압력별 압력용기 내부 변화를 Fig. 3.12, Fig. 3.13 그리고 Fig. 3.14에 나타내었다. 에너지 방출과정에서 출구의 토출압력은 달라지더라도 각 대부압력에서 남아있는 물의 체적에는 큰 차이가 없었으며, 출구의 토출압력에 따라 배출되는 유량의 차이로 인해 각 내부압력에 도달하는 시간만이 차이를 보였다.

출구에 유량조건을 부여한 Case 2-1, Case 2-2, Case 2-3의 내부 압력과 유량 변화를 Fig. 3.15에서 보인다. 각 케이스별로 저장된 물이 토출됨에 따라 발생하는 내부의 물과 압축공기의 체적 변화를 Fig. 3.16에서 보인다. 출구부의 압력을 고정시킨 케이스들과 마찬가지로 압력용기의 내부압력이 약 1.5bar까지 감소하였을 때, 저장된 물이 완전 배출되어 에너지 방출과정이 완료되었다. 출구에서 토출되는 유량이 많을수록 에너지 방출시간은 줄어들었으며, 3개의 케이스들 중 제일 낮은 유량조건인 Case 2-1에서 약 310s로 가장 긴 방출시간을 가졌다. 출구부에 고정된 유량조건을 부여하였기 때문에 압력용기의 내부 압력변화에도 토출유량은 일정하게 유지되는 것을 확인할 수 있다. Fig. 3.17, Fig. 3.18 그리고 Fig. 3.19에서는 각 케이스별 압력용기 내부 변화를 나타내었다. 출구부의 압력을 고정시킨 케이스들과 마찬가지로 각 내부압력에 도달하는 시간만이 차이를 보였다. 이는 온도변화가 없는 등온상태의 밀폐된 상태로 외부로의 에너지 손실은 없으므로 압력용기의 내부압력은 저장된 물의 체적에 의해 결정된다.



(b) Flow rate

Fig. 3.10 Internal pressure and flow rate variation during discharging process of Case 1 $\,$



(b) Case 1-2



Fig. 3.11 Volume variation of compressed air and water in the pressure vessel during discharging process of Case 1





Fig. 3.12 Water volume fraction in pressure vessel during discharging process of Case 1-1


Fig. 3.13 Water volume fraction in pressure vessel during discharging process of Case 1-2



Fig. 3.14 Water volume fraction in pressure vessel during discharging process of Case 1-3



(b) Flow rate

Fig. 3.15 Internal pressure and flow rate variation during discharging process of Case 2



(b) Case 2-2



Fig. 3.16 Volume variation of compressed air and water in the pressure vessel during discharging process of Case 2



Fig. 3.17 Water volume fraction in pressure vessel during discharging process of Case 2-1



Fig. 3.18 Water volume fraction in pressure vessel during discharging process of Case 2-2



Fig. 3.19 Water volume fraction in pressure vessel during discharging process of Case 2-3

3.4 에너지 저장용 펌프의 성능해석

3.4.1 3D 형상 및 격자

본 연구에서는 기계적 Hybrid 에너지저장장치의 펌프 운전방법에 따른 에너지 저장과정을 비교하기 위해 우선적으로 Fig. 3.20에서 보이는 기보유한 모델링된 고양정의 소형 다단펌프를 대상으로 CFD를 통해 회전수 변화에 따른 성능해석 수행 하였으며, 이를 통해 회전수별 양정, 동력, 효율곡선을 획득하고자 하였다. 이 다단펌프의 사양은 유량 1.2~5.5m³/h, 최대 양정 120m, 정격회전수 3,400 rev/min이며, 총 9개의 단으로 이루어진 다단펌프이다. Fig. 3.21은 다단펌프의 회전수 변화에 따른 성능해석을 위해 ICEM-CFD를 통해 생성한 임펠러와 안내깃 그리고 케이싱의 격자 분포이다. 격자 형태는 Tetra-prism으로 총 9개의 단 중 1개의 단에 대해 격자를 생성하였으며, 전체 격자수는 약 3,300,000 노드로 구성되었다.

3.4.2 경계조건

Fig. 3.22와 Table 12에는 수행된 수치해석의 경계조건을 나타내고 있다. 다단펌프의 모든 단을 고려하여 계산을 수행하기에는 약 29,700,000 노드로 상당히 많은 수의 격자에 대한 계산이로 현실적으로 무리가 있어 전체 도메인은 다단펌프의 1개의 단을 대상으로 입출구와 안내깃을 포함하는 2개의 정지된 도메인과 임펠러 부분의 회전하는 도메인으로 구성하였다. 모든 계산은 단상류 정상상태 계산을 수행하였으며, 난류모델은 SST(Shear Stress Transport)모델을 적용하였다. 정격회전수 3,400rev/min가 포함된 2,800 ~ 4,000rev/min범위에서 200rev/min씩 변화시켜 총 7개의 값을 회전 도메인의 경계조건으로 부여하였으며, 그 외의 도메인은 정지조건을 부여하였다. 입구에는 대기압에 해당하는 압력조건을 부여하였으며, 출구에는 대기압부터 12bar범위에서 1bar씩 증가시켜 총 13개의 압력 값을 경계조건으로 부여하였다. 그리고 정지된 도메인과 회전하는 도메인을 연결하기 위한 조건으로 제어체적의 평균값을 다른 면의 제어체적으로 보간되는 방식의 frozen rotor 경계조건을 적용하였다.



Fig. 3.21 Generated mesh of the pump components





Fig. 3.22 Computational domain of a single stage of multistage pump

Simulation type	Steady state
Turbulence model	SST(Shear Stress Transport)
Fluid	1945 Water at 25°C
Rotational speed	2,800 ~ 4,000 rev/min
Inlet condition	Total pressure = 0[Pa] (= Atmospheric pressure)
Outlet condition	Average static pressure = 0 ~ 12[bar]
Domain interface	Frozen rotor



3.2.3 성능해석결과

다단펌프의 양정, 축동력, 수동력 그리고 효율을 계산하기 위해 아래 식 (3.22) ~ (3.25)을 사용하였다. 펌프의 효율은 축동력에 대한 수동력의 비로 식 (3.22)와 같이 표현되며, 수동력은 식 (3.23)과 같이 유량 Q, 물의 밀도 ρ, 중력가속도 g, 전양정 H_t 로 표현된다. 식 (3.24)와 같이 축동력은 임펠러의 토크 T와 회전수를 각속도로 환산한 ω로 표현된다. 그리고 전양정은 펌프의 입구전압 $p_{t_{inlet}}$, 출구전압 $p_{t_{outlet}}$, 물의 밀도 ρ, 중력가속도 g로 식 (3.25)와 같이 표현된다.

$\eta_{pump} = \frac{P_{hydraulic}}{P_{shaft}}$	(3.22)
$P_{hydraulic} = \rho \times g \times H_t \times Q$	(3.23)
$P_{shaft} = T \times \omega$	(3.24)
$H_{t} = \frac{\left p_{t_{inlet}} - p_{t_{outlet}} \right }{\rho \times g}$	(3.25)

Fig. 3.23은 CFD를 통한 다단펌프의 회전수 변화에 따른 성능해석을 통해 얻어진 전양정, 축동력, 효율곡선을 나타낸 것이다. 회전수가 증가함에 따라 펌프의 양정과 유량은 모두 증가하며, 축동력은 회전수 변화에 따라 점차 큰 폭으로 증가하였다. 그리고 효율곡선에서 회전수가 증가할수록 높은 유량에서 최고효율을 보이며, 가장 낮은 회전수인 2,800rev/min의 경우를 제외한 나머지 회전수에서의 최고효율은 35 ~ 38%로 큰 차이는 보이지 않았다. 그리고 가장 낮은 회전수인 2,800rev/min의 경우 펌프의 운전영역을 벗어나 다른 회전수에 비해 양정, 유량, 효율이 낮은 것을 확인할 수 있다.







Fig. 3.23 Performance curves of the multistage pump under different rotational speed

3.2.4 에너지 저장 과정에서의 에너지 소모량 비교

본 절에서는 다단펌프의 회전수 변화에 따른 성능해석에서 얻어진 회전수별 펌프의 양정, 축동력, 효율 결과와 수식을 이용하여 정속운전과 가변속운전에 따른 에너지 저장과정에서의 에너지 소모량과 내부변화를 비교하였다. 모든 과정은 등온상태로 체적 lm³의 정방형태의 압력용기 내부에 초기에는 완전 비워져 대기압의 공기로만 채워진 상태에서 시작하여 최종에는 물과 10bar의 압력으로 압축된 공기가 저장되는 것으로 가정하였다. 정속운전은 3,400rev/min의 결과를 사용하였으며, 가변속운전은 3,200 ~ 4,000rev/min의 결과를 사용하였으며, 에너지 저장에 따른 결과 비교를 위해 사용된 수식은 아래의 식 (3.26) ~ (3.30)과 같다.

$$V_{compressedair} = V_{total} - \int_{0}^{t} Qdt$$

$$p_{1} = p_{0} \left(\frac{V_{total}}{V_{compressedair}} \right)$$

$$H = \frac{p_{1} - p_{0}}{\rho \times g}$$

$$h = \frac{V_{total} - V_{compressedair}}{A}$$

$$(3.26)$$

$$(3.27)$$

$$(3.28)$$

$$(3.28)$$

$$(3.29)$$

$$E_{consumed} = \int_{0}^{t} P_{shaft} dt$$
(3.30)

압력용기의 내부압력 변화에 따라 유량이 변하며, 이를 적용하기 위해 수치해석 결과들 사이에 비어있는 데이터는 선형보간하였다. 그리고 가변속운전의 경우 회전수의 최고 효율점을 따라가도록 하였으며, 회전수의 최고 효율점을 지나게 되면 보다 높은 회전수의 데이터를 적용하였다. Fig. 3.24의 (a)는 에너지 저장과정 동안의 밀폐된 압력용기로 유입된 유량이며, (b)는 압력용기 내부의 공기 압력을 양정 값으로 나타낸 것이다. 그리고 Fig. 3.25의 (a)는 정방형태의 압력용기에 저장된 물의 높이이며, (b)는 에너지 저장과정 동안 소모된 에너지량을 그래프로 나타낸 것이다. 펌프의 정속운전을

통한 에너지 저장과정에서 물을 저장하기 시작하여 514s까지는 압력용기로 일정한 유량이 유입되며, 이후 3bar이상부터 목표압력인 10bar에 도달할 때까지 유량은 점차 감소하며 633s에 목표압력에 도달하는 것을 확인하였다. 가변속운전을 통한 에너지 저장과정에서 회전수 4,000rev/min의 데이터는 사용되지 않았으며, 에너지 저장을 시작하여 544s 까지는 3,200rev/min으로 동일한 회전수로 운전되어 일정한 유량이 압력용기로 유입되며, 이후 유량이 점차 감소하다가 700s부터 펌프의 회전수가 점차 증가하여 722s에 목표압력인 10bar에 도달함을 확인하였다.

가변속운전이 목표압력에 도달하여 에너지 저장이 완료되는 시간은 정속운전 대비 약 23%의 시간이 더 소요되었으나, 에너지 저장과정동안 소모된 에너지양은 정속운전 대비 약 18% 더 적게 소모하였다. 소모한 에너지양만을 비교해보면 가변속운전이 정속 운전보다는 보다 효율적일 것으로 보이며, 이 결과는 1m³/s의 압력용기를 대상으로 예측한 결과로 장치의 저장용량이 증가할수록 펌프의 운전방법에 따라 에너지 소모량의 차이가 더욱 크게 발생할 것으로 예상된다.







Fig. 3.24 Comparison of flow rate, head during the charging process by variable and rated pump speed



Fig. 3.25 Comparison of water height and consumed energy during the charging process by variable and rated pump speed

제 4 장 기계적 Hybrid ESS의 Lab-scale모델 실험

4.1 실험장치

기계적 Hybrid 에너지 저장 장치의 Lab-scale 모델 실험을 위한 장치의 개략도와 장치가 설치된 모습을 Fig. 4.1과 Fig. 4.2에서 보인다. 이 장치는 크게 압력용기, 수조, 에너지 저장과 방출라인으로 구성되어있다. 에너지 저장 라인에는 수조에서부터 압력용기에 물을 저장하기 위한 소형 다단펌프, 유체의 역류를 막기 위한 체크밸브, 유입되는 유량을 계측하기 위한 전자 유량계, 유체의 흐름 개폐를 위한 게이트 밸브 순으로 설치되어 있으며, 에너지 저장 라인의 말단에는 압력측정을 위한 압력공이 위치해 있다. 그리고 에너지 방출 라인에는 압력 용기로부터 게이트 밸브, 수차 대신 설치된 감압밸브, 전자 유량계 순으로 설치되어 있으며, 압력측정을 위한 압력공은 감압밸브 전단과 후단에 위치해 있다.

모델 실험 장치의 주요 구성요소 중 압력용기는 저장용량 2 m³, 최대 허용압력 10 bar의 사양을 가지고 있으며, 압력용기에 물을 저장하여 10bar의 압력까지 가압하여 에너지를 저장할 수 있도록 유량 0.11m³/s, 전양정 118m, 출력 3.73 kW의 사양을 가진 입형다단펌프를 사용하였다. 그리고 장치의 크기 문제로 수차 대신 설치된 감압밸브는 10:1의 전·후단 감압비를 가지는 밸브이며, 물과 공기 모두에서 사용가능하다.

4.2 계측시스템

Fig. 4.3의 (a) ~ (d)와 같이 Lab-scale모델실험에는 각 2개의 압력센서와 전자 유량계가 사용되었으며, 데이터 로거를 통해 센서와 유량계를 통해 얻어진 시계열 데이터를 기록하였다. Fig 4.3 (a)의 압력센서 I은 0~10bar의 압력 범위를 계측할 수 있는 장비로 에너지 저장 라인에서의 압력과 방출 라인에 위치한 감압밸브 전단에서의 압력을 측정하기 위해 사용되었다. 그리고 감압밸브 후단에서의 압력 측정을 위해 Fig. 4.3 (a)의 압력센서 II를 사용하였으며, 이 센서는 ±1atm의 압력계측 범위를 가지고 있다. 마지막으로 2개의 전자 유량계는 최대 70.7m³/h의 유량까지 측정가능한 장비로 에너지 저장과 방출과정에서의 유량을 측정하기 위해 사용되었다.





Fig. 4.1 Schematics of lab-scale mechanical hybrid ESS



Fig. 4.2 Installed mechanical hybrid ESS





(a) Pressure sensor I (left) and Pressure sensor II (right)



(b) Electromagnetic flowmeter

(c) Data logger

Fig. 4.3 Measurement devices used for the experiment



4.3 실험결과

기계적 Hybrid 에너지 저장 장치의 Lab-scale 모델에 대한 에너지 저장과 방출에 따른 실험을 수행하였다. 에너지 저장 과정 실험을 위한 라인은 Fig. 4.4의 (a)와 같이 구성되어 있으며, 실험은 방출 라인의 밸브를 닫은 상태에서 다단펌프를 구동시켜 비어있는 압력용기 내부에 물을 계속 유입시켜 압력용기 내부의 압력이 10bar에 도달할 때까지 실험을 진행하였다. 이를 통해 얻어진 시간에 따른 압력용기 내부의 압력과 유입되는 물의 유량변화를 Fig. 4.5에서 보인다. 압력용기의 압력은 내부에 선충전된 2bar에서부터 시작하여 목표압력인 10bar에 도달할 때까지 약 520s가 소요되었다. 목표압력에 도달한 시점의 압력용기 내부에 저장된 물의 총 체적은 1.43 m³였으며, 이를 에너지양으로 환산하면 약 813kJ의 에너지가 저장된 것이다.

Fig. 4.4의 (b)와 같이 에너지 방출과정 실험을 위한 라인이 구성되어 있으며, 실험은 압력용기 내부에 10bar의 압축공기와 물이 저장되어 있는 상태에서 방출 라인의 밸브만을 열어 출구단의 압력이 약 0.1bar로 설정된 감압밸브로 물을 방출하여 압력 용기 내부에 저장된 에너지가 완전히 방출될 때까지 실험을 수행하였다. Fig. 4.6에서는 감압밸브 전단과 후단에서 측정한 시간에 따른 압력 변화를 나타낸 것이다. 감압밸브 후단의 압력은 약 0.1bar로 비교적 일정하게 유지되어 배출되는 것을 확인하였으며, 압력용기의 내부 압력이 10bar에서부터 시작하여 내부에 저장된 에너지가 방출됨에 따라 압력이 감소하여 초기상태로 돌아오는데 약 185s의 시간이 소요되었다.

에너지 저장시간에 비해 상당히 짧은 시간에 압력용기 내부의 에너지의 방출이 완료되었으며, 이는 압력용기 내부에서 에너지 저장과 방출에 따라 발생하는 압력 변화는 내부에 저장된 물의 체적에 따라 변하기 때문에 압력을 제어하는 것보다는 유량을 제어하는 것이 보다 효율적으로 에너지를 방출하는 방법일 것으로 생각된다.



(b) Discharging line

Fig. 4.4 Detail views of the experiment loop



(b) Flow rate of multistage pump

Fig. 4.5 Internal pressure and flow rate variation during charging process



(b) Outlet pressure of the pressure reduction valve



제 5 장 수중부유식 기계적 Hybrid ESS

5.1 장치의 구조와 개념

기계적 Hybrid 에너지저장장치는 압력용기에 에너지를 저장함에 따라 압력용기의 내외부에서 발생하는 압력차가 증가하며, 압력용기는 이러한 압력차를 견딜 수 있도록 설계 제작되어야 한다. 고압으로 대용량의 에너지를 저장할 경우, 구조적인 안정성의 문제와 압력용기를 제작하는데 있어 현실적으로 어려움이 있다. 본 장에서는 이러한 문제들을 해결할 수 있는 방안으로 Fig. 5.1, Fig. 5.2와 같이 에너지를 저장하는 압력용기를 수중에 위치시킴으로서 외부의 수압에 의하여 압력용기 내부의 압력이 상쇄되어 내외부의 압력차를 최소화시킬 수 있는 구조를 가진 수중부유식 기계적 Hybrid 에너지 저장장치를 제안하였다.

Fig. 5.1에서 보이는 장치는 에너지 저장과 방출에 상관없이 압력용기가 수중의 바닥면에 계류되어 고정된 일정수심에 위치한다. 공기압축기와 배출밸브가 추가로 설치되어 에너지 저장 시에는 배출밸브를 통해 압력용기에 저장되는 물의 양만큼 내부의 공기를 배출시켜 증가하는 내부압력을 감소시키며, 에너지 방출 시에는 공기압축기를 사용하여 압력용기에서 방출되는 물의 양만큼 압축공기를 공급하여 내외부 압력차를 최소화시킨다. 그러나 일정수심에 고정되어 있는 상태에서 저장된 물을 방출시키게 되면 무게가 감소하여 부력이 증가하여 계류선에 큰 장력이 발생하며, 내외부 압력차를 최소화하기 위해서는 추가적인 에너지를 소모해야한다.

Fig. 5.2의 장치는 압력용기가 수중 바닥면에 계류되어 에너지 저장과 방출에 따라 압력용기가 위치하는 수심이 이동할 수 있는 구조이다. 에너지 저장 시에는 압력용기 내부에 물이 저장됨에 따라 무게가 증가하여 가라앉아 깊은 수심에 위치하게 되며, 에너지 방출 시에는 저장된 물을 방출함에 따라 무게가 감소하여 깊은 수심에 위치하였던 압력용기가 떠올라 얕은 수심에 위치하게 된다. 이와 같이 에너지 저장과 방출에 따라 압력용기의 무게에 증감이 발생하며, 내부압력이 변화함에 따라 위치 수심이 자연스럽게 이동하여 내외부 압력차를 최소화시킨다. 그러나 에너지 저장과 방출에 따라 발생하는 압력용기의 수심 변화를 제어하는데 상당한 기술력이 필요하다.





(a) Discharging process





(a) Discharging process

Fig. 5.2 Vertically movable configuration of submerged floating type mechanical hybrid ESS according to its internal state

5.2 위치하는 수심 변화에 따른 압력용기의 크기 추산

압력용기의 내부압력 변화에 따라 수심이 변하는 형태인 Fig. 5.2의 수중부유식 기계적 Hybrid 에너지 저장장치를 대상으로 압력용기의 크기를 추산하였다. 앞의 2.2절에서와 같은 방법으로 압력용기의 크기를 계산하였으며, 모든 계산은 t = 1hr, $P_{turbine} = 100kW$ 로 동일한 에너지양을 저장하며 온도변화는 발생하지 않는다는 전제하에 계산하였다. p_0 는 저장 전 압력용기의 내부압력이며, p_1 은 저장이 완료된 후의 내부압력이다. p_0 (10 ~ 60bar)와 p_1 (70 ~ 100bar)의 값을 변화시켜 압축된 공기의 체적, 저장된 물의 체적 그리고 전체 압력 용기의 체적을 계산하였다.

Fig. 5.3에는 각 목표압력별로 초기압력 po의 값이 변화함에 따라 계산된 압력용기의 크기를 보인다. 저장이 완료된 후의 내부압력인 p1이 증가할수록 전체적인 체적 값은 감소한다. 저장 전 내부압력인 pol 10bar에서는 물의 체적이 높고 공기의 체적이 낮은 저장 상태를 가지며, p_0 의 값이 증가할수록 물의 체적은 감소하고 공기의 체적이 증가한다. 그리고 p_0 의 값이 40 ~ 50bar 이상에서는 공기의 체적이 높고 물의 체적이 낮은 저장 상태를 가진다. p_0 의 값이 증가함에 따라 감소하던 전체 체적은 p_0 와 p_1 의 값 차이가 줄어들어 공기의 체적이 물의 체적보다 커지게 되면 전체 체적은 다시 증가하는 것을 볼 수 있다. 모든 경우들 p_0 = 40bar, p_1 = 100bar에서 V_{ca} = 39.5 m^3 , V_w = 57.8m³, V_{total} = 97.4m³으로 가장 작은 압력용기의 크기를 가졌다. 이 결과와의 비교를 위해 Fig. 5.4에는 육상에 설치하는 경우로 p_0 을 대기압으로 설정하고 p_1 을 10 ~ 100bar까지 변화함에 따라 계산된 압력용기의 크기를 나타내었다. p_1 = 100bar에서 압력용기의 전체 체적은 456.7m³로 가장 작은 압력용기의 크기를 가졌으며, 가장 작은 압력용기의 크기를 가지는 경우만을 비교하면 육상 설치대비 수중에 설치할 경우 압력용기의 크기를 약 1/5까지 줄일 수 있을 것이다. 이와 같이 기계적 Hybrid 에너지저장장치를 수중에 설치하여 운용할시 수압에 의한 압력용기의 안전성 확보와 크기 감소 등의 이점을 취할 수 있으나, 실제 수중에서는 물의 흐름이 존재하며 이를 고려한 구조적 안정성에 대한 연구가 필요하다.



(b) p_1 = 80bar



Fig. 5.3 Estimation of pressure vessel size under different initial and target pressures



Fig. 5.4 Estimation of pressure vessel size under fixed initial and different target pressures

제 6 장 결론

본 연구에서는 양수발전과 압축공기에너지저장 기술을 이용한 기계적 Hybrid 에너지 저장장치의 Lab-scale 모델을 설계하여 CFD를 이용한 수치해석과 모델실험을 통해 에너지저장장치로서의 원리 검증과 그 특성을 분석하였으며, 그에 따른 연구 결과를 다음과 같이 요약하였다.

(1) Lab-scale 모델의 압력용기를 대상으로 에너지 저장에 따른 내부 변화를 확인 하고자 초기 압력을 달리하여 비정상상태의 CFD 해석을 수행하였다. 총 2m³의 체적 중 대기압 상태에서 에너지를 저장한 경우, 최종적으로 저장된 물은 전체체적의 약 91%였으며, 2bar에서부터 에너지를 저장한 경우는 전체체적 중 약 75%의 물이 저장 되었다. 시간변화에 따라 두 경우 모두 압력용기의 내부 압력은 낮은 압력구간에서는 완만히 상승하다 높은 압력구간으로 갈수록 시간에 따른 압력의 상승폭이 증가하는 것을 확인하였다.

(2) CFD를 통해 에너지 방출에 따른 압력용기의 내부변화를 확인하고자 동일한 에너지가 저장된 상태의 Lab-scale 압력용기를 대상으로 출구를 통해 배출되는 물의 유량 및 압력 변화에 따른 비정상상태 계산을 수행하였다. 출구의 압력만을 제어한 계산에서는 토출압력이 낮을수록 압력용기로부터 방출되는 물의 유량이 작아 저장된 에너지가 완전 방출되기까지의 시간이 증가하였다. 출구의 유량만을 제어한 계산에서도 마찬가지로 토출되는 유량이 작을수록 방출시간은 증가하였다.

(3) 기계적 Hybrid 에너지 저장장치의 Lab-scale 모델에 대한 에너지 저장과 방출에 따른 실험을 수행하였다. 압력용기 내부에 다단펌프를 통해 목표압력인 10bar까지 물을 저장하여 에너지 저장과정에 대한 실험은 실시하였으며, 목표 압력에 도달하는데 약 520s가 소요 되었으며, 1.43m³의 물이 저장되었다. 그리고 감압밸브를 통해 토출되는 압력을 0.1bar로 설정하여 에너지 방출과정에 대한 실험을 실시하였으며, 에너지의 완전 방출까지 약 185s의 시간이 소요되었다. 외부로의 에너지 손실이 크지 않으면 압력 용기의 내부압력은 저장된 물의 양에 따라 결정되므로 에너지를 방출하는데 있어 압력보다는 유량을 제어하는 것이 보다 효과적일 것으로 보인다.



(4) 효율적인 에너지 저장방법을 찾고자 우선 펌프의 회전수별 양정, 출력, 효율 데이터를 확보하기 위한 CFD를 통해 다단펌프의 회전수 변화에 따른 성능해석을 수행하였다. 회전수가 증가함에 따라 펌프의 양정과 유량은 증가하였으며, 출력은 회전수 변화에 따라 점차 큰 폭으로 증가하였다. 효율곡선에서는 회전수가 증가할수록 높은 유량에서 최고 효율을 보이며, 수행한 수치해석 조건들 중 가장 낮은 회전수인 2,800rev/min의 경우를 제외한 나머지 회전수의 효율 곡선에서 최고 효율은 35~38%로 큰 효율 차이는 보이지 않았다. 수행된 CFD를 통한 다단펌프의 회전수 변화에 따른 성능해석을 통해 얻어진 펌프의 회전수별 유량, 양정 그리고 동력 데이터를 이용하여 수식을 통해 펌프의 정속과 가변속 운전에 따른 에너지 저장과정을 비교하였다. 이 때, 온도는 등온상태에서 동일체적에 에너지를 저장하여 10bar의 목표압력에 도달한다고 가정하였다. 가변속 운전일 경우 목표압력에 도달하여 에너지 저장이 완료되는 시간은 정속운전 대비 약 23%의 시간이 더 소요되었으며, 에너지 저장과정동안 다단펌프의 운전을 통해 소모된 에너지양은 정속운전 대비 약 18% 더 적게 소모하였다.

(6) 기계적 Hybrid 에너지저장장치는 에너지를 저장함에 따라 압력용기의 내외부에서 압력차가 발생하며, 고압으로 대용량의 에너지를 저장할 경우, 구조적인 안정성의 문제와 압력용기를 제작하는데 있어 현실적인 어려움을 가진다. 이러한 문제들을 해결할 수 있는 방안으로 수중부유식 기계적 Hybrid 에너지 저장장치를 제안하였으며, 에너지를 저장하는 압력용기를 수중에 위치시킴으로서 외부의 수압으로 인하여 압력 용기 내외부의 압력차를 최소화시킬 수 있는 구조를 가지고 있다. 이러한 수중부유식 기계적 Hybrid 에너지 저장장치의 위치 수심변화에 따른 압력용기의 크기를 수식을 통해 추산하였으며, 가장 작은 압력용기의 크기는 초기압력 40bar, 저장압력 100bar에서 97.4m³였으며, 이는 육상설치 대비 약 20%의 크기이다. 이와 같이 수중에 설치하면 수압에 의한 압력용기의 안전성 확보와 크기 감소 등의 이점을 취할 수 있으나, 실제 수중에서는 물의 흐름이 존재하며 이를 고려한 구조적 안정성에 대한 연구가 필요하다.

참고문헌

강성삼, 김성도, 김진구, 최상호, 2005. 유체기계. ㈜북스힐.

윤준호, 2014. 에너지저장시스템(ESS) 현황

이성인, 조경연, 2014. 최근 주요국의 ESS 추진 현황과 시사점

이영호, 이연원, 윤정인, 1999. 유체기계. 태훈출판사.

이철형, 박완순, 2005. 소수력발전기술, 기계저널, 10월호, pp. 39~44

조철희 등, 2016. 해양에너지공학. 효성문화사.

지식경제부, 2011. 에너지저장 기술개발 및 산업화 전략

ANSYS CFX, 2010. ANSYS-CFX13 Manual. ANSYS.

ANSYS ICEM, 2010. ANSYS ICEM CFD 13 Manual. ANSYS.

Beaudin, M., Zareipour, H., Schellenberglabe, A., & Rosehart, W., 2010. Energy storage for mitigating the variability of renewable electricity sources: An updated review, Energy for Sustainable Development, vol. 14, pp. 302~314

Commission of the European communities, 1998, LAYMAN' S HANDBOOK ON HOW TO DEVELOP A SMALL HYDRO SITE, Commission of the European communities

Deane. J.P., Gallachóir. B.P.Ó., & McKeogh. E.J., 2010. Techno-economic review of existing and new pumped hydro energy storage plant, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, pp. 1293~1302

Ibrahim, H., Ilinca, A., & Perron, J., 2007. Energy storage systems – Characteristics and comparisons, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 12, pp. 1221~1250

Kanakasabapathy. P., 2013. Economic impact of pumped storage power plant on social welfare of electricity market, International Journal of Electrical Power and Energy Systems, vol. 45, pp. 187~193



Kamali, S.K. et al., 2013. Emergence of energy storage technologies as the solution for reliable operation of smart power systems: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 25, pp. 135~165

Kim. H.M. at al, 2011. Exploring the concept of compressed air energy storage(CAES) in lined rock caverns at shallow depth: A modeling study of air tightness and energy balance, Applied Energy, vol. 92, pp. 653~667

Kousksou, T. et al., 2014. Energy storage: Applications and challenges, Solar Energy Materials & Solar Cells, vol. 120, pp. 59~80

Park, J.H., Kim, C.G., & Lee, Y.H., 2015. Efficient energy storage method by multistage pump of the energy storage system using CFD, International journal of energy research, vol. 40, pp. 658~691

Park, J.H., Kim, C.G., & Lee, Y.H., 2015. CFD Analysis of Flow Field in the Pressure Tank for ESS during the Charging Process. Asis-Pacific Forum on Renewable Energy.

Rutqvist. J. et al, 2012. Modeling of coupled thermodynamic and geomechanical performance of underground compressed air energy storage in line rock caverns, International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences, vol. 52, pp. 71~81

Sumdararagavan. S., & Baker. E., 2012. Evaluating energy storage technologies for wind power integration, Solar Energy, vol. 86, pp. 2707~2717

Taylor, P.G., Bolton, R., Stone, D., & Upham, P., 2013. Developing pathways for energy storage in the UK using a coevolutionary framework, Eenrgy Policy, vol. 63. pp. 230~243

Tan, X., Li, Q., & Wand, H., 2013. Advances and trends of energy storage technology in Microgrid, Electrical Power and Energy Systems, vol. 44, pp. 179~191


Yin, J.L., Wang, D.Z., Kim, Y.T., & Lee, Y.H., 2013. A hybrid energy storage system using pump compressed air and micro-hydro turbine, Renewable energy, vol. 65, pp. 117~122

Zhao, H. et al., 2015. Review of energy storage system for wind power integration support, Applied Energy, vol. 137, pp. 545~553

Huang, P., Wang, Q., Li, K., Ping, P., Sun, J., 2015, The combustion behavior of large scale lithium titanate battery, [Online] (Updated 14 January 2015) Available at: http://doi.org/10.1038/srep07788 [Accessed 2017]

Beacon Power company [Online]

Available at: http://beaconpower.com/ [Accessed 2015]

Bexel company [Online]

Available at: http://www.bexel.co.kr/ [Accessed 2015]

Clean energy action project [Online]

Available at: http://www.cleanenergyactionproject.com/ [Accessed 2015]

Korea Hydro & Nuclear Power Co., Ltd. [Online]

Available at: http://www.khnp.co.kr/content/228/main.do?mmCd=FN060302/

[Accessed 2017]

Low Carbon Futures [Online]

Available at: http://www.lowcarbonfutures.org/ [Accessed 2015]

Sandia [Online]

Available at: http://www.sandia.gov/ [Accessed 2015]

Solarcoaster [Online]

Available at: http://solarcoaster.blogspot.kr/ [Accessed 2015]

Wired [Online]

Available at: http://www.wired.com/2010/03/compressed-air-plants/ [Accessed 2017]

