



저작자표시-비영리-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

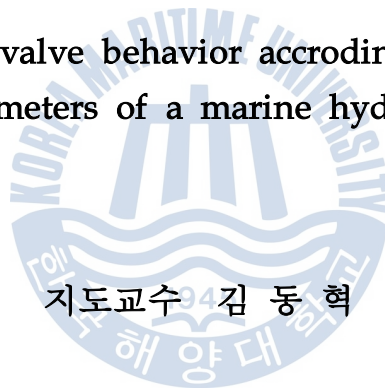
이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

선박용 유압 윈치의 레귤레이터 설계
파라미터에 따른 밸브의 거동
특성에 관한 연구

A study on the valve behavior according to the regulator
design parameters of a marine hydraulic winch



지도교수 김동혁

2014년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

노기태

본 논문을 노기태의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 윤 상 국

위원 유 삼 상

위원 김 동 력



2014 년 2 월

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Figures	iii
Abstract	v
1. 서 론	
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	2
2. 원치 시스템의 분석 연구	
2.1 선박용 유압원치 구조 및 작동원리	4
2.2 설계사양	7
3. 레귤레이터 기능분석 및 치수분석	
3.1 기능분석	10
3.2 유압회로 해석	11
3.3 밸브 기본이론을 이용한 치수분석	13
4. 밸브 거동에 대한 시뮬레이션	
4.1 기초이론	16
4.2 AMESim modeling	20
4.3 CFX modeling	23
4.4 시뮬레이션 검증 실험	29
4.5 시뮬레이션 검증 실험의 결과 비교	32
4.6 파라미터 변경에 따른 밸브 거동에 대한 예측	36

5. 결론	49
감사의 글	51
참고문헌	52
부록	54



List of Figures

그림. 1.1 밸브 설계 Flow Chart	3
그림. 2.1 선박에서의 원치의 배치	5
그림. 2.2 선박용 원치 시스템의 유압 회로도	6
그림. 3.1 레귤레이터의 단면 및 주요구성품	12
그림. 3.2 레귤레이터와 유압 모터의 회로도	12
그림. 4.1 시뮬레이션 Flow Chart	18
그림. 4.2 레귤레이터 회로도	19
그림. 4.3 레귤레이터 내부 유동	19
그림. 4.4 레귤레이터 1D 모델링 & 레귤레이터 단면 비교	21
그림. 4.5 레귤레이터 AMESim 1D 모델링	21
그림. 4.6 시뮬레이션 적용 입력 압력	22
그림. 4.7 T 포트와 P 포트에서의 겹침 길이	22
그림. 4.8 레귤레이터 3D 모델	24
그림. 4.9 레귤레이터 바디 내부 유동장 3D 모델	24
그림. 4.10 Body의 Mesh	25
그림. 4.11 스펴과 슬리브 사이 간극 0.025mm의 Mesh	26
그림. 4.12 스펴의 Mesh	27
그림. 4.13 1D 해석 결과로 얻은 스펴의 위치 변화	28
그림. 4.14 유압밸브 압력 특성 시험기	30
그림. 4.15 유압밸브 압력 특성 시험기 회로도	30
그림. 4.16 압력특성 실험 결과	31
그림. 4.17 실험 결과 & 1D 시뮬레이션 결과 비교	33
그림. 4.18 실험 결과 & 3D 시뮬레이션 결과 비교	34
그림. 4.19 CFX 결과에 의한 스펴 위치에 따른 유동력의 크기	35
그림. 4.20 레귤레이터 단면에서 스펴 B의 위치	38

그림. 4.21 스프링 B 상수 변화에 따른 각 포트의 압력 변화 특성	38
그림. 4.22 스프링 B 초기압축장 변화에 따른 각 포트의 압력 변화 특성 ..	39
그림. 4.23 T 포트에서 스푼과 슬리브의 겹침 길이	41
그림. 4.24 T 포트의 겹침 길이 변화에 따른 각 포트의 압력 변화 특성	42
그림. 4.25 CFX 결과에 따른 간극에서의 압력 프로파일	43
그림. 4.26 CFX 결과에 따른 간극 0.025mm에서의 압력 강하 특성	43
그림. 4.27 P 포트에서 스푼과 슬리브의 겹침 길이	44
그림. 4.28 P 포트의 겹침 길이 변화에 따른 각 포트의 압력 변화 특성	45
그림. 4.29 스푼과 슬리브 사이의 간극	47
그림. 4.30 스푼과 슬리브 사이 간극의 변화에 따른 누유량	47
그림. 4.31 스푼과 슬리브 사이 간극의 변화에 따른 각 포트의 압력 변화 특성	48



A study on the valve behavior according to the regulator design parameters of a marine hydraulic winch

Noh, Gi Tae

Department of Refrigeration & Air-conditioning Engineering
Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

After the analysis of function and dimension of regulator used in some hydraulic winches, the main parameters that affect the performance of valve were proved to be spool diameter, spool rod diameter, spring coefficients on the spool-ended, spring initial force, the clearance between the spool and the sleeve and the overlap length of the spool and the sleeve. Hydraulic circuit and inner flow analysis was conducted by commercial program AMESim and ANSYS CFX to predict the valve behavior by changing design parameters for the valve system. For confirmation, this simulation result was compared with experimental one. The valve behaviors according to the design parameters were predicted as following results: Spool position is primarily determined by spring coefficients and spring initial force. Leakage and pressure characteristics in the valve are influenced mainly by the overlap length of the spool and the sleeve. The clearance between the spool and the sleeve is the main cause for leakage and pressure characteristics in the valve.

In addition, flow force is determined by the shape of spool. Since the validity of this simulation model was confirmed, the result of this study can be applied to design new regulators of various hydraulic winches.

KEY WORDS: Regulator 레귤레이터; winch 윈치; marine hydraulic winch 선박용 유압 윈치; valve 밸브; spool valve; 스푼밸브, valve design; 밸브 설계



제 1 장 서 론

1.1 연구배경

한국의 조선업 시장은 이미 이동하였다. 이제는 일반상선이 아닌 Oil & Gas 관련 시장이 한국 조선업의 주요 시장으로 자리를 잡았다. 연도별 신규발주금액 중 해양 비중이 2010년부터 빠르게 높아지면서 2012년 처음으로 상선을 추월하여 60%를 기록하였다. 이러한 현상의 원인은 상선의 선복량 과잉에 따른 발주 부진이 지속되는 한편 해양 자원개발의 시대가 본격화 되고 있기 때문이다.

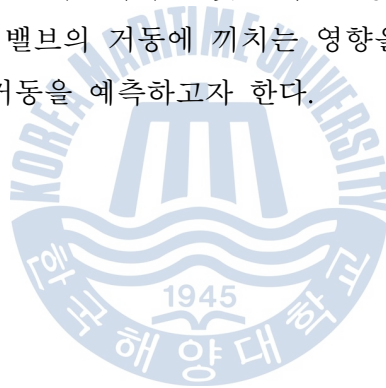
농협증권의 2013년 조선 산업의 전망에 대한 분석에 따르면¹⁾ 수주잔량 및 인도량 감소와 대규모 해체를 통해 신규발주량과 용선료는 2013년을 기점으로 점진적인 회복이 예상되지만 물동량 대비 선복량 과잉이 지속되기 때문에 개선의 속도가 빠르지는 않을 것으로 예상된다. 조선 대형 3사의 경우 상선의 장기 불황이 지속될 것으로 예상되는 가운데 Energy & Offshore라는 고부가가치 선박으로 대체 시장을 확보한 점은 성공적 이었으나, 반대로 규모가 작은 기업의 경우 수주잔고의 감소로 인한 매출의 감소를 초래하였다.

이러한 불황이 장기화 되었던 지난 몇 년 사이에는 각종 선박 기기들의 주요 부품을 수입에 의존하고 있는 중소기업에서는 선박 부품의 국산화를 통한 원가 절감으로 이윤을 극대화 할 필요가 있으며, 조금씩 수주량이 회복되는 지금 시점에는 국산화를 통한 이윤을 극대화 하는 것을 넘어 기존의 제품보다 경쟁력 있는 제품을 만들어 시장 점유율을 높일 필요가 있다.

1.2 연구목적

선박용 갑판기계에 사용되는 부품의 경우 해외 기업들로부터 대부분 수입하는 실정이며, 국내 업체의 경우 선박 부품의 가격 하락 그리고 수주량의 감소에 따라 각 부품들의 개발을 통한 원가절감을 달성함으로써 경쟁력을 갖는 것이 절실한 상황이다.

따라서 본 연구에서는 선박용 갑판기체인 유압원치에 사용되는 부품 중 레귤레이터의 설계 파라미터를 정의하기 위하여 그림 1.1의 설계 Flow Chart를 작성하였다. 이 순서로 선박용 원치의 사용 환경 그리고 설계식 등을 조사하여, 원치사양 선정에서 밸브의 사양선정에 필요한 파라미터를 먼저 정의 하였고, 밸브기초 이론을 기본으로 밸브설계에 필요한 파라미터를 정의하여 세부적인 치수를 설계하였다. 그리고 시뮬레이션 및 실험을 통해 밸브의 설계식을 검증함으로써 각 파라미터가 밸브의 거동에 끼치는 영향을 파악하고, 설계파라미터의 변화에 따른 밸브의 거동을 예측하고자 한다.



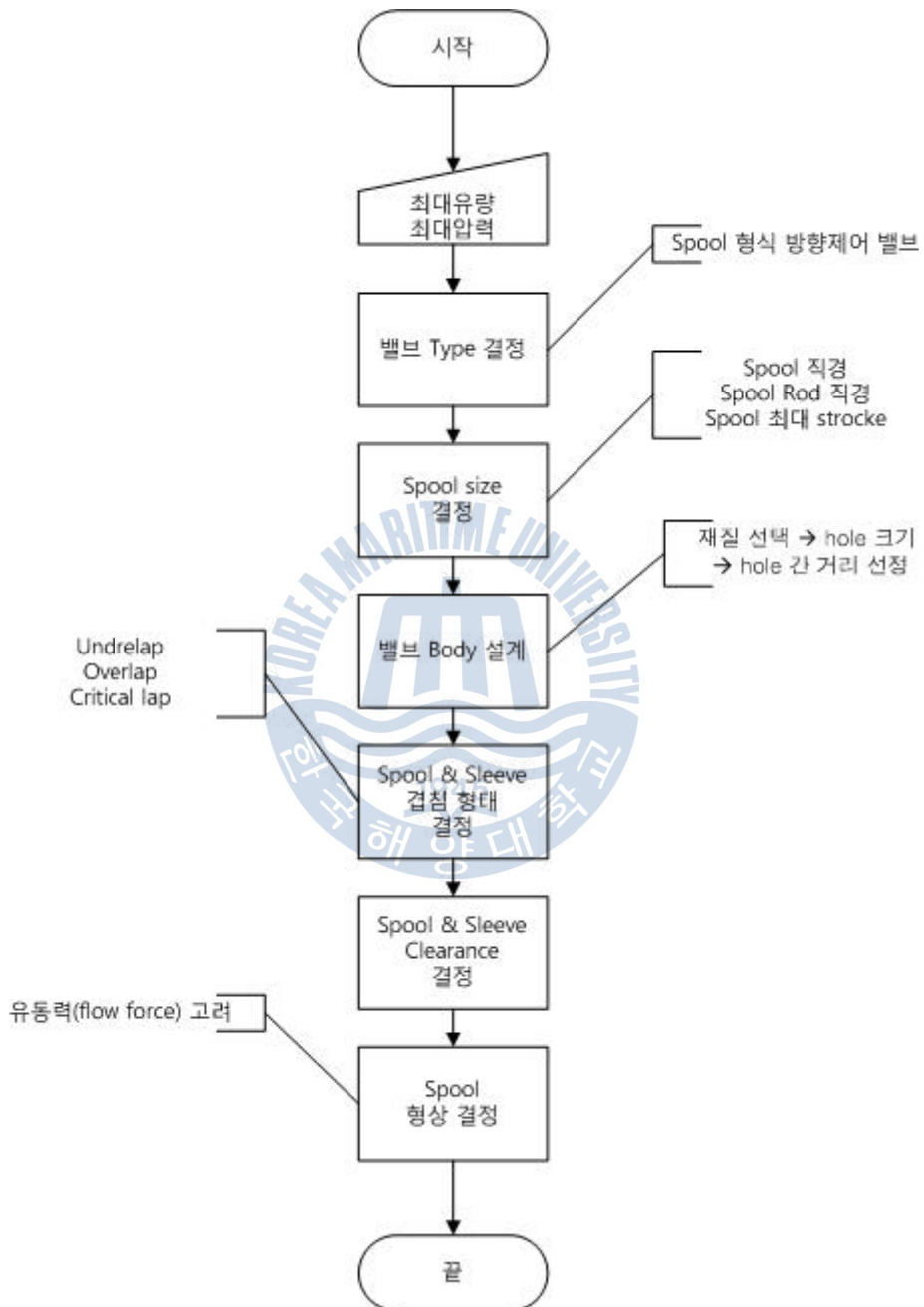


그림 1.1 밸브 설계 Flow Chart

제 2 장 윈치 시스템의 분석 연구

해상에서 고정되거나 이동하는 부유체는 목적에 따라 일정위치에서 정지된 상태를 유지해야 하는 경우가 있다. 일반 선박의 경우 접안을 위해 대기하거나 접안하여 안벽에 정박하는 경우가 여기에 해당된다. 일반 선박의 경우 안벽에 정박하기 위하여 사용하는 장비가 윈치(winch)이다. 또한 접안을 위해 일정 위치를 유지하기 위해 체인으로 연결된 앵커(anchor)를 해저로 던져 고정 시키는 방법이 보편적인 방법이다. 이때 사용되는 앵커를 들어 올리는 장치 역시 윈치이다. 본 연구는 이러한 윈치의 부품 중 윈치의 회전 운동을 담당하는 유압 모터 회전 속도를 조절하는 부품인 레귤레이터에 관한 연구로 먼저 레귤레이터의 설계 파라미터 정의에 앞서 레귤레이터의 사용 환경을 정의하기 위해 선박용 윈치의 사용 환경 및 설계 파라미터를 먼저 분석하였다. 본 장에서는 이대재(2000) 등이^[10] 발표한 소형 어선의 자동 권양 윈치시스템 설계에 대한 내용을 대형 선박에 경우와 비교하여 이 레귤레이터 선정에 필요한 조건을 정의하는 기초 자료로 이용하였다.

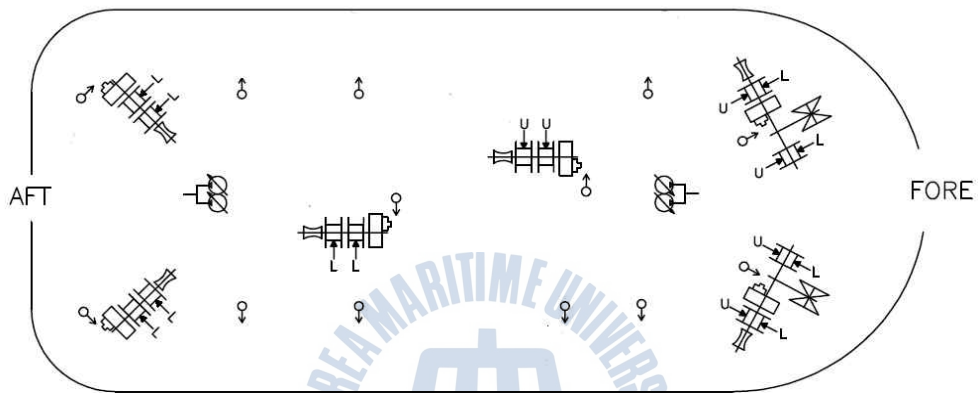
2.1 선박용 유압윈치 구조 및 작동원리

선박에서 유압 윈치의 경우 접안을 위하여 대기하거나 접안하여 안벽에 정박할 때 사용된다. 또한 접안을 위해 일정 위에 유지하기 위하여 체인으로 연결된 앵커(anchor)를 해저로 던져 고정 시키는 곳에 역시 사용한다. 전자의 경우 Mooring Winch이며, 후자의 경우 Windlass라고 한다.

선박에서 일반적인 윈치의 사용은 그림 2.1 과 같이 배치되어 사용되고 있으며, 그 구성은 그림 2.2의 회로도 와 같이 구성된다.

윈치의 구조는 체인 혹은 로프를 감는 드럼과 모터 그리고 펌프 그리고 각종 밸브류로 구성된다. 그중 주요기능을 하는 밸브로는 Control Valve,

Counterbalance Valve 그리고 레귤레이터가 있다. 특히 윈치에 있어 레귤레이터는 윈치 시스템의 내부 압력에 따라 편심량을 조절하여 모터의 회전속도를 조절하여 모터의 토크를 조절하는 기능을 한다.



Symbol	Name	Winding Drection
	Chain Drum	U : Upper
	Hawser Drum	L : Lower
	Warping End	
	Operating Position	
	Hyd. Pump	
	Remote Control Stand	

그림 2.1 선박에서의 윈치의 배치

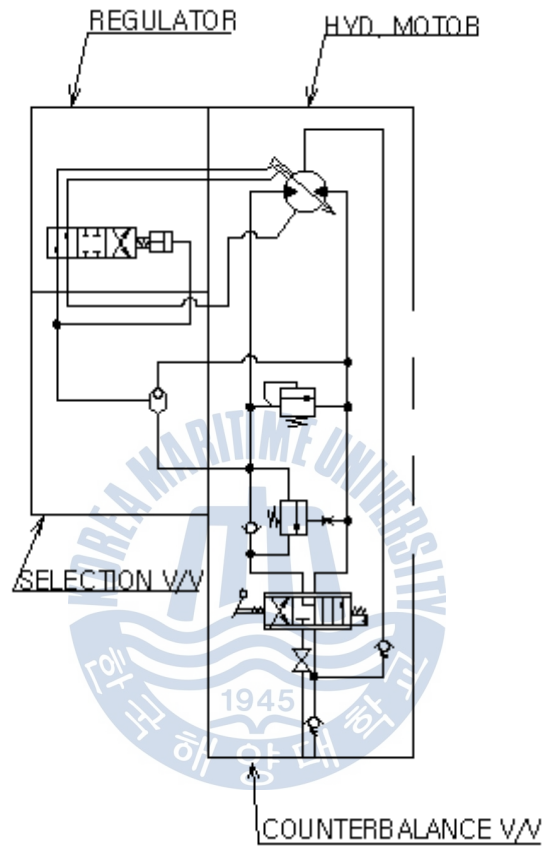


그림 2.2 선박용 윈치 시스템의 유압 회로도

2.2 설계사양

원치의 설계를 위해서는 케이블에 소요되는 소요장력 해석이 가장 먼저 선행되어야 한다. 원치에 소요장력을 결정하기 위해서는 먼저 선박의 의장수를 알아야 할 것이다. 선박에 있어 계선 장치는 가장 기본적이고 중요한 장치이므로, 각 선급 협회 규칙에서는 국제적으로 통일된 의장수에 따라 닻의 종류와 수, 닻 체인의 종류와 크기 및 전체 길이, 예인줄과 계선줄의 전단 하중과 길이와 수 등을 규정하고 있으므로, 원치 설계에 앞서 선급률^[4]에서의 의장수를 먼저 검토할 필요가 있다. 선급률을 검토한 결과 의장수(E.N)는 다음의 식 (1)에 의하여 계산이 된다.

$$E.N = D.T^{2/3} + 2Bh + 0.1 \times (fL + \sum h''l) \quad (1)$$

$D.T$: 만재 흘수선에 대한 형 배수량 [ton]

B : 배의 폭 [m]

h : $h = f + h'$

f : 선체 중앙의 선측에서 만재 흘수선으로부터 최상층 전통 갑판보의 선측에서의 상면까지 수직 거리 [m]

h' : 최상층 전통 갑판으로부터 폭이 $B/4$ 를 넘는 선루나 갑판실 중 가장 높게 위치한 곳까지의 높이 [m]

$\sum h''l$: 최상층 전통 갑판보다 윗부분에 있는 폭이 $B/4$ 보다 넓고, 높이가 1.5 m 이상인 선루와 갑판실 또는 트렁크 등의 높이인 h'' m와 길이인 l m를 곱한 것의 합.

식 (1)에 의해서 의장수가 계산이 되면 선급 협회 규칙에 따른 의장수 범위에 맞게 의장품을 결정한다. 의장수의 범위에 따른 의장품의 경우 부록(Table A.2.1)에 수록 하였다. 여기에서 결정된 선수앵커 질량, 앵커용 체인은 Windlass의 설계에 이용되며, Mooring 로프의 절단하중의 경우 Mooring Winch의 설계에 이용된다.

위의 식 (1)의 계산결과로 선택된 앵커 질량, 체인의 길이, 무어링 로프의 절단하중을 이용하여 원치에 사용되는 유압 모터의 사양을 설계할 수 있다.

모터의 설계에 앞서 체인 그리고 앵커에 의한 정격하중을 먼저 구하게 되면 아래의 식 (2) 식으로 구할 수 있다.

$$L = M_a + M_c \quad (2)$$

L : 정격하중 [ton]

M_a : 1개 주된 닻의 중량[ton]

M_c : 80m 닻 체인의 중량[ton]

식 (2)에서 얻은 정격하중을 이용하여 식 (3)을 계산하면 윈치의 드럼의 구동에 필요한 토크를 구할 수 있다.

$$T = \frac{12.98 \times L \times D_c}{2 \times i \times n \times \eta} \quad (3)$$

T : 드럼 구동에 필요한 토크[Nm]

D_c : 체인 직경 [m]

i : 기어비

n : 모터의 대수

η : 기계효율

모터의 작동 유량의 경우 식 (4)을 이용하여 계산할 수 있다.

$$Q = \frac{N \times V}{\eta_r \times 1000} \times n \quad (4)$$

Q : 모터 작동에 필요한 유량 [L/min]

N : 모터 회전수 [RPM]

V : 모터의 편심이 대편심일 때 용적 [L]

η_r : 정격시 효율

식 (4)에서 필요한 모터의 회전수는 식 (5)을 이용하여 계산되어진다.

$$N = \frac{v \times i}{40 \times D_c} \quad (5)$$

v : 정격속도 [m/min]

D_c : 체인의 직경 [m]

식 (3)으로 구해진 윈치의 드럼 구동에 필요한 토크와 (4)에서 계산된 필요유량을 이용하면, (토크)=(압력)X(유량)이므로, 윈치 시스템 내 작동되는 유효작동 압력을 얻을 수 있다.

식(2)~(5)의 소형 어선의 자동 권양 윈치시스템 설계식을 대형 선박의 윈치 시스템에 적용한 사례와 비교해본 결과 사양 선정식을 사용해도 무방함을 확인하였다.

위 식을 이용하여 윈치에 사용되는 모터가 11.1 ton 이상의 중량을 가지는 Anchor를 들어 올리는 조건으로 유압 윈치 시스템의 유량과 압력은 유압 윈치에 사용되는 유압모터, 레귤레이터, Control Valve, Counterbalance Valve 등을 선정하기 위한 설계파라미터들로 이들에 의해 각 구성품의 기본 치수가 정의되어 설계되어진다. 본 연구에서는 위의 환경 조건을 이용하여 레귤레이터의 구성품인 Body와 Spool의 크기, Spool의 최대 스트로크를 정의하였다.



제 3 장 레귤레이터 기능분석 및 치수분석

3.1 기능분석

선박용 원치에 사용되는 모터의 레귤레이터는 방향제어밸브 중 스펴밸브를 이용하였으며, 이 밸브는 파일럿 압력에 의해 작동되어 유량과 작동압력의 방향을 조절하여 모터의 편심량을 조절한다.

본 연구에서 선택한 레귤레이터는 방향 조절 밸브 중 스펴형 3-Position 밸브이며, 그림 3.1에서 보이는 스펴의 양 끝단의 스프링의 힘에 의해서 복귀하는 스프링 복귀식 밸브이다. 레귤레이터의 주요 기능으로는 선박용 원치의 구성품 중 유압모터의 편심량을 자동으로 조절하는 것으로, 부하가 적을 때는 모터의 회전반경이 적어 고속회전, 저 토크로 작동하고, 부하가 증가하면 그에 따라 모터의 회전 반경이 커져 저속회전, 고 토크로 작동되게 하는 기능을 한다. 레귤레이터의 구조는 그림 3.1 과 같으며, 그 구성으로는 4개의 Block과 8개의 주요 부품으로 구성된다. 주요 기능을 하는 Port로는 P, T, X, Y 그리고 A 이렇게 5개의 Port이다. 작동은 Port A로 Pilot 압력이 공급되지 않을 경우 Spring B의 Spring Force가 Spring A의 Spring Force 보다 커 스펴은 Spring A 쪽으로 움직이며, 이 결과 각 Port는 P-Y, X-T의 Port가 연결되어 모터의 편심은 소편심을 유지하게 된다. 반대로 Pilot 압력이 적당한 크기의 압력이 공급하게 되면 이 힘이 Spring B의 Spring Force를 이겨 스펴이 반대로 Spring B 쪽으로 운동하여, 유로는 P-X, Y-T Port가 연결되게 된다.

3.2 유압회로 해석

레귤레이터는 유압모터 드럼의 편심량을 자동으로 조절하여 고하중일 때는 저속으로 회전하도록 유압모터 드럼을 대편심 측으로 압력을 전달하고 저하중일 때는 고속으로 회전하도록 소편심 측으로 압력을 전달하여 주는 방향제어 밸브(directional control valve)로 제작 되어 작동된다. 유압모터에서 레귤레이터는 무단 변속을 가능하게 하는 기능을 한다. 이 레귤레이터와 유압모터의 구성은 그림 3.2의 회로도처럼 구성되어 작동된다.

유압모터의 부하가 증가하게 되면 Selection Valve를 통하여 모터와 연결된 두 포트 중 고압의 작동유가 레귤레이터로 들어가게 되며, 이 작동유의 일부는 Port A로 들어가 레귤레이터를 작동 시키는 Pilot 압력이 된다. X, Y Port의 경우 모터의 편심의 위치를 조절하는 Port이며, 이 각 Port에 압력이 전달되는 방향에 따라 모터의 편심 그리고 회전 속도가 결정된다. 여기서 그림 3.2의 레귤레이터의 양단에 위치한 스프링의 경우 그림 3.1의 스톱 양단에 위치하고 있으며, 작동은 스프링에 의한 힘과 Pilot 압력에 의한 힘들의 평형에 의해 스톱의 위치가 결정이 되고 그에 따라 레귤레이터의 유로가 결정이 된다. 이 레귤레이터의 기능에 가장 큰 영향을 미치는 부품의 경우 그림 3.1에 보이는 Body, Spool, Spring, Piston등 이 주요 부품이다. 이들과 관련된 치수는 Body에서 각 Port 크기, 각 Port간 거리가 되고, 스프링에서는 스프링 상수, 스프링의 초기 압축장이 될 것이다. 그리고 스톱에서는 스톱과 슬리브의 겹침 형태, 겹침 길이, 스톱의 직경, 최대 스트로크(stroke), 스톱과 슬리브 사이의 간극이 주요 치수가 되며, 피스톤에서 피스톤의 직경이 주요 치수가 될 것이다. 이들 중 Body와 관련된 치수들과 Spool의 직경, 그리고 Spool Rod의 직경, Spool의 최대 스트로크는 2장에서 정의된 기본 설계 조건인 사용압력, 그리고 최대유량에 의해 결정되어 진다.

2장의 결과로 본 연구에 사용되는 11.1 ton 이상의 앵커를 들어 올리는 원치에 사용되는 레귤레이터의 경우 75 bar를 기준으로 스톱의 위치가 전환 되어, 유압모터 드럼의 편심이 전환이 되며, 이에 맞추어 밸브가 설계되어 있다

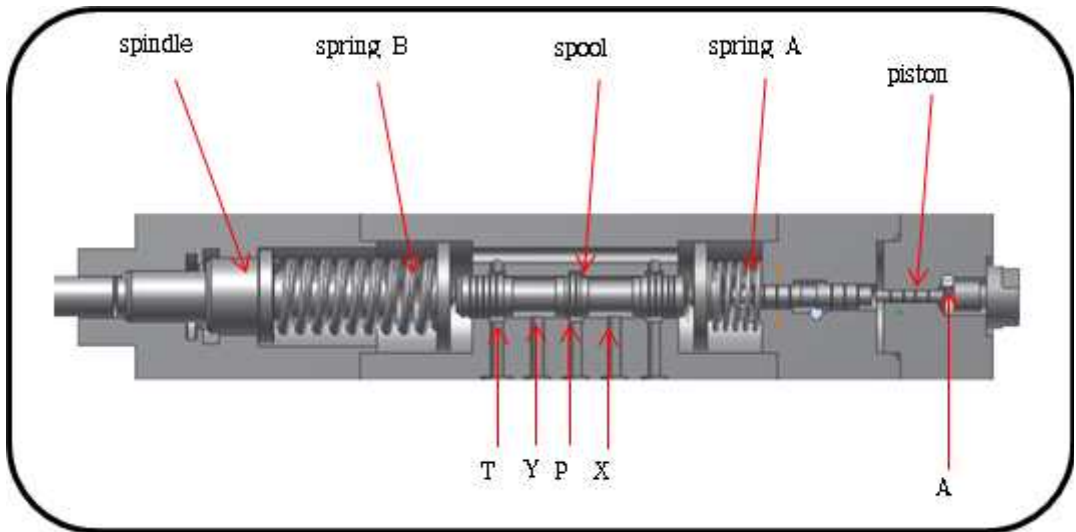


그림 3.1 레귤레이터의 단면 및 주요구성품

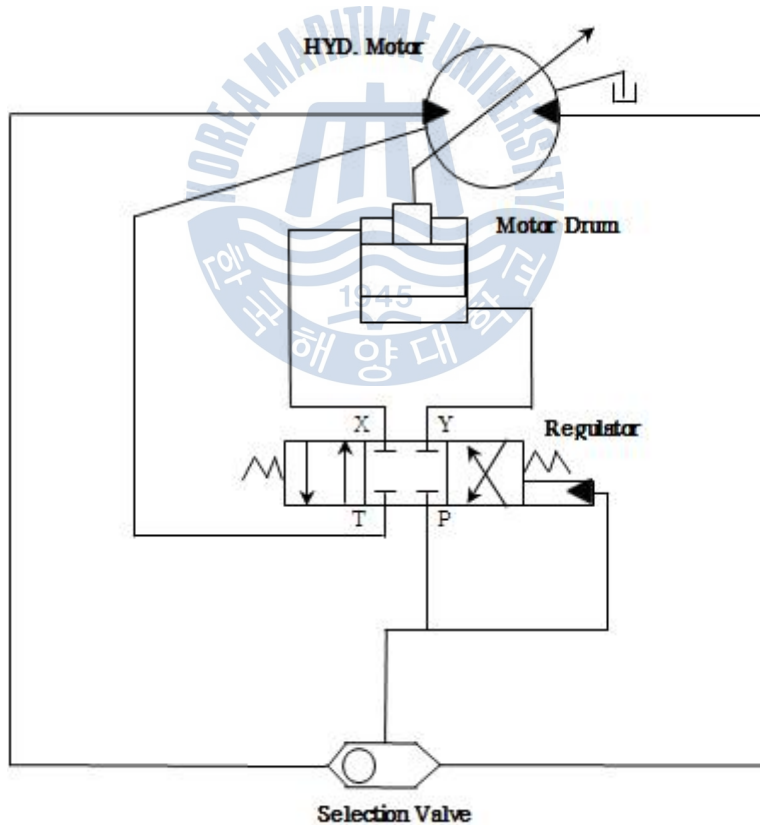


그림 3.2 레귤레이터와 유압 모터의 회로도

3.3 밸브 기본이론을 이용한 치수분석

본 연구는 기존 국산화 제품의 개선 제품을 만들기 위한 기초연구로, 밸브의 기능에 영향을 미치는 파라미터를 정의하기 위해 기능을 분석하여 주요 부품을 먼저 정의 하였다.

다음 단계로 각 주요 부품들이 이 레귤레이터에 미치는 영향을 분석하기 위하여, 먼저 일반적인 밸브의 기본 이론을 정리 하였고, 레귤레이터에 사용할 기본적인 치수인 Body에서의 각 포트 크기 그리고 Spool의 크기, 스푼의 최대 Stroke, 스프링 상수 등을 분석하여 설계하였다.

본 연구에서는 11.1 ton이상의 앵커를 들어 올릴 때 사용하는 윈치의 모터를 K사 제품을 타깃으로 이 모터의 편심량을 조절하기 위한 최대유량이 36 L/min가 필요함을 확인하였다. 여기서 사용된 모터에 요구되는 작동압력을 윈치 시스템의 사용최대압력이 250 bar임을 2장의 결과로 정의 하고, 이 조건들을 이용해 연구를 진행 하였다.

레귤레이터 내부 밀폐 요소(spool)에 구동력인 Pilot 압력이 작용하면, 이 구동력은 스프링과 밸브 내부에서 발생하는 축방향 힘을 이겨서 레귤레이터 내부의 스푼을 작동시킨다. 여기서 밸브 내부에서 밀폐 요소에 축방향으로 작용하는 힘을 유체 유동력(flow force)이라고 한다. 밸브 구동력은 스프링력과 밸브 내부에서 발생하는 축방향 힘들을 극복할 수 있어야 한다. 이 힘들의 계산 과정은 간단하지 않으며, 일반적으로는 실험을 통하여 얻어진 성능 한계 곡선이 사용된다.

레귤레이터 설계에 사용된 식으로는 다음과 같다.

$$Q = A \times V \quad (6)$$

Q : 최대유량 [m^3/sec]

A : 포트의 단면적 [m^2]

V : 작동유의 속도 [m/sec]

앞서 정의한 사용 유량 Q 값과, 유압 시스템 내에 흐르는 유압유의 적정 속도를 이용하여 밸브에 사용되는 각 Port 들을 선정할 수 있을 것이다. 여기서

작동유의 속도는 K사에서는 6 m/s을 적정 속도로 규정을 하나, 본 연구에서는 Philip L. Skousen [14]의 <<밸브 핸드북>>에 명시된 밸브 내 유체의 최소 속도인 14 m/s를 기준으로 각 포트의 넓이를 정하였다.

스풀을 선정 할 경우에는 다음의 식 (7)~(10)을 이용하면 될 것이다.

$$d_r \geq \frac{d}{2} \quad (7)$$

$$\pi \times \frac{d^2 - d_r^2}{4} \geq 4 \times \pi \times d \times x_{\max} \quad (8)$$

d : 스풀의 직경 [m]

d_r : 스풀로드의 직경 [m]

x_{\max} : 스풀에 의한 포트의 최대열림 길이 [m]

식 (7)에서 d_r 은 스풀이 적절한 강도를 가질 수 있는 최소한의 스풀의 로드 직경으로 정의된다. 식 (8)의 경우는 스풀의 내부 유로의 단면적이 과도한 유동 저항을 발생하지 않는 설계 값이다. 위 (7), (8) 식의 조건을 이용할 경우, 스풀에 의한 포트의 최대 열림 길이의 경우는 (9)의 조건에 의해서 얻을 수 있다.

$$x_{\max} \leq 0.047 \times d \quad (9)$$

위 식(7)~(9)에서 얻은 결과를 이용하여 최종적인 설계 식은 다음과 같다.

$$Q = C_d \times \pi \times d \times x_m \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho}} \quad (10)$$

C_d : 유량 계수

Δp : 밸브의 입구측과 출구측의 압력 차이 [Pa]

ρ : 작동유의 밀도 [kg/m^3]

위 (7) ~ (10) 식들은 스풀의 지름, 그리고 포트의 최대 열림 길이를 결정하는 중요한 요소이며, 이는 유동력 고려시 작동유가 레귤레이터 내부의 챔버로 들어가는 입사각을 결정하는 요소로 대유량 밸브에서는 밸브의 기능에 영향을 주는 중요한 요소가 될 것이다.

2장의 결과로 정의되었던 기본 사용조건인 사용압력, 최대유량의 조건과 앞

의 밸브 기본 이론에서 얻은 결과로 레귤레이터에 사용되는 각종 기본 치수들은 Port Size는 4 mm, 스펴에 의한 포트의 최대 열림 길이는 약 0.7 mm의 결과를 얻을 수 있었다.

외에도 레귤레이터의 성능에 영향을 주는 파라미터들은 많으며, 그 중 하나는 스펴과 슬리브 사이의 틈새가 있다. 특히 이 틈새를 통한 유압유의 누설은 틈새의 크기, 유체의 점도, 작동 압력에 의존하는데, Windlass와 같이 작동 압력이 고압일 경우 누유량이 시스템의 효율 산정 시에 무시할 수 없을 만큼의 양으로 증가한다. 이론적으로 레귤레이터의 작동 압력이 고압일수록 슬리브와 스펴의 반지름 방향 틈새는 감소시켜야 한다. 하지만 틈새가 너무 적으면 스펴의 Bending 때문에 고착의 원인이 될 수 있다. 외에 아주 적은 틈새를 설계할 경우 가공비용 증가와 유압유의 오염에 민감성에 영향을 주기 때문에 설계 시 주의가 필요한 파라미터중 하나이다. 이일영 등의 <<유압공학>>에 의하면 통상적인 고압용 밸브의 경우 틈새 길이는 5~15 μm 범위를 설계치수로 권한다.^[6]

스플과 슬리브의 겹침의 형태 역시 밸브의 거동에 영향을 주는 주요 설계 파라미터이다. 겹침의 형태는 3가지로 언더랩(underlap), 임계랩(critical lap), 오버랩(overlap) 세 종류가 있으며, 본 연구에서는 겹침 형태가 오버랩(overlap)인 제품을 선택하여 연구를 진행 하였다.

위 밸브 기본 이론의 결론으로 레귤레이터는 유량 그리고 압력 조건으로 정의되어지는 스펴 직경, 스펴의 최대 스트로크, 스펴 로드 직경이 레귤레이터의 기본 설계 파라미터가 될 것이며, 외에 스펴의 겹침형태, 간극의 크기, 스펴의 형상 역시 레귤레이터의 성능에 영향을 미치는 주요 설계 파라미터로 정의될 수 있을 것이다. 밸브 기본 이론으로 치수를 선정하지 못했던 스펴과 슬리브 사이의 간극 그리고 겹침의 변화에 따른 밸브의 성능 변화의 경우는 시뮬레이션을 통하여 확인할 것이다. 이 외에 기능에 영향을 주는 요인으로 스펴의 형상이 있으며, 이 형상의 경우 유동에 의한 유동력의 크기에 영향을 준다. 본 연구에서의 경우 신원규^[7] 등이 제안하였던 계단형상에 의한 스펴밸브의 유동력 보상에 대한 연구 결과를 기초로 밸브의 크기를 증가 시키지 않으면서 계단형상 스펴과 슬리브의 조합을 레귤레이터에 적용하여 전산유체해석(CFD)을 통해 계단형상의 스펴에 작용하는 유동력의 영향을 예측하였다.

제 4 장 밸브 거동에 대한 시뮬레이션

4.1 기초 이론

본 연구에 사용된 레귤레이터와 같이 스푼(spool)을 움직여 유체의 유량과 압력의 방향을 제어하는 방향제어밸브(directional control valve)의 경우 유체가 좁은 유로인 미터링 오리피스를 통과 할 때 고속의 유동이 발생하게 된다. 이때 스푼(spool)의 랜드 벽면에 작용하는 힘의 불균형으로 인하여 유동력(flow force)이 발생하게 되며 이는 가제어성과 서보시스템에 큰 영향을 미친다. 스푼을 움직여 밸브의 오리피스 유로면적을 증가시키고자 할 때 유동력은 밸브의 움직임에 반대하는 방향으로 작용하기 때문에 밸브의 안정성을 좌우하는 중요한 요소라고 볼 수 있다. 이 유동력의 경우 유압증폭단이 없는 직접구동형일 경우 더욱 중요한 문제이다. 그러한 이유로 1D 해석에서 고려하기 힘든 스푼 형상에 따른 유동력의 경우 3D 해석을 통해 보상하여 반복 수행하는 방법으로 그림 4.1의 순서로 시뮬레이션을 진행 하였다. 본 연구에 사용되는 레귤레이터의 회로도도 그림 4.2이며, 그 작동은 Port A 에 스푼을 작동 시키는 Pilot 압력이 들어가며, 초기에는 Spring A의 힘이 Spring B의 힘보다 적어 스푼은 오른쪽에 위치하여 각 Port는 X-T, Y-P Port가 연결되어 있으나, Port A로 들어간 Pilot 압력에 의한 힘이 Spring B에 의한 힘보다 크게 되면 스푼은 왼쪽으로 운동하여 각 Port는 Y-T, X-P Port 가 연결되게 된다. 이때 스푼의 운동 방정식은 식 (11)과 같이 표현된다.

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + b_f \frac{dx}{dt} + kx = F_d + F_x \quad (11)$$

m : spool의 질량 [kg]

b_f : 점성마찰계수 [Nsec/m]

k : 스프링 상수 [N/m]

F_x : 스톨에 작용하는 축방향 유동력 [N]

F_d : 스톨의 구동력 [N]

이때 스톨 주위의 유동이 그림 4.3과 같을 때, 이때 스톨에 작용하는 유동력의 경우 식(12)로 표현이 가능하다.

$$F_x = \sum (\rho Q v \cos\phi + \rho l \frac{dQ}{dt}) \quad (12)$$

Q : 입구측으로 들어가는 유량 [L/min]

ρ : 작동유의 밀도 [kg/m^3]

v : 작동유의 유속 [m/sec]

l : 입구측의 spool 랜드부와 출구측까지의 거리 [m]

ϕ : 입구측에서의 작동유 입사각 [rad]

레귤레이터의 동특성을 확인하기 위하여 식(11)을 이용하여 1D 해석을 실시하였으며, 이때 유동력의 경우 식(12)을 통하여 계산이 되었으며, 식 (12)에서의 ϕ 값은 스톨의 최대 열림 길이와 스톨과 슬리브 사이의 간극에 의해서 결정되어지는 값으로 이 레귤레이터에 흐르는 유량에 의해 유동력의 크기가 결정되어진다. 이는 3D 해석을 통하여 확인 하였으며, 그 결과를 1D 해석에 적용하여 시뮬레이션을 실시하였다. 그리고 점성마찰계수의 경우 식 (13)의 Petroff's law에 의해 결정 되어 사용되었다.

$$b_f = \frac{D \times \pi \times L \times \mu}{c} \quad (13)$$

D : 스톨의 직경 [m]

L : spool의 랜드부 길이 [m]

μ : 작동유의 점성계수 [$Nsec/m^2$]

c : 스톨과 슬리브 사이의 간극 [m]

본 연구에서는 상용 프로그램인 LMS사의 AMESim을 이용하여 1D 해석을 진행 하였으며, Ansys CFX를 이용하여 3D 해석을 수행하였다.

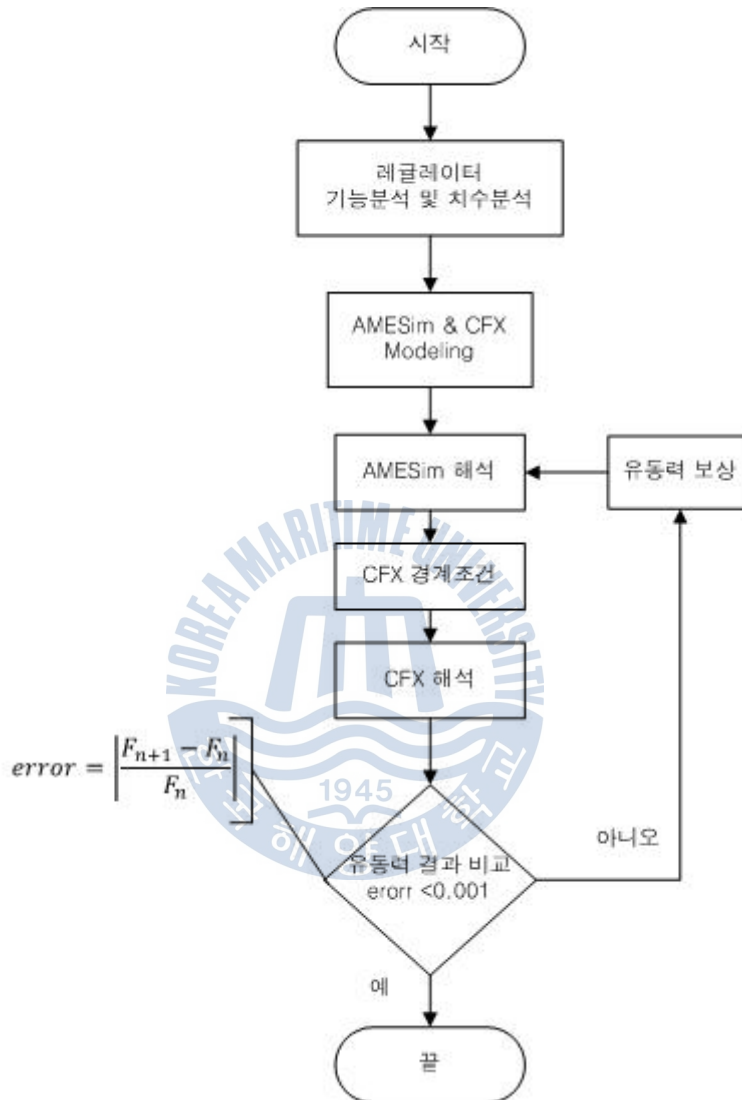


그림 4.1 시뮬레이션 Flow Chart

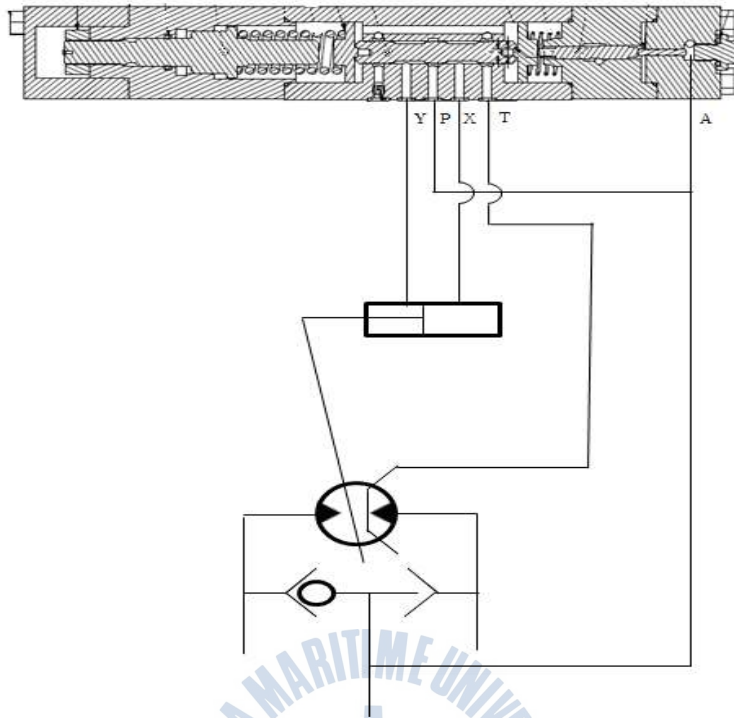


그림 4.2 레귤레이터 회로도

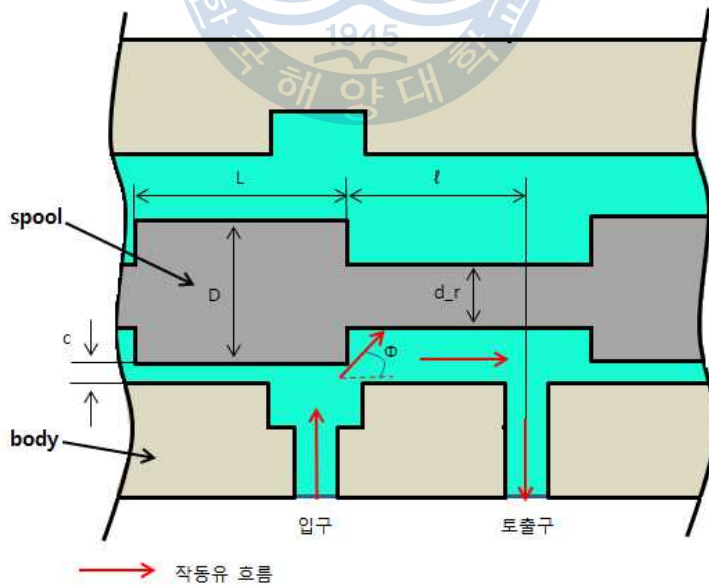


그림 4.3 레귤레이터 내부 유동

4.2 AMESim Modeling

스폴 밸브의 동특성을 확인하기 위하여 먼저 AMESim을 이용하여 Modeling 한 후 해석을 수행하였다. AMESim을 이용한 Modeling의 경우, 먼저 선행되어야 하는 작업은 밸브의 구조를 파악하는 것이 선행 되어야 하며, 그 구조에 맞게 AMESim에서 Modeling하여 각 Symbol에 맞는 파라미터 값을 입력하여 해석을 수행하는 것이 매우 중요하다.

본 연구에서 사용된 밸브에 있어 중요한 구성 부품으로는 그림 3.1에서 스프링 A, 스프링 B, 스톱 이며, 구성에 따라 AMESim으로 그림 4.4와 같이 Modeling 하였다. 그림 4.2의 레귤레이터의 회로도와 같은 조건에서의 해석 결과를 얻기 위하여 그림 4.5 와 같이 1D에서 시스템의 회로를 구성하였다. AMESim을 이용한 시뮬레이션은 스톱을 움직이게 하는 Pilot 압력에 따른 스톱의 운동을 확인하고, 스톱의 운동에 따라 각 포트의 압력변화 특성이 어떻게 되는지를 확인하여, 설계 파라미터의 변화에 따라 이 동특성은 어떻게 변화 하는가를 예측하는데 목적이 있다. 이를 위하여 시뮬레이션에 사용된 입력 압력을 실험 조건을 고려하여 그림 4.6처럼 시간에 따라 압력이 150 bar 까지 상승 되는 입력값을 조건으로 해석을 수행하였다.

레귤레이터의 사용최대압력의 경우 250 bar이나 이 밸브 내 스톱에 의한 Position 변화는 70~80 bar 사이에서 일어나며, 20 bar 이하의 압력이나, 150 bar 이상의 압력에서는 입력 압력에 따른 각 포트의 압력특성 변화에 특이사항이 발생하지 않는다. 그러한 이유로 해석에 사용된 입력 압력은 20 ~ 150 bar 범위의 입력값을 사용하였다.

그리고 해석에 앞서 AMESim 해석에 필요한 Parameter 설정 값의 경우 스톱의 초기 위치는 경우 그림 4.7와 같이 설정하였으며, 스톱 양단에 위치한 Spring 상수의 경우 $k_A=0.75$ [kgf/mm], $k_B=4.14$ [kgf/mm]으로 해석을 수행 하였다.

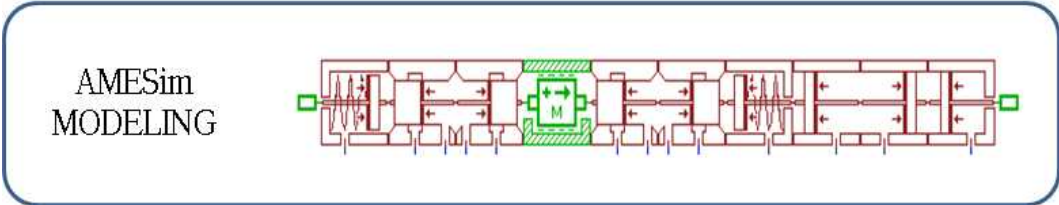
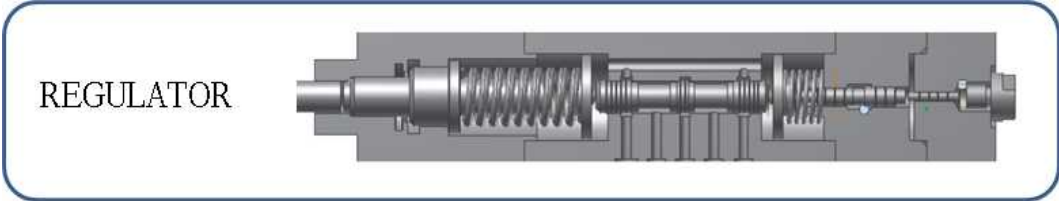


그림 4.4 레귤레이터 1D 모델링 & 레귤레이터 단면 비교

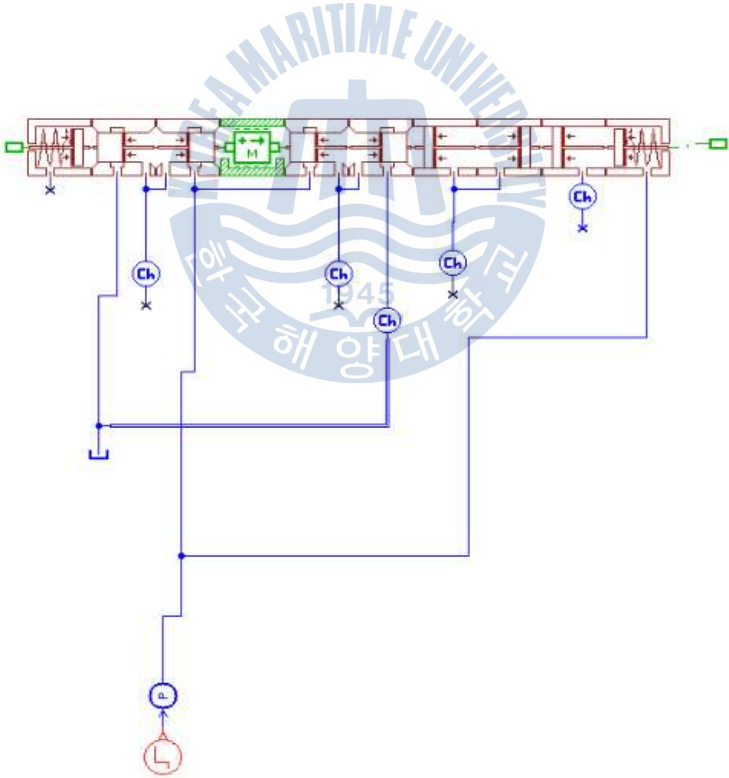


그림 4.5 레귤레이터 AMESim 1D 모델링

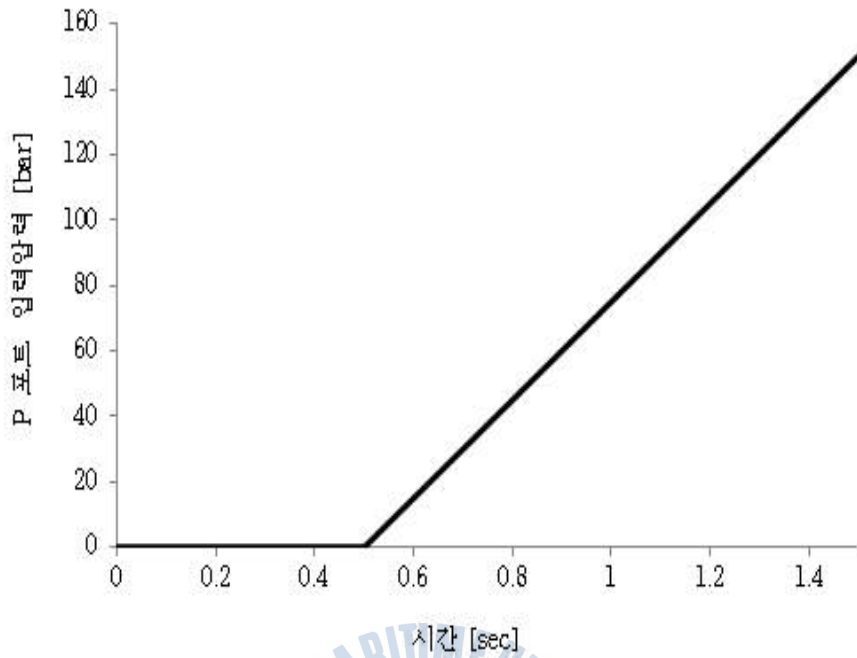


그림 4.6 시뮬레이션 적용 입력 압력

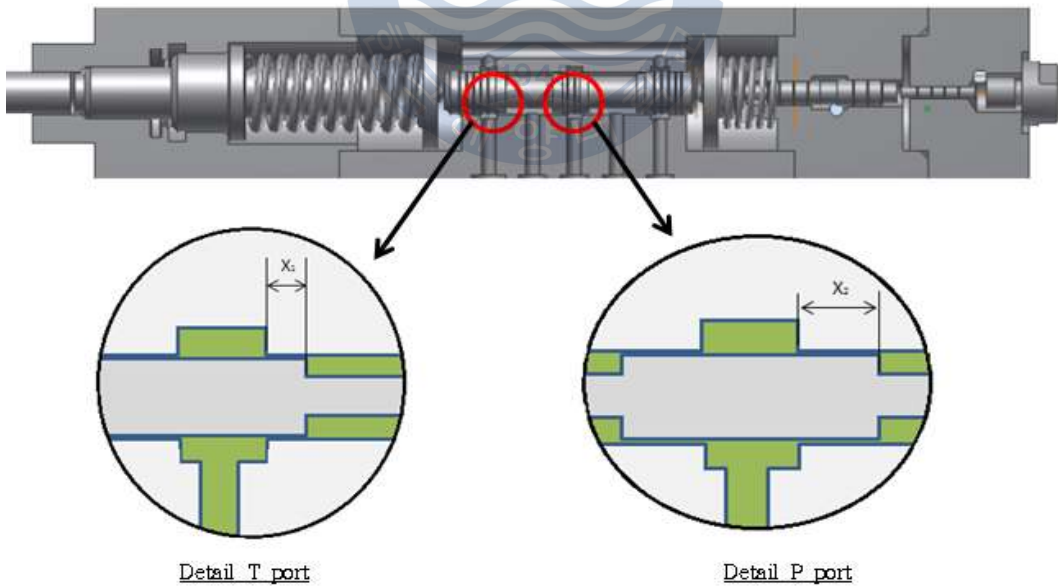


그림 4.7 T 포트와 P 포트에서의 겹침 길이

4.3 CFX Modeling

AMESim을 이용한 1D 해석으로 레귤레이터의 동특성을 확인하였다면, CFX를 이용한 3D 해석을 통해서도 스펴에 작용하는 유동력, 그리고 밸브 내 유동과 간극에서의 압력 강하를 확인하기 위해 시뮬레이션을 실시하였다. AMESim은 구조를 파악하고 주요 기능을 하는 부품들을 Symbol로 표현하여 각 파라미터 값을 입력한 후, 시뮬레이션을 실행하였다면, CFX의 경우는 본 제품을 3D Modeling 하여, Navier-Stokes 방정식에 의해 해석되어진다.

시뮬레이션을 위하여 레귤레이터를 상용 3D CAD인 Inventor를 사용하여 그림 4.8과 같이 Modeling 하였다. 여기서 스펴의 운동과 실제 유체의 이동이 일어나는 Part인 Body 부분을 주요 타겟으로하여, 밸브 내부 유동을 보기 위해 Body 내 실제 유동이 일어나는 내부 유동장을 그림 4.9과 같이 모델링 하였다. 격자의 경우 ANSYS workbench의 기본 Mesh 프로그램을 이용하여 생성하였으며, Hex-dominant 기법을 주로 사용하여 격자를 생성하였다. 특히 유동이 급격히 변화하는 스펴과 슬리브 사이의 간극, 그리고 밸브 Body에서의 Annular 부분에서는 격자의 크기를 작게 하여 생성하되, 간극은 1/4로 나누어 Mesh를 생성하였고 그 결과 Node의 개수는 349,653 개가 생성되었으며, Element의 경우 456,942개의 격자가 생성되었다. 이 격자 생성 결과는 그림 4.10~4.13과 같이 나타났다. 그리고 경계조건은 그림 4.9에서 P 포트와 T 포트 영역에 Opening 경계조건을 적용하였으며, 여기서 P 포트에는 0~150 bar 까지 순차적으로 압력을 증가시키는 조건을 주었고, T 포트는 탱크와 연결된 포트에 대기압과 같은 조건인 1 bar로 설정하였다. 그리고 X와 Y 포트의 경우 밸브 시험기 조건에 맞게 막혀있는 조건으로 해석을 수행하였으며, 스펴의 경우 1D 해석의 결과에서 얻었던 P 포트의 압력에 따른 스펴의 포지션 변화를 나타낸 그림 4.13의 조건을 경계조건으로 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다.

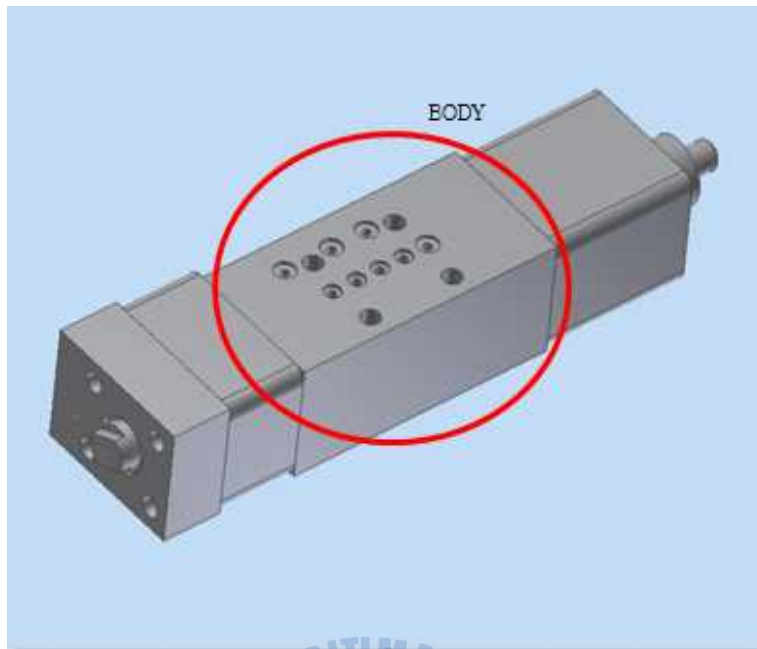


그림 4.8 레귤레이터 3D 모델

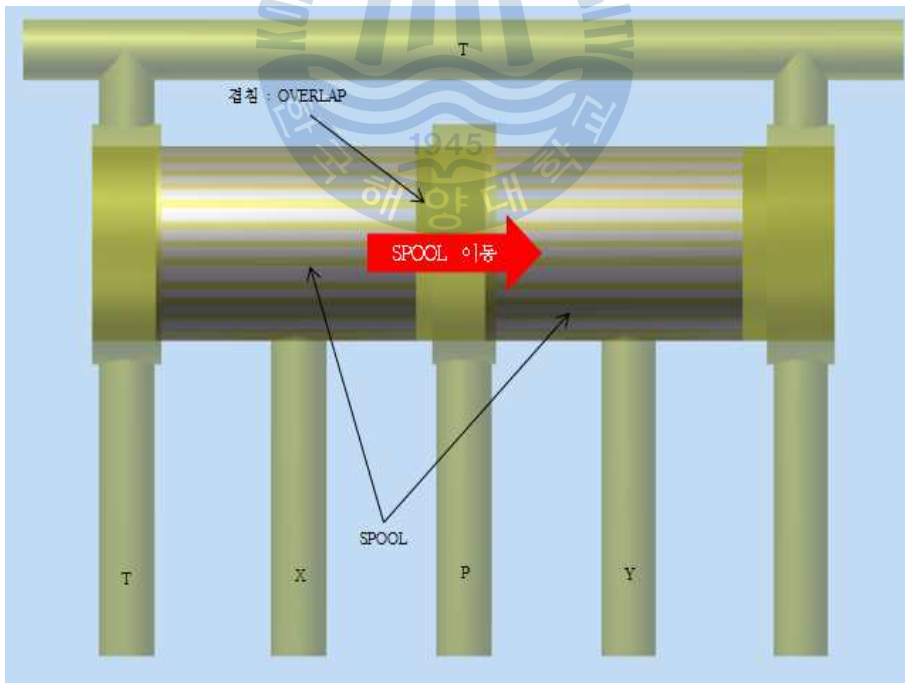


그림 4.9 레귤레이터 Body의 내부 유동장 3D 모델

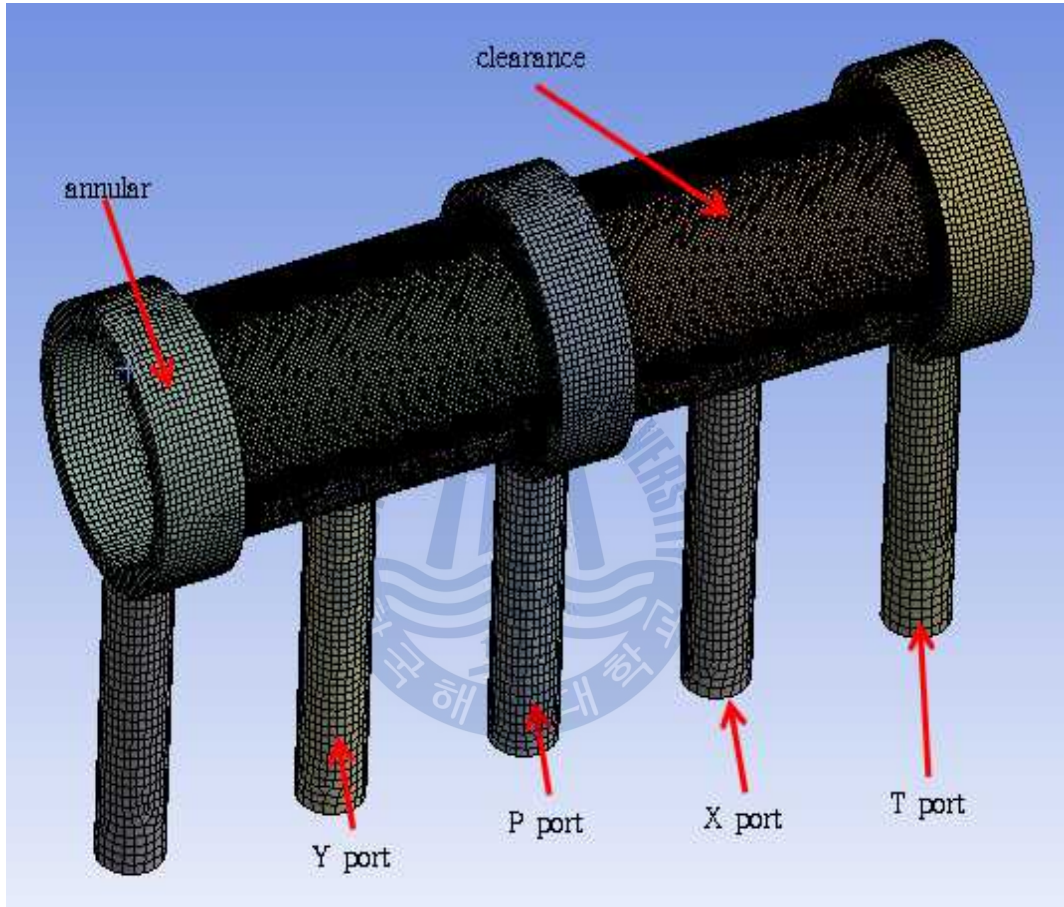


그림 4.10 Body의 Mesh

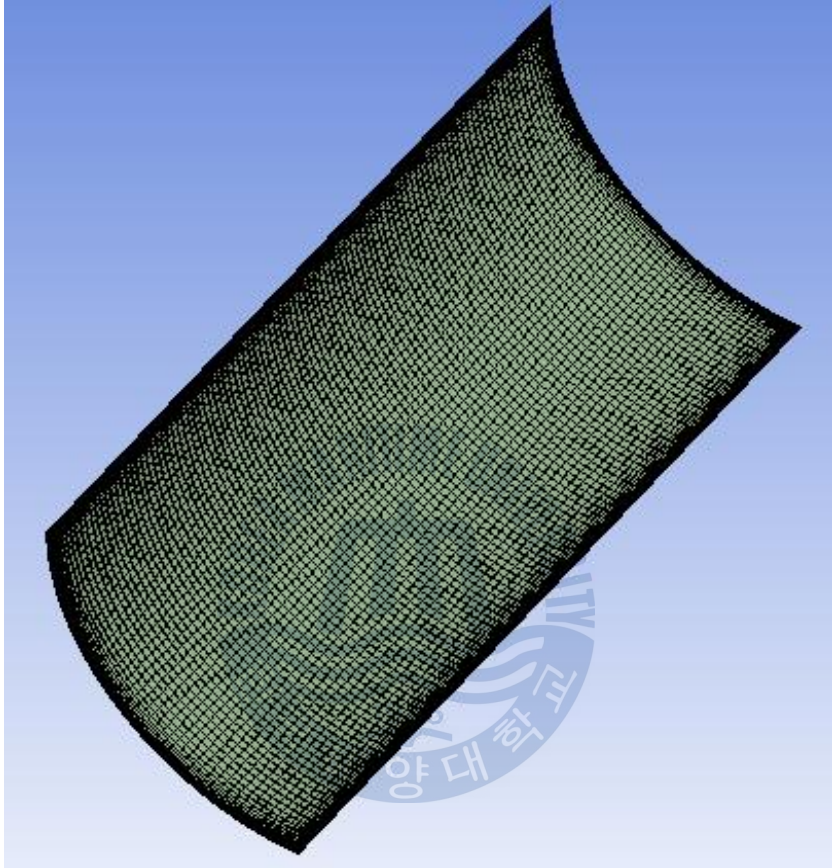


그림 4.11 스펀과 슬리브 사이 간극 0.025 mm의 Mesh

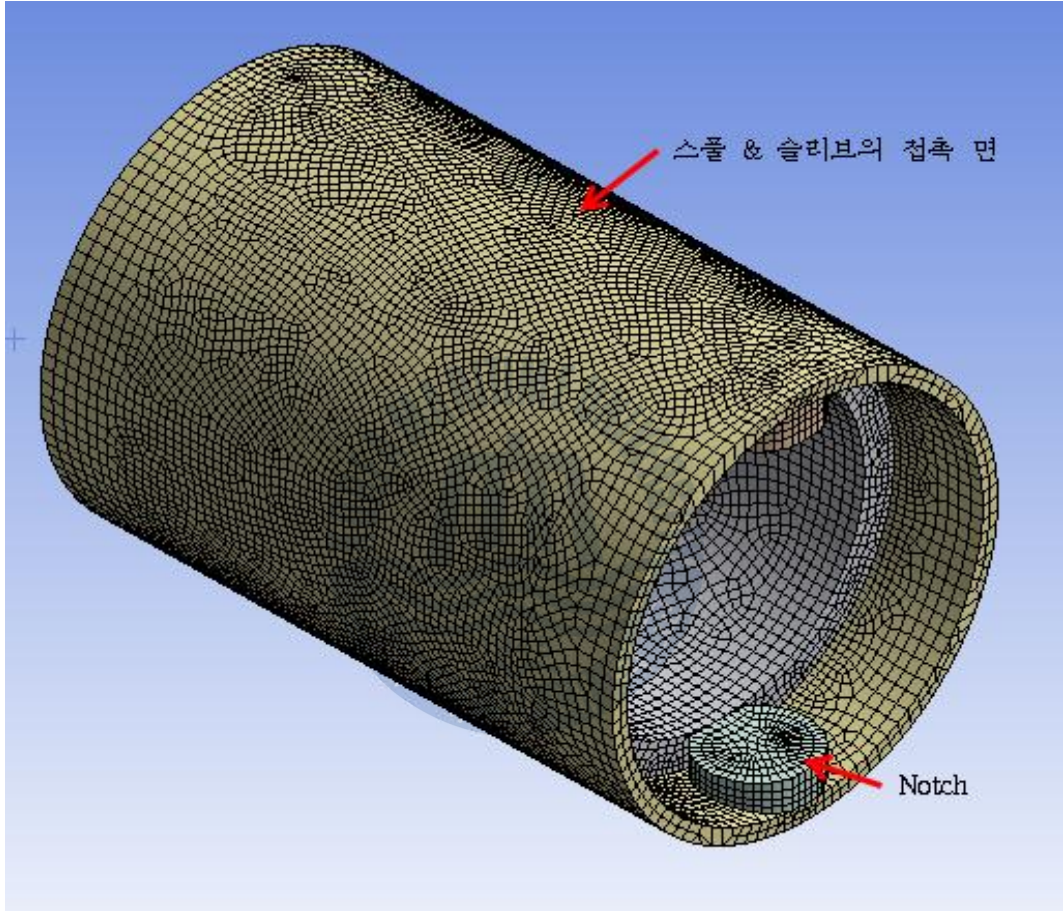


그림 4.12 스펴의 Mesh

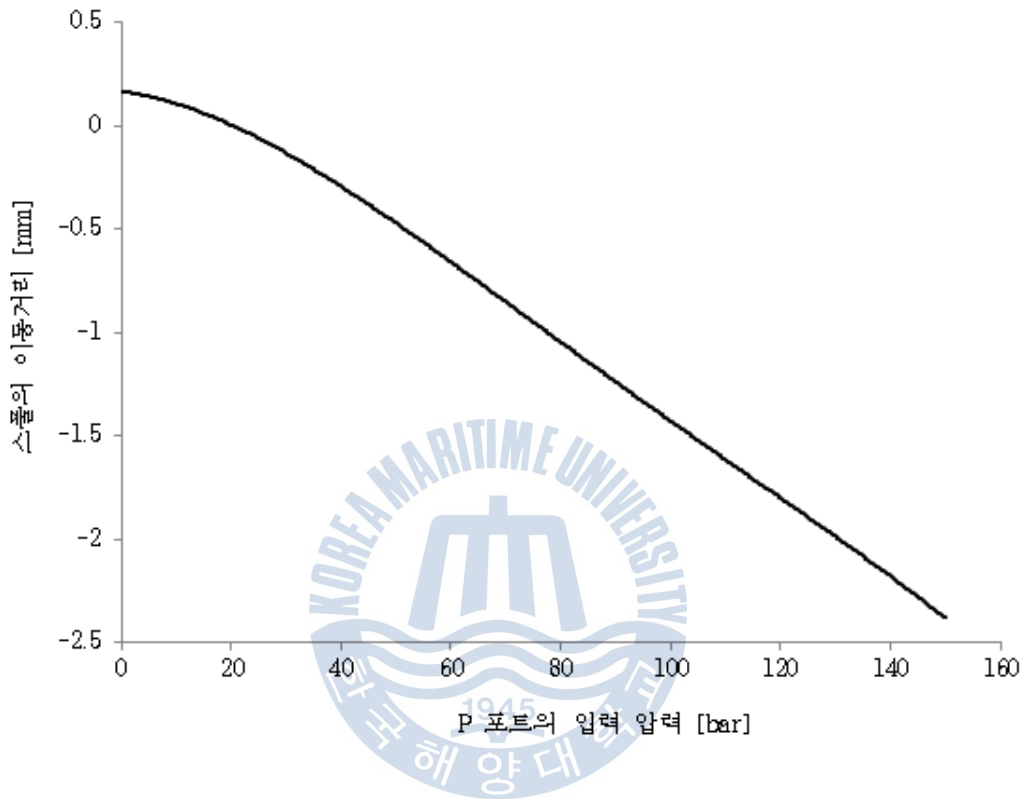


그림 4.13 1D 해석 결과로 얻은 스풀의 위치 변화

4.4 시뮬레이션 검증 실험

본 연구에서는 레귤레이터의 주요 설계 파라미터의 변화에 따른 거동 특성을 예측하기 위하여 시뮬레이션 모델을 모델링 한 후, 이 모델의 신뢰성을 검증하기 위해 밸브의 압력 변화 실험을 실시하였다. 이 실험에 사용된 실험 장비는 그림 4.14의 실험 장치를 이용 하였으며, 장치의 회로도 는 그림 4.15과 같다.

이 실험 장치의 경우 스펴의 변위에 따라 각 포트의 압력이 어떻게 변화 하는지 파악하여 이 밸브의 거동 특성을 파악하고, 필요한 압력 절환 압력에 j 스펴의 위치를 변화 시키는 것에 목적이 있다.

본 연구에서는 70~80 bar 사이에서 스펴이 절환 되도록 세팅하여 실험을 실시하였다. 실험 방법으로는 P포트의 압력을 10 bar 씩 증가시키며 각 포트에서 압력을 측정하는 방법으로 진행 되었으며, 이때 P 포트의 압력 제어 방식으로는 그림 4.15에서 P 포트에 있는 Relief 밸브로 P 포트의 압력을 제어하여 실험을 진행 하였다.

이 실험 결과 그림 4.16의 압력 특성을 데이터를 얻을 수 있었으며, 여기서 스펴의 위치가 절환 되는 지점은 X Port의 압력과 Y Port의 압력이 같아지는 지점이 될 것이다. 실험의 데이터와 시뮬레이션 결과 데이터와 비교하여 앞의 시뮬레이션 모델에 대한 신뢰성을 검증 하였다.



그림 4.14 유압밸브 압력 특성 시험기

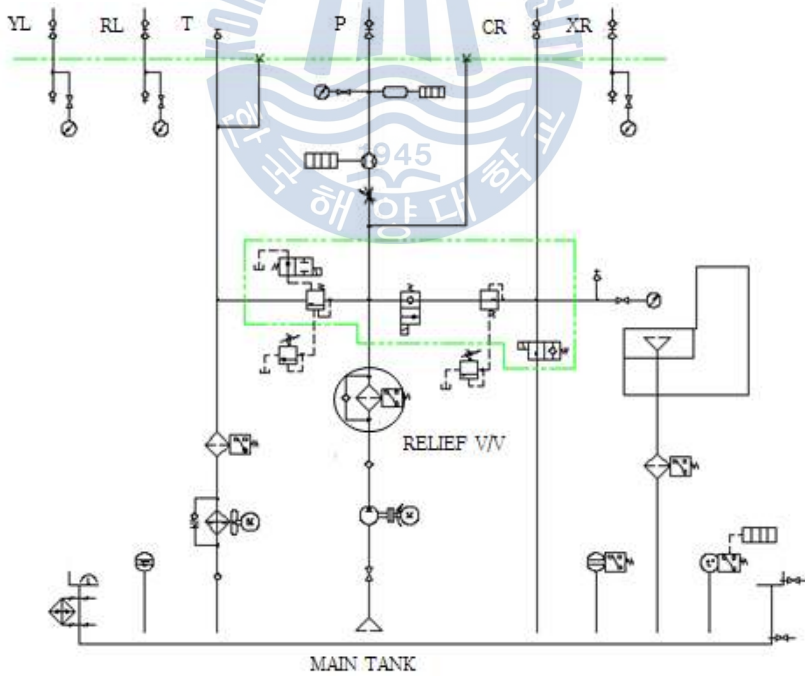


그림 4.15 유압밸브 압력 특성 시험기 회로도

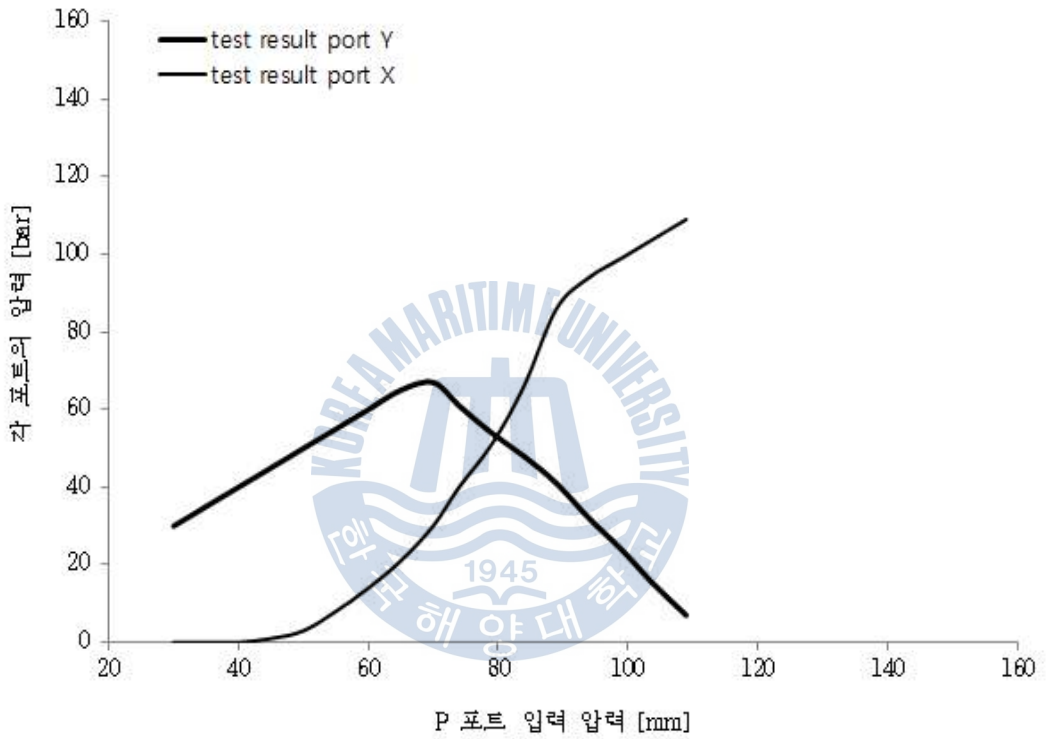


그림 4.16 압력특성 실험 결과

4.5 시뮬레이션 검증 실험의 결과 비교

선박용 윈치에 사용되는 레귤레이터의 개선 모델을 만들기 위하여 설계 파라미터의 변화에 따른 레귤레이터 거동 특성을 예측하기 위한 시뮬레이션 모델을 상용되고 있는 레귤레이터를 분석하여 먼저 Modeling 하였다. 이 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 실험을 실시하였고, 그 결과를 AMESim을 이용한 1D 해석 결과와 비교한 결과는 그림 4.17 와 같이 나타났으며, 오차 범위가 ± 5 bar 내로 성능시험 시 허용 오차 범위 내임을 확인하였다. CFX를 이용한 3D 해석의 결과와 실험 결과를 비교한 결과는 그림 4.18과 같으며, 이 결과 역시 오차 범위가 ± 5 bar 내로 성능시험 시 허용 오차 범위 내임을 확인함으로 이 모델의 신뢰성을 검증하였다. 이때 3D 해석에서는 1D 해석으로 알기 힘들었던 스펴 형상에 따른 스펴 주위에 의한 유동력의 영향을 확인하였다. 그 결과 계단 형상의 스펴의 경우 그림 4.19와 같이 스펴의 위치 변화에 따른 유동력이 나타남을 시뮬레이션 결과 확인 할 수 있었다. 그 결과 본 연구에 사용된 레귤레이터의 경우 유량에 의한 영향은 아주 적음을 확인하였다. 그리고 이 두 모델의 해석 결과를 실험 결과와 비교하여 신뢰성을 확인함으로써 각 설계 파라미터의 변화에 따른 레귤레이터의 거동의 예측 결과에 대한 신뢰성을 확보하였다.

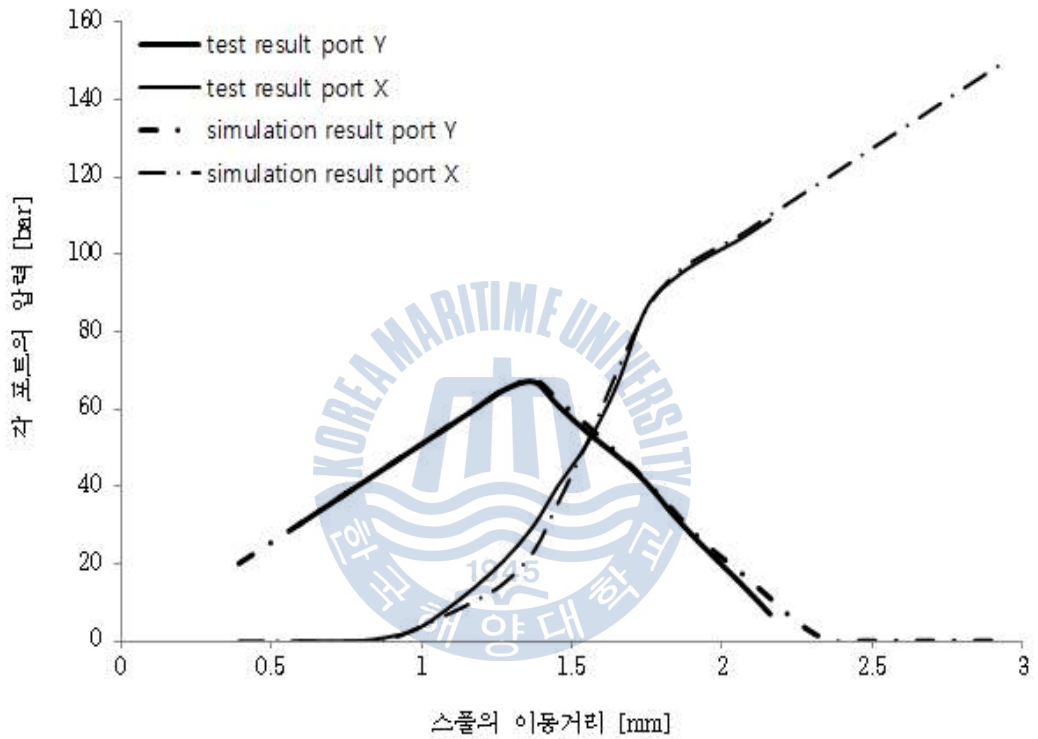


그림 4.17 실험 결과 & 1D 시뮬레이션 결과 비교

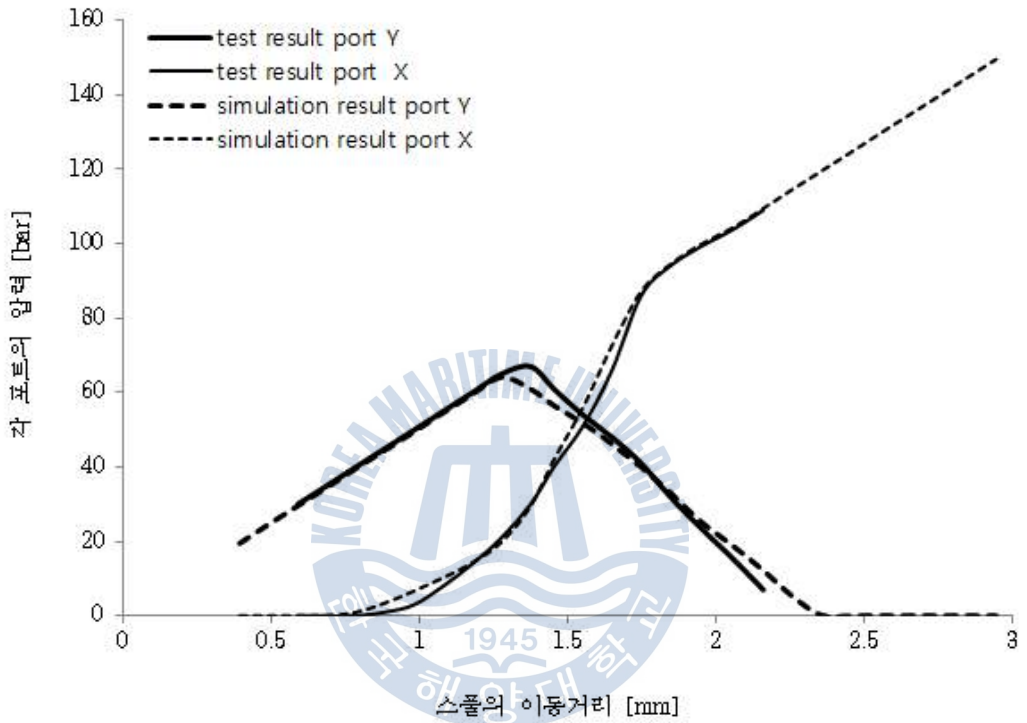


그림 4.18 실험 결과 & 3D 시뮬레이션 결과 비교

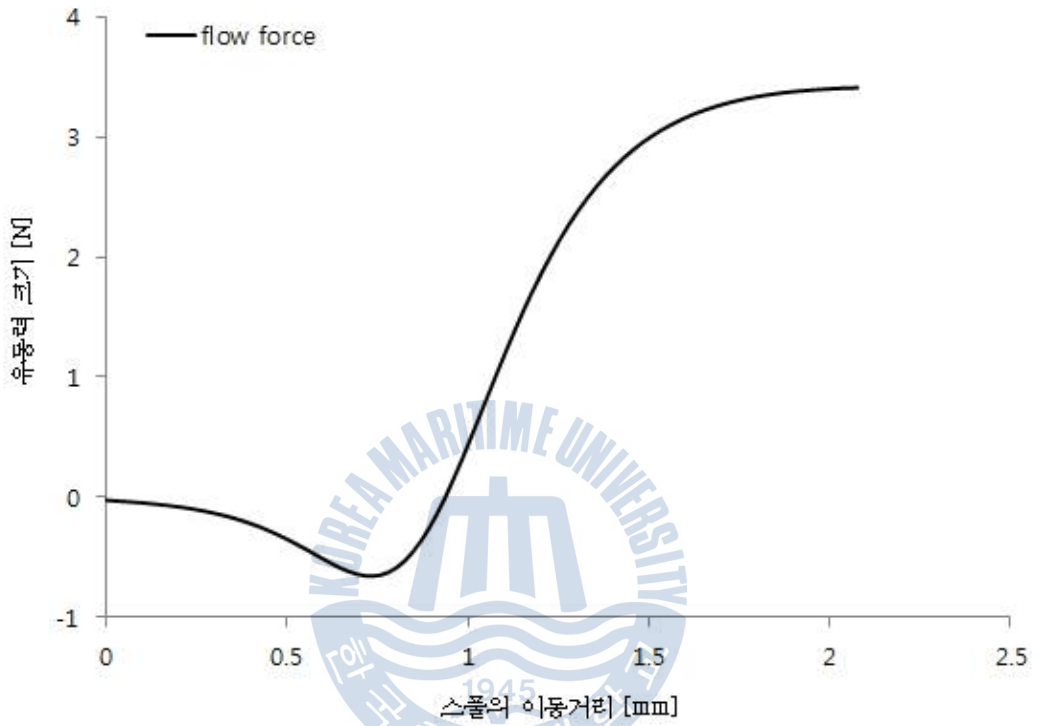


그림 4.19 CFX 결과에 의한 스톱 위치에 따른 유동력의 크기

4.6 파라미터 변화에 따른 밸브 거동에 대한 예측

3장의 결과로 레귤레이터의 성능에 영향을 미치는 주요 설계 파라미터를 정의 하였다. 이들 파라미터들 중 원치 시스템에 걸리는 부하에 따라 편심량이 결정되는 모터에 있어서 레귤레이터의 압력 변화 특성에 영향을 주는 스톱과 슬리브의 겹침 길이, 스톱과 슬리브 사이의 간극의 조건은 아주 중요한 파라미터이다. 다음으로 스톱 양단의 스프링은 스톱의 절환 압력을 결정하는 주요 파라미터로 이 역시 매우 중요한 설계 파라미터이다. 앞서 정의한 설계파라미터들인 스톱 양단의 스프링에 대한 영향과 스톱과 슬리브 사이의 겹침 형태, 간극의 크기에 대한 영향은 임의의 조건으로 시뮬레이션을 실시하여 그 결과를 확인하고 그 변화에 따른 결과를 예측 하였다.

1) 스프링 상수, 스프링 초기 압축장 변화에 따른 특성 변화

원치 시스템 내의 메인 압력과 연결된 Pilot 압력에 의한 구동력과 레귤레이터 내부 스톱 양단에 위치한 스프링들의 힘의 평형에 의해 스톱의 위치가 결정되어지는 레귤레이터 시스템에 있어서, 그림 4.17에 스프링B의 힘은 이 레귤레이터의 작동에 영향을 주는 중요한 파라미터이다. 이 스프링에 힘의 크기를 결정 하는 주요 인자는 스프링 상수인 k_B 와 스프링의 초기 압축장인 x_0 가 될 것이며, 이 인자들을 변화시켜 레귤레이터에서 스톱이 절환 되는 압력을 결정 할 수 있다. 적정 압력에서 스톱의 위치가 절환 되게 만들기 위해서는 스프링의 선정이 매우 중요하며, 이 스프링의 성능에 영향을 주는 인자들이 레귤레이터의 성능에 끼치는 영향을 파악할 필요가 있다. 그러한 이유로 이들의 변화에 따른 밸브의 거동을 예측하기 위하여 AMESim을 이용한 1D 시뮬레이션을 실시하였다. 그림 4.18는 스프링 B의 스프링력을 결정짓는 요소 중 스프링 상수를 $k_B = 4.0, 4.2, 4.5 [kgf/mm]$ 으로 변화 했을 경우 스톱의 위치변화에 따른 X, Y 각 포트의 압력 변화 특성을 나타낸 결과이다. 다음으로 그림 4.19는 스프링력을 결정하는 인자 중 스프링의 초기 압축장을 $x_0 = 1.0, 1.4, 2.0 [mm]$ 으로 변화 했을 경우 스톱의 위치변화에 따른 X, Y 각 포트의 압력 변화 특성을 나타낸 결과이다. 그림 4.18과 그림 4.19의 결과로 스프링의 요소와 관련된 인자의 변화에 따른 레귤레이터의 압력 변화 특성을 보면, 압력 변화의 기울기는 변화 없이 스

풀의 위치가 절환 되는 압력만이 변화하는 것을 시뮬레이션 결과 확인 할 수 있었다. 이 결과로 레귤레이터의 절환 압력을 변화 시킬 필요가 있을 경우 스프링 상수의 변화를 위해 스프링을 교체할 필요 없이 스프링의 초기 압축장을 변경함으로써 그와 유사한 효과를 얻을 수 있다고 사료된다.

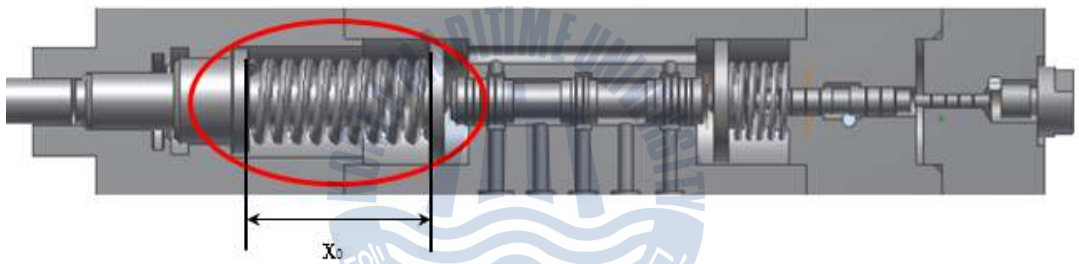


그림 4.20 레귤레이터 단면에서 스프링 B 위치

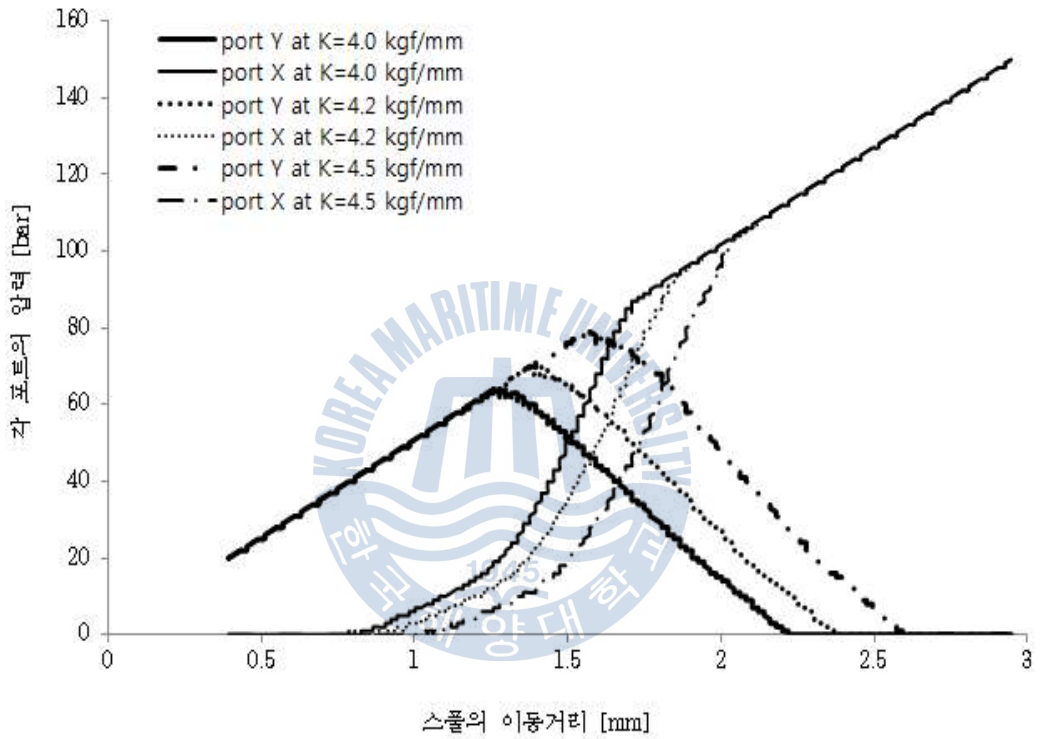


그림 4.21 스프링 B 상수 변화에 따른 각 포트의 압력 변화 특성

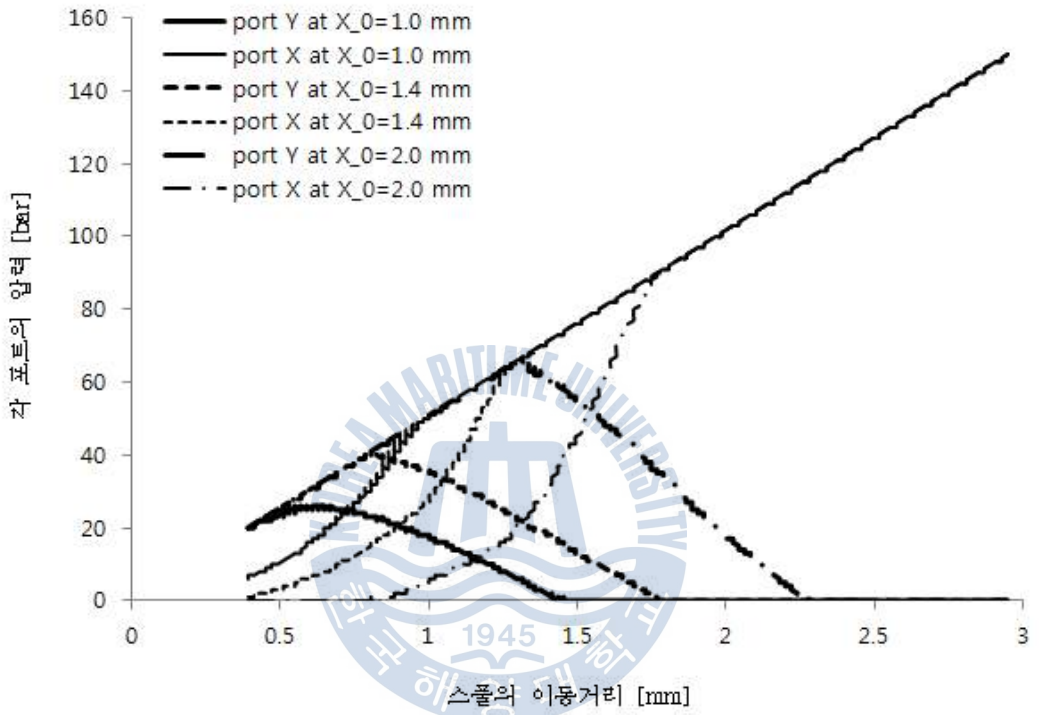


그림 4.22 스프링 B 초기압축장 변화에 따른 각 포트의 압력 변화 특성

2) 스펙과 슬리브 사이 겹침 길이 변화에 따른 특성 변화

스플을 이용한 밸브의 경우 스펙과 슬리브의 겹침 길이에 따라 압력특성과 유량특성이 영향을 받으며, 이 파라미터들이 레귤레이터의 성능에 영향을 주는 주요 파라미터가 될 것이다. 스펙과 슬리브 사이의 겹침 형태가 오버랩이 될 경우 밸브의 압력 특성에서 불감대 영역이 생기게 되며 이는 정밀한 제어를 요구하는 시스템에서는 오차를 가지게 되는 주요 원인이 되는 주요 인자이나, 오버랩의 길이가 길어질 경우 스펙과 슬리브 사이의 간극을 키울 수 있는 장점이 있으므로 적정 길이를 택하는 것이 필요하다.

본 연구에서는 오버랩의 길이를 변화시켜 스펙의 위치변화에 따른 각 포트에서의 압력 변화 특성을 예측하기 위하여 AMESim을 이용한 1D 해석을 실시하였으며, 스펙과 슬리브의 적정한 오버랩 길이를 정하기 위하여 CFX를 이용한 3D 해석을 수행하였다. 먼저 T포트에서의 영향을 보기 위하여 그림 4.20과 같이 T 포트 부근에서의 스펙과 슬리브의 겹침 형태를 오버랩으로 선택하였다. 이 겹침 길이의 변화에 따른 각 포트별 압력 변화 특성을 보기 위하여 겹침 길이를 $x_1 = 0.2, 0.5, 0.7, 1.0\text{mm}$ 로 변화를 시켰으며, 이때 압력 변화 특성은 그림 4.21처럼 나타났다. 이 결과로 T 포트의 오버랩 길이가 스펙의 위치변화에 따른 각 포트의 압력 변화 특성 변화에 어떻게 영향을 끼치는지 확인 하였다. 그림 4.22는 각 포트에서의 적정 오버랩 길이를 정하기 위한 CFX 해석 결과로 간극 0.025 mm에서 오버랩의 길이에 따른 압력 프로파일을 나타낸 그림이다. 그 결과 0.025 mm 간극에서 그림 4.23과 같이 압력 강하가 발생함을 확인 하였다. 앞의 CFX 결과로 스펙의 최대 스트로크를 고려하여 스펙의 중립 위치에서 스펙과 슬리브의 겹침 길이 즉, 오버랩 길이는 T 포트에서 0.7 mm, P 포트에서 0.2 mm로 설계함이 타당함을 확인 하였다. T 포트의 오버랩 길이뿐만 아니라 P 포트의 오버랩 역시 각 포트에서의 압력 변화 특성에 영향을 주는 주요 파라미터이다. P 포트에서의 오버랩은 그림 4.24과 같이 오버랩으로 선택하였으며, 그림 4.25은 이 오버랩의 길이가 $x_2 = 0.1, 0.2, 0.5\text{mm}$ 증가 할 때 각 포트의 압력 변화 특성에 어떻게 영향을 미치는지를 나타낸 결과이다. 앞의 CFX의 결과로 중립위치에서 T포트에서의 겹침 길이는 0.7mm가 적정하다 사료되며, P포트에서는 0.3 mm 가 적정하다고 사료된다. 그리고 AMESim의 결과로 T 포트에

서의 오버랩 길이는 각 포트의 압력변화 에서 압력이 상승하게 되는 스풀의 위치를 결정하는 인자임을 확인 하였으며, P 포트에서 오버랩 길이는 스풀위치에 따른 압력변화 특성에서 압력이 하강하는 스풀의 위치를 결정하는 파라미터임을 확인할 수 있었다. 이 결과로 선박용 유압원치에 사용되는 유압모터의 편심량에 맞는 레귤레이터의 압력특성을 고려할 때 이들의 정보를 이용하여 공차를 설정함이 타당하다고 사료된다.

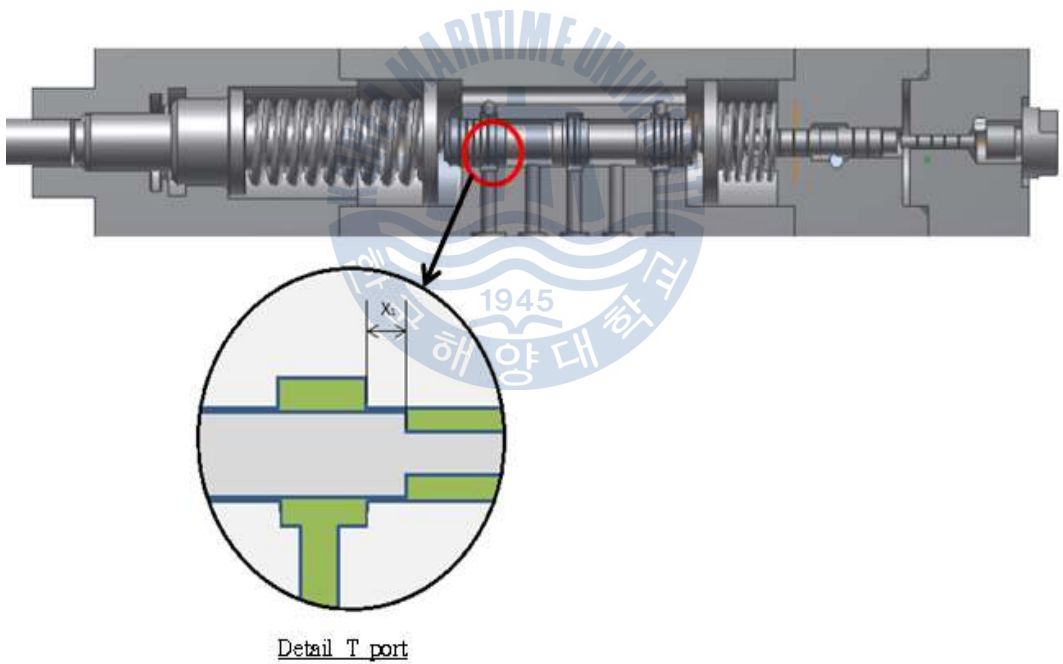


그림 4.23 T 포트에서 스풀과 슬리브의 겹침 길이

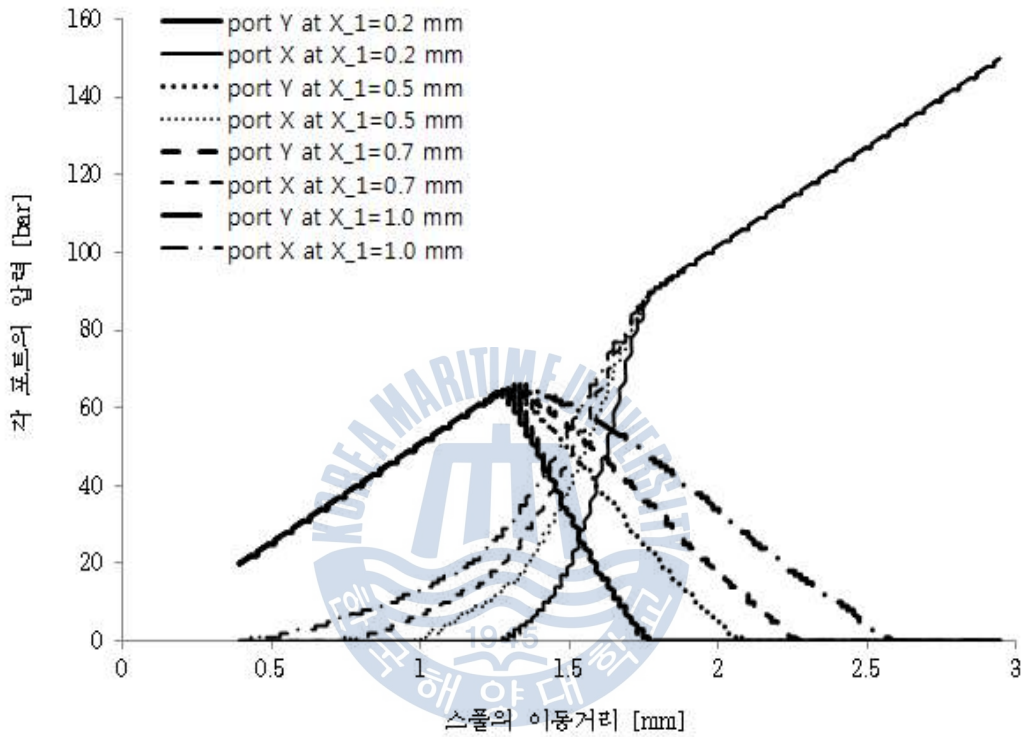


그림 4.24 T 포트의 겹침 길이 변화에 따른 각 포트의 압력 변화 특성

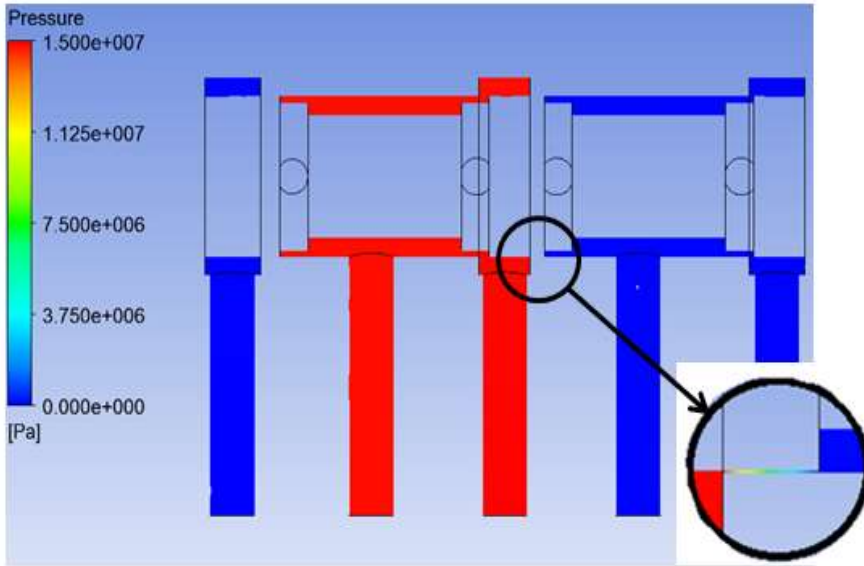


그림 4.25 CFX 결과에 따른 간극 0.025 mm 일때 간극에서의 압력 프로파일

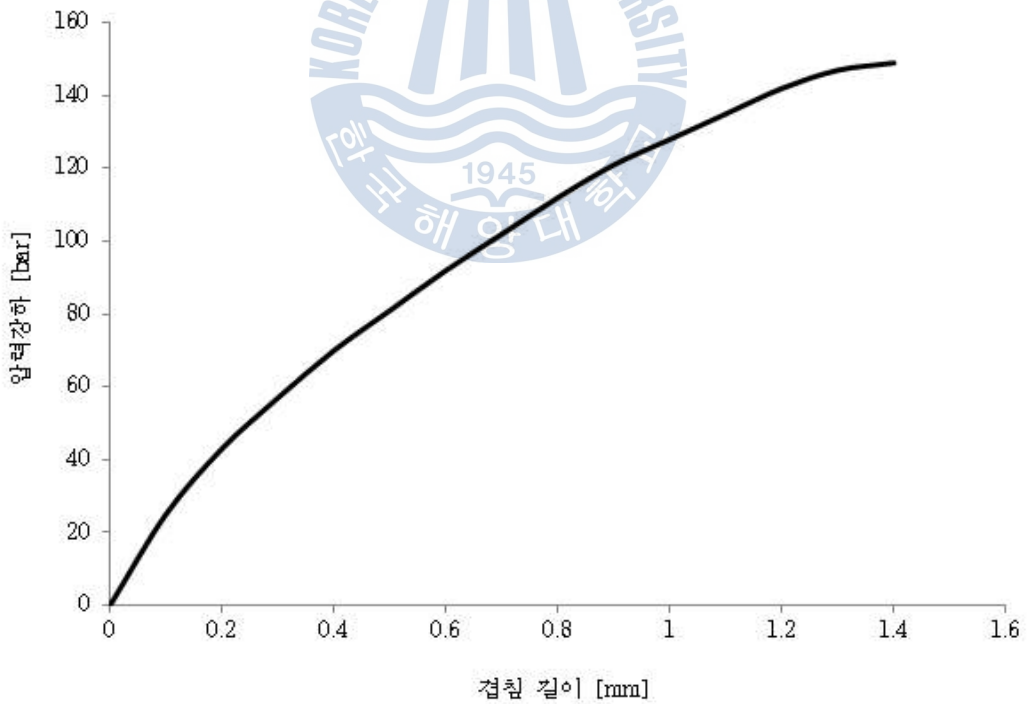


그림 4.26 CFX 결과에 따른 간극 0.025mm에서의 압력 강하

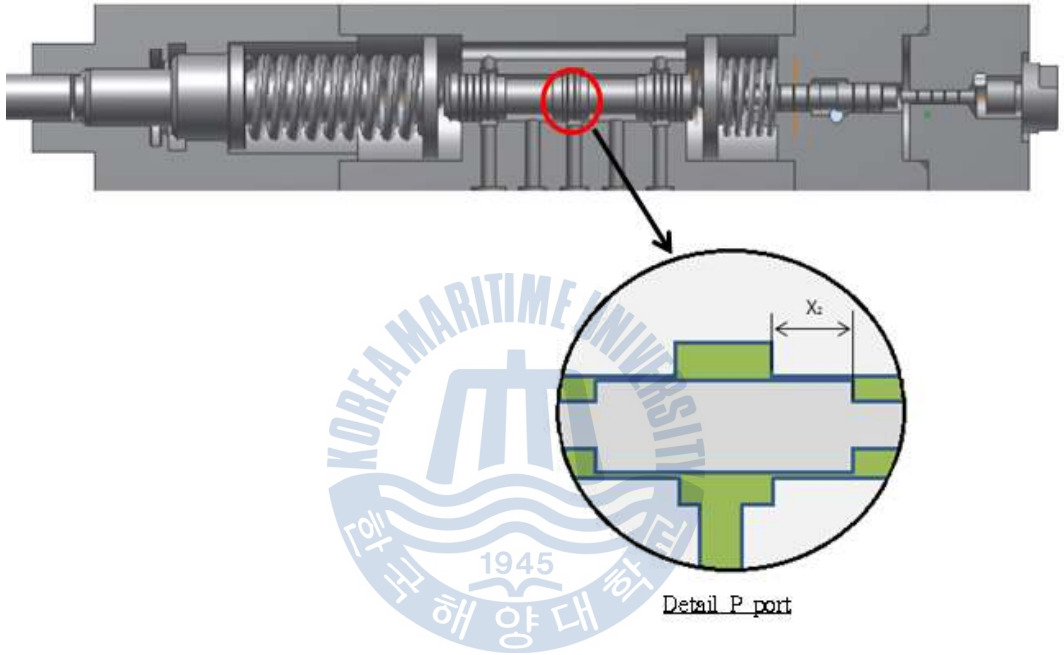


그림 4.27 P 포트에서 스톱과 슬리브의 겹침 길이

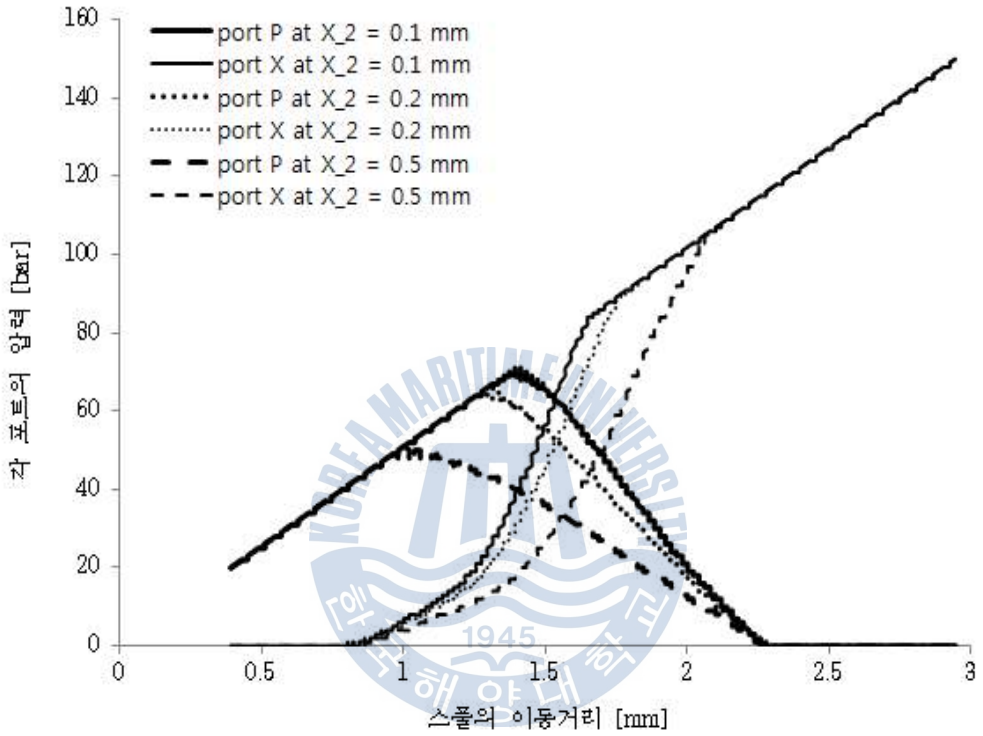


그림 4.28 P 포트의 겹침 길이 변화에 따른 각 포트의 압력 변화 특성

3) 스톱과 슬리브 사이 간극 변화에 따른 특성 변화

그림 4.26에서처럼 레귤레이터 설계 시 스톱과 슬리브 사이에 간극이 생기도록 설계가 되어진다. 스톱과 슬리브 사이의 간극은 압력특성과 유량특성에 영향을 주는 레귤레이터의 중요 파라미터로서 이 간극의 크기에 따라 레귤레이터의 압력 변화 특성과 누유량이 변화 한다.

본 연구에서는 이 간극이 변화할 때 스톱의 위치변화에 따른 각 포트의 압력 변화와 누유량을 예측하기 위하여 AMESim을 이용한 1D 해석을 실시하였다. 먼저 간극의 변화에 따른 누유량의 변화를 예측하기 위하여 간극을 $c = 0.000, 0.005, 0.025, 0.035, 0.050\text{mm}$ 로 변화시켜 시뮬레이션을 실시하였으며, 그 결과 그림 4.27의 결과를 얻을 수 있었다. 이 결과로 0.025 mm 이상의 간극부터 누유량이 급격히 증가함을 확인 할 수 있었다. 다음으로 간극이 변화할 때 스톱의 위치변화에 따른 각 포트의 압력변화 특성을 예측하기 위하여 간극의 크기를 $c = 0.000, 0.005, 0.025, 0.035, 0.050\text{mm}$ 로 변화시켜 시뮬레이션을 실시하였고, 그 결과 그림 4.28의 결과를 얻었다. 이 결과 각 포트들의 압력 변화 특성은 0 ~ 0.025 mm 범위 내에서는 그 특성이 급격히 변화하며, 0.025 mm 이상의 간극에서는 압력변화의 특성이 적음을 확인하였고, 레귤레이터의 간극은 0.025 mm 이상의 크기로 설계함이 타당하다는 것을 확인하였다. 이일영^[6] 등은 통상적인 고압용 스톱 밸브의 경우 간극을 0.005~0.015 mm로 설계함을 권장하나, 시뮬레이션 결과로 본 연구에서 사용된 레귤레이터의 경우 원치 시스템에 따라 유압모터의 편심이 조절 가능해야하는 사용조건과 가공여건을 고려하여 간극의 설계 시 압력특성의 변화가 없으면서 누유량이 최소가 되는 0.025~0.035 mm 로 선택하여 설계해야 함이 타당하다고 사료된다.

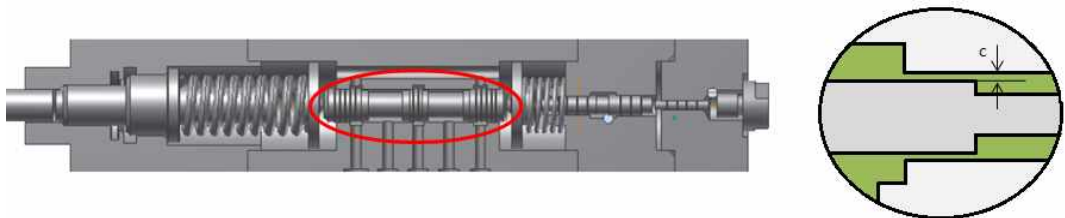


그림 4.29 스톱과 슬리브 사이의 간극

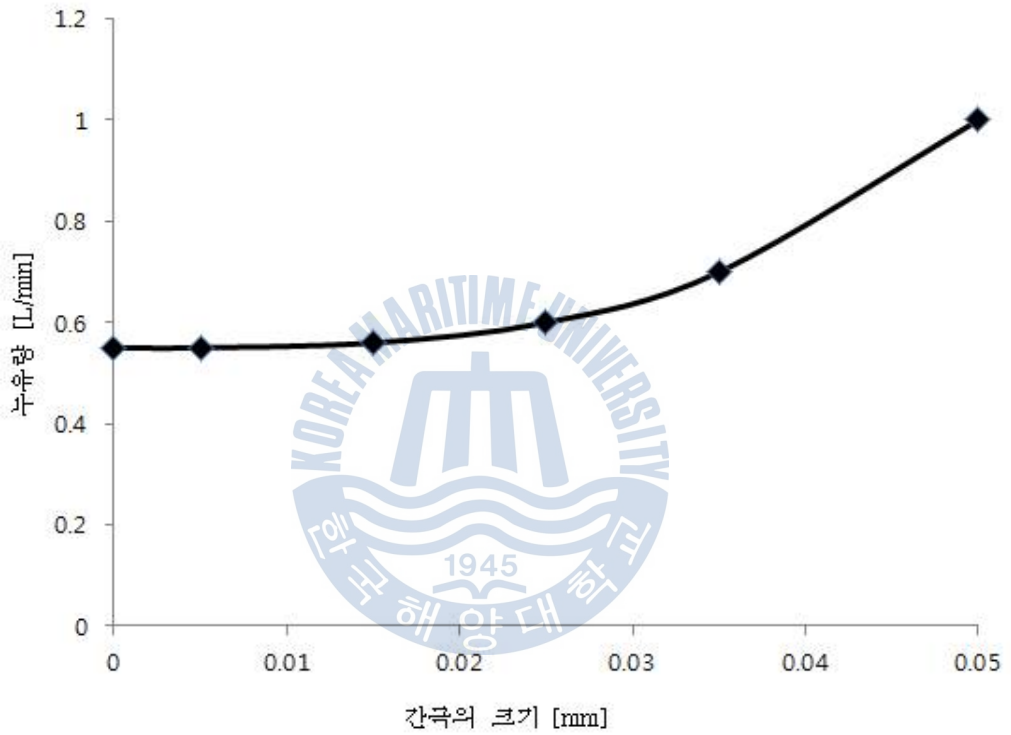


그림 4.30 스펀과 슬리브 사이 간극의 변화에 따른 누유량

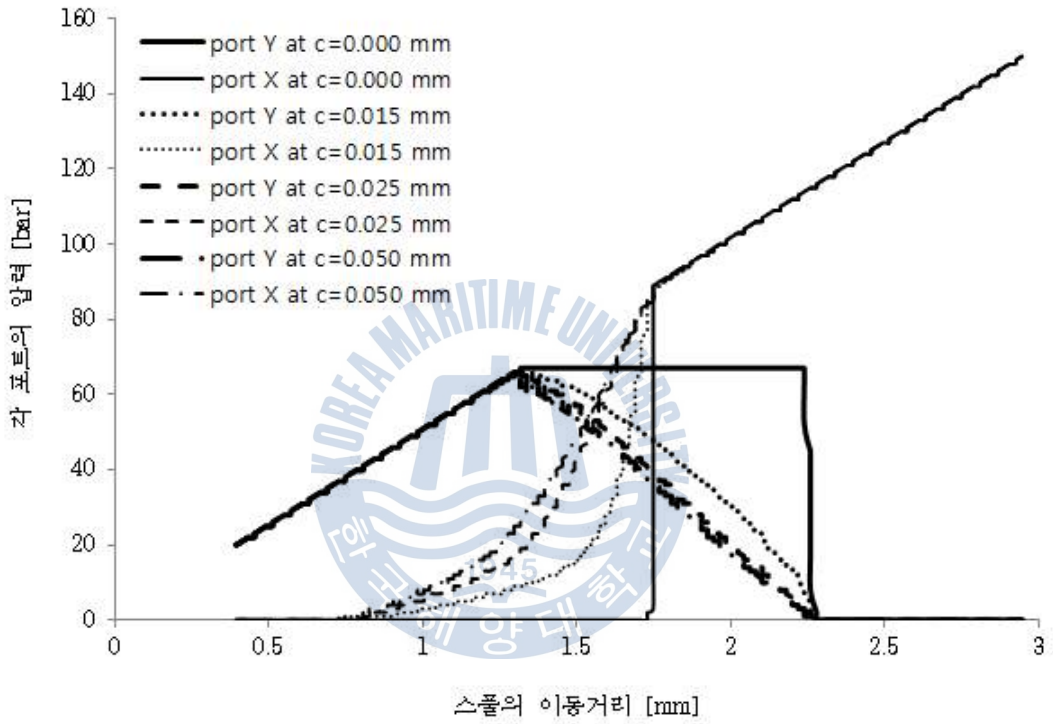


그림 4.31 스푼과 슬리브 사이 간극의 변화에 따른 각 포트의 압력 변화 특성

제 5 장 결론

본 연구에서는 먼저 밸브를 선택하는데 필수 요소인 사용압력, 그리고 유량을 정의하기 위하여 선박용 유압원치의 시스템의 설계사양을 소형어선의 자동권양원치시스템설계에 관한 연구 결과를 대형 선박의 상황과 비교하였고, 그 결과 대형 선박에서의 윈치 시스템 사양 선정 시 사용해도 무방함을 확인하고, 레귤레이터 선정의 필수요소인 최대압력, 최대유량, 그리고 레귤레이터의 포지션 절환 압력을 정의하였다.

레귤레이터의 설계파라미터 정의를 위하여 레귤레이터의 기능 및 치수를 분석한 결과 최대유량 조건으로 각 포트의 사이즈와 스펴의 크기를 밸브의 기본이론을 이용하여 치수를 선정하였으며, 최대압력 조건으로 스펴 위치 절환 압력을 정의하였다. 이때 성능에 영향을 미치는 주요설계 파라미터를 스프링 상수, 스프링의 초기 압축장, 스펴의 형상, 스펴과 슬리브 사이의 간극, 스펴과 슬리브의 겹침 형태로 정의하였다.

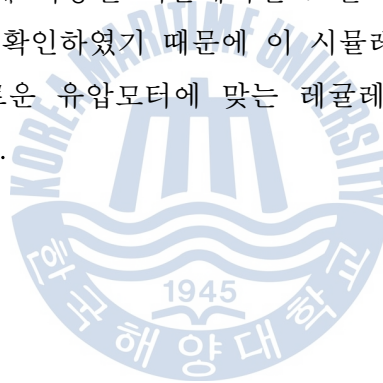
이들의 영향을 파악하고 각 주요설계 파라미터들의 변화에 따른 밸브의 거동 특성 파악을 위하여 AMESim과 CFX를 이용하여 시뮬레이션을 실시하였다. 이를 위해 먼저 기능분석 및 치수분석의 결과를 기본으로 시뮬레이션 모델을 모델링하였고, 이 모델의 신뢰성 검증을 위해 이 제품을 이용한 압력특성 실험을 실시한 결과, 이 실험을 통하여 얻어진 결과 데이터들과 시뮬레이션을 통해 얻어진 데이터들이 일치하였다.

이 시뮬레이션 모델을 이용하여 앞에서 정의한 각 파라미터의 영향을 예측한 결과는 다음과 같다.

- 1) 스프링의 경우 스펴 위치가 절환되는 압력을 결정하는 주요한 파라미터임을 알 수 있었다.
- 2) CFX를 이용하여 스펴이 계단 형상일 경우 밸브 내에서 작동유 유동이 스

풀에 작용하는 유동력의 크기와 그 영향을 확인한 결과 유동력에 의한 영향은 아주 적음을 확인 하였고 레귤레이터에서 유량에 의한 영향은 적다고 사료되었다.

- 3) 스펀과 슬리브 사이의 간극의 경우 압력 변화 특성과 누유량에 중요한 영향을 주는 파라미터이임을 알 수 있었다. 본 연구에 사용된 레귤레이터는 원치의 내부 부하에 따라 모터의 편심이 결정하기 위하여 압력 특성에 영향을 적게 받으면서 누유량이 최소가 되는 0.025~0.035 mm의 범위에서 설계하는 것이 최적임을 알 수 있었다.
- 4) 오버랩의 경우 간극에서 발생하는 압력 강하를 CFX를 이용하여 고려한 결과 P 포트 에서는 0.2 mm가 타당하고, T포트 에서는 0.7 mm로 설계함이 타당하다고 사료된다.
- 5) 이 결과로 본 연구에 사용된 시뮬레이션 모델로 설계된 레귤레이터가 제품으로서의 가능성을 확인하였기 때문에 이 시뮬레이션 모델은 선박용 유압 원치에 사용되는 새로운 유압모터에 맞는 레귤레이터의 설계에 사용할 수 있을 것으로 사료된다.



감사의 글

본 논문이 완성되기까지 여러모로 도움을 주시고, 함께한 모든 분들에게 감사의 말을 지면을 통해서나마 올립니다.

먼저 항상 부족한 저에게 학업과 지도를 해 주시고, 격려를 해 주신 김동혁 교수님께 진심으로 감사드립니다. 아울러 바쁘신 중에도 귀중한 시간을 내어 논문을 심사해주신 윤상국 교수님과 유삼상 교수님께도 감사드립니다. 대학원 생활동안 많은 가르침을 주신 냉동, 기계과 모든 교수님들께 감사드립니다.

대학원과 회사 생활을 동시에 할 수 있도록 지원을 해준 홀루테크(주) 강남식 사장님께 감사의 마음을 전하며 회사생활을 잘 할 수 있도록 항상 도움을 주신 서진희 이사님, 임태형 차장님, 이정민 대리님 이하 개발 2팀 팀원들과, 김동환 사원, 김동혁 사원, 이창목 사원 이하 기술연구소 3팀원들과 동기들 그리고 모든 직원에게 감사드립니다.

2년간 대학원 생활을 같이하며 많은 도움을 주었던 김형탁 선배님, 황영덕선배님께 감사드립니다. 그리고 대훈, 동훈, 정민과 냉동과 선,후배님들 그리고 공기조화 연구회 후배들에게도 고마움을 전합니다.

끝으로 지금의 나를 있게 항상 도움을 주고 뒷바라지 해주신 어머니와 형에게 이 논문을 바칩니다.

참고문헌

- [1] 대한조선학회 역, <<선박의장>>, 동명사,2000, pp. 25 ~ 56.
- [2] 박원호, 최지환, 김재실, 이원태, 「선박 원치용 유압모터 속도제어 레귤레이터의 저온 적응성에 관한 연구」, 한국정밀공학회 춘계학술대회논문집, 2010, pp. 1303~1034.
- [3] 박태조, 황윤건, 「Groove 단면형상에 따른 유압 Spool 밸브의 윤활해석」, Journal of the KSTLE Vol. 25. No.1,February, 2009, pp. 313 ~ 319.
- [4] 오공균 역, <<선급 및 강선규칙 적용지침>>, 한국선급, 2012, pp. 39 ~ 50.
- [5] 이윤상, 「Energy & Offshere로 전환」, NH농협증권, 2012, pp.87 ~121.
- [6] 이일영, BRKR 교육사업부, <<유압공학>>, 문운당, 2012, pp 205 ~ 219.
- [7] 신원규, 최현영, 신호필, 문의준, 「계단형상에 의한 스폴밸브의 유동력 보상」 Journal of the Korean Society of Precision Engineering Vol. 20, No.6, 2003, pp.145 ~ 150.
- [8] Arthur Akers, Max Gassman, Richard Smith, <<Hydraulic Power System Analysis>> taylor & Francis, 2006, pp.167 ~ 178.
- [9] C. J. Jung, S. Y. Yang, 「A study on the development of high flow solenoid valve」 Journal of Hydraulic and pneumatic construction of Mechanical Engineers, 2013, pp.9 ~ 13.
- [10] D. J. LEE, J. K. KIM, 「Design of an Automatic Winch System for Small Fishing Vessel」, Bull. Korean Soc. Fish. Tech. 36, 2000, pp.157 ~ 165.
- [11] G. W. Dok, S. Y. Yang, 「Development of a Seaborne Towing Winch System」, 한국군사과학기술학회지 제 3권 1호,2007, pp. 47 ~ 50.

- [12] Maoying, G., Nakano, K., 「Numerical study for the Compensation of Axial Flow in a Spool Valve by Boundary Element Method」, Proceedings of the 2nd Intl. Conf. on Fluid Power Transmission and Control, 1986, pp.171 ~ 176.
- [13] S. N. Yun, Y. H. Jung, D. K. Kim, W. S. Seo, B. O. Choi, H. C. Lee, 「A Study on the Null Characteristics Improvement of Spool Valve」, 한국동력기계공학회, 2006, pp.477 ~ 482.
- [14] Philip L. Skousen 역, <<밸브 핸드북>>, 홍릉과학출판사, 2004.
- [15] Song Liu, Bin Yao, 「Characterization and Attenuation of Sandwiched Deadband Problem Using Describing Function Analysis and Application to Electrohydraulic Systems Controlled by Closed-Center Valves」, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control Vol. 131, 2009, pp.1 ~ 7.
- [16] W.G. Shin, H. Y. Choi, H. P. Shin, E. J. Moon, 「Flow Force Compensation by Stepped Spool valve」 Journal of the Korean Society of Precision Engineering Vol. 20. No. 6, 2003, pp.145 ~ 150.
- [17] Yeaple, F. <<fluid power design handbook>>, Dekker, pp.224 ~ 274.

부록

A1 Table A2.1 선급 협회 규칙에 의한 의장수와 앵커, 체인



Table A2.1 선급 협회 규칙에 의한 의장수와 앵커, 체인

의장수		선수 앵커		선수 앵커용 체인			
		수	질량 [kg]	길이 [m]	지름		
초과	이하				제1종	제2종	제3종
205	240	2	660	302.5	26	22	20.5
240	280	2	780	330	28	24	22
280	320	2	900	357.5	30	26	24
320	360	2	1020	357.5	32	28	24
360	400	2	1140	385	34	30	26
400	450	2	1290	385	36	32	28
450	500	2	1440	412.5	38	34	30
500	550	2	1590	412.5	40	34	30
550	600	2	1740	440	42	36	32
600	660	2	1920	440	44	38	34
660	720	2	2100	440	46	40	36
720	780	2	2280	467.5	48	42	36
780	840	2	2460	467.5	50	44	38
840	910	2	2640	467.5	52	46	40
910	980	2	2850	495	54	48	42
980	1060	2	3060	495	56	50	44
1060	1140	2	3300	495	58	50	46
1140	1220	2	3540	522.5	60	52	46
1220	1300	2	3780	522.5	62	54	48
1300	1390	2	4050	522.5	64	56	50
1390	1480	2	4320	550	66	58	50
1480	1570	2	4590	550	68	60	52
1570	1670	2	4890	550	70	62	54
1670	1790	2	5250	577.5	73	64	56
1790	1930	2	5610	577.5	76	66	58
1930	2080	2	6000	577.5	78	68	60
2080	2230	2	6450	605	81	70	62
2230	2380	2	6900	605	84	73	64
2380	2530	2	7350	605	87	76	66
2530	2700	2	7800	632.5	90	78	68

의장수		선수 앵커		선수 앵커용 체인			
		수	질량 [kg]	길이 [m]	지름		
초과	이하				제1종	제2종	제3종
2700	2870	2	8300	632.5	92	81	70
2870	3040	2	8700	632.5	95	84	73
3040	3210	2	9300	660	97	84	76
3210	3400	2	9900	660	100	87	78
3400	3600	2	10500	660	102	90	78
3600	3800	2	11100	687.5	105	92	81
3800	4000	2	11700	687.5	107	95	84
4000	4200	2	12300	687.5	111	97	87
4200	4400	2	12900	715	114	100	87
4400	4600	2	13500	715	120	102	90
4600	4800	2	14100	715	122	105	92
4800	5000	2	14700	742.5	124	107	95
5000	5200	2	15400	742.5	127	111	97
5200	5500	2	13100	742.5	130	111	97
5500	5800	2	16900	742.5	132	114	100
5800	6100	2	17800	742.5		117	102
6100	6500	2	18800	742.5		120	107
6500	6900	2	20000	770		124	111
6900	7400	2	21500	770		127	114
7400	7900	2	23000	770		132	117
7900	8400	2	24500	770		137	122
8400	8900	2	26000	770		142	127
8900	9400	2	27500	770		147	132
9400	10000	2	29000	770		152	132
10000	10700	2	31000	770			137
10700	11500	2	33000	770			142
11500	12400	2	35500	770			147
12400	13400	2	38500	770			152
13400	14600	2	42000	770			157
14600	16000	2	46000	770			162