



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 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](#)

2023년 2월

석사학위논문

FEM해석 기반 중압급 기어펌프  
성능 개선 및 최적 설계에  
관한 연구

조선대학교 대학원

기계시스템 · 미래자동차공학과

이 찬 우

# FEM해석 기반 중압급 기어펌프 성능개선 및 최적 설계에 관한 연구

A Study on Performance Improvement and Optimal Design  
of Medium Pressure Gear Pump Based on FEM Analysis

2023년 2월 24일

조선대학교 대학원

기계시스템 · 미래자동차공학과

이 찬 우

# FEM해석 기반 중압급 기어펌프 성능개선 및 최적 설계에 관한 연구

지도교수 김 재 열

이 논문을 공학석사학위신청 논문으로 제출함

2022년 10월

조선대학교 대학원

기계시스템 · 미래자동차공학과

이 찬 우

# 이찬우의 석사학위논문을 인준함

위원장 조선대학교 교수 김지훈 (인)

위원 조선대학교 교수 이성준 (인)

위원 조선대학교 교수 김재열 (인)

2022년 12월

조선대학교 대학원

## 목 차

LIST OF FIGURES .....	iii
LIST OF TABLE .....	vi
ABSTRACT .....	vii
제 1 장 서 론 .....	1
제 1 절 연구 배경 .....	1
1. 산업 지식 .....	1
2. 기어펌프 .....	3
제 2 절 연구의 필요성 .....	7
제 2 장 연구 목표 및 방법 .....	9
제 1 절 연구 목표 .....	9
1. 기어펌프 최적 설계 및 성능개선 .....	9
제 2 절 연구 방법 .....	10
1. 연구 구성 .....	10
2. 난류모델 방정식 .....	11
3. 기어펌프 이론방정식 .....	14
제 3 장 FEM 유동해석 .....	17
제 1 절 기어 치의 폭 .....	17
제 2 절 Helical Gear 및 Balance plate (Grooves) .....	29

제 4 장 실험 및 고찰 .....	51
제 1 절 실험 방법 .....	51
제 2 절 실험결과 및 고찰 .....	54
1. 기어 치의 폭 .....	54
2. Helical Gear 및 Balance plate (Grooves) 설계 .....	58
제 5 장 결 론 .....	63
REFERENCE .....	63

## LIST OF FIGURES

Fig. 1-1 Example of machine tool of medium/high pressure pump configuration .....	2
Fig. 1-2 Self-priming gear pump 3D modeling .....	4
Fig. 1-3 External gear pump .....	5
Fig. 1-4 Internal gear pump .....	5
Fig. 1-5 Value Chain of the Global Machine Tool Market .....	8
Fig. 2-1 Helical gear tooth type and designation .....	15
Fig. 3-1 Gear pump 3d modeling .....	19
Fig. 3-2 Irregular triangular lattice mesh .....	19
Fig. 3-3 Pressure inside the gear pump (21T / 3D) .....	21
Fig. 3-4 Pressure inside the gear pump (26T / 3D) .....	21
Fig. 3-5 Pressure on top of gear pump housing (21T / 3D) .....	22
Fig. 3-6 Pressure on top of gear pump housing (26T / 3D) .....	22
Fig. 3-7 Velocity vector inside gear pump (21T / 3D) .....	23
Fig. 3-8 Velocity vector inside gear pump (26T / 3D) .....	23
Fig. 3-9 Comparison of computational flow analysis flow performance curves .....	25
Fig. 3-10 Standard k-epsilon turbulence model flow equation (discharge flow rate) .....	26
Fig. 3-11 k-epsilon RNG turbulence model flow equation (discharge flow rate) .....	26
Fig. 3-12 k-omega SST turbulence model flow equation (discharge flow rate) .....	27
Fig. 3-13 Discharge flow comparison of flow equations for three turbulence models .....	27
Fig. 3-14 Standard Helical Gear Measured with a 3D Measuring Machine .....	30
Fig. 3-15 Design by applying gear as numerical shaping .....	30
Fig. 3-16 CAD reverse engineering of modified rack geometry .....	30
Fig. 3-17 Relational expression for the contact path of the modified rack .....	31
Fig. 3-18 Contact path of helical gear shape (contact line) .....	32



Fig. 3-19	Shape for 1/4 circumferential pitch of gear .....	32
Fig. 3-20	2D drawing of helical gear .....	34
Fig. 3-21	Pressure on top of helical gear pump housing .....	36
Fig. 3-22	Pressure on top of spur gear pump housing .....	36
Fig. 3-23	Pressure on top of helical gear pump housing .....	37
Fig. 3-24	Pressure on top of spur gear pump housing .....	37
Fig. 3-25	Description of balance plate (Grooves) .....	38
Fig. 3-26	Balance plate (Grooves) not applied to the housing .....	40
Fig. 3-27	Housing Balance plate (Grooves)(2D Geometry) .....	40
Fig. 3-28	Balance plate (Grooves) applied to the housing .....	41
Fig. 3-29	Any balance plate (Grooves) applied to the housing .....	41
Fig. 3-30	Balance plate (Grooves) not applied to the housing .....	43
Fig. 3-31	Balance plate (Grooves) applied to the housing .....	43
Fig. 3-32	Any balance plate (Grooves) applied to the housing .....	44
Fig. 3-33	Gear rotation direction and shape (Ansys Set up) .....	44
Fig. 3-34	Description of balance plate (Grooves) .....	45
Fig. 3-35	Internal pressure of balance plate (groove) not applied to housing .....	47
Fig. 3-36	Upper housing pressure of balance plate not applied to housing .....	47
Fig. 3-37	Internal pressure of Balance plate applied to the housing .....	48
Fig. 3-38	Upper housing pressure of Balance plate applied to the housing .....	48
Fig. 3-39	Internal pressure of Any balance plate applied to the housing .....	49
Fig. 3-40	Upper housing pressure of Any balance plate applied to the housing .....	49
Fig. 3-41	Comparison of pressure flow performance graphs by case .....	50
Fig. 4-1	Experimental equipment with Pump Performance Unit TEST .....	52
Fig. 4-2	Spur gear production and experiment .....	52
Fig. 4-3	Prototype production of gear pump housing with balance plate applied .....	53
Fig. 4-4	Helical gear drive shaft and driven shaft prototype .....	53

Fig. 4-5 Gear pump pressure flow graph .....	54
Fig. 4-6 Noise Test Measurement (2IT) .....	57
Fig. 4-7 Noise Test Measurement (26T) .....	57
Fig. 4-8 Gear pump pressure flow curve on balance plate (groove) not applied to housing (interpretation and experimental comparison) .....	59
Fig. 4-9 Gear pump pressure flow curve of balance plate (groove) applied to housing (interpretation and experimental comparison) .....	60
Fig. 4-10 Gear pump pressure flow curve of any applied balance plate (groove) to the housing (interpretation and experimental comparison) .....	61

## LIST OF TABLE

Table 1-1 Strategies of major companies in the global machine tool market .....	8
Table 3-1 Gear information .....	20
Table 3-2 Boundary conditions .....	20
Table 3-3 Helical Gear information .....	34
Table 3-4 Boundary conditions .....	45
Table 4-1 Comparison 21T gear pump .....	55
Table 4-2 Comparison 26T gear pump .....	55
Table 4-3 Comparison of gear pump flow rates .....	59
Table 4-4 Comparison of gear pump flow rates .....	60
Table 4-5 Comparison of gear pump flow rates .....	61

## ABSTRACT

### A Study on Performance Improvement and Optimal Design of Medium Pressure Gear Pump Based on FEM Analysis

Chan-Woo Lee

Advisor : Prof. Jae-Yeol Kim Ph.D

Department of Mechanical Systems  
and Future Automotive Engineering,  
Graduate School of Chosun University

A machine tool is a technology belonging to the field of intelligent robotics, and is a stationary, power-driven equipment used to shape or form parts made of metals, alloys, and composite materials through cutting, grinding, boring, shearing, etc. It applies to all industries such as medical, automotive, construction, semiconductor, aerospace, etc., and can process different types of materials such as cast iron, cast alloy, carbon steel, metal oxide, etc. With the growth and development of the machine tool industry, a cutting oil system for machine tools has become essential for high-speed, precision machining, and product uniformity, precision, and quality improvement. High-pressure coolant injection is essential in order to increase the machining speed and prevent the rapid wear and loss of precision of the tool. In response to this, the High pressure Coolant System consists of a compact and durable pump and a filtering device that is easy to maintain. The precision and production efficiency of the

workpiece can be expected only when high heat generation due to high-speed rotation is eliminated and the cutting chips are discharged smoothly. In the high pressure coolant system, the maximum effect can be obtained by installing the high-pressure jet nozzle close to the cutting part, and the maximum flow rate, pressure, and flow rate of the coolant supplied through the high-pressure pump can be obtained when an appropriate orifice is used. Currently, China, the United States, Germany, Japan, and Italy are key countries accounting for about 61% of machine tool consumption worldwide, and the country's trade blockade due to the Corona virus (COVID-19) is disrupting manufacturers' supply chain industries. The widespread spread of COVID-19 has slowed industries around the world, including machine tool manufacturers, and lockdown measures in many countries are adversely affecting the entire supply chain of machine tool manufacturers.

Accordingly, it is an indispensable part for all hydraulic equipment and devices, and the technology development is urgent because it is used in almost all industries or is highly dependent on imports. In addition, problems such as environmental regulations, destruction, and lack of energy support are emerging around the world, and it is necessary to develop equipment to reduce energy resources and improve efficiency throughout the industry. ANSYS Workbench, a general-purpose software intended to be used in this research configuration, is a specialized analysis program that is composed of various analyses so that you can easily obtain an analysis solution. In this study, FEM numerical analysis is performed by selecting a standard turbulence model of quadratic equations through the continuity equation and the incompressible Navier-Stokes momentum equation. By changing the dimensions of the gear tooth width based on the theoretical equation, we conduct a study to improve the performance and analyze the visual impact on the inside of the gear. As a

result, it can be seen that at 30 (Bar), a difference of approximately 12.8 (L/min) occurs in the discharge flow rate relatively rapidly depending on the tooth widths (21T and 26T) of the gear. When the width of the gear tooth is changed to 26T according to the theoretical equation, it is possible to predict and confirm the results of effective improvement such as the performance according to the countercurrent and vortex and the noise reduction due to the friction between the internal gear and the housing. Spur and Helical gear designs are applied to derive the optimal gear design as a medium-pressure pump, and the optimal performance of each pump (Pressure, Flux, Velocity) is studied.

Analysis was conducted to compare Helical and Spur, and in the case of discharge flow rate, Helical gear was about 28.7(L/min), which improved performance by 1.03(L/min) than Spur gear. The maximum pressure on the upper part of the helical gear is  $3.935e+05$ (Pa), and the maximum pressure on the upper part of the spur gear is  $3.284e+05$ (Pa). It can be seen that higher pressure is formed in the helical. By taking a differential approach to the design theory method that the discharge volume will decrease when the internal quantitative volume increases, the reverse engineering method is used to improve the pump performance according to the volume change and to study the optimal design. From 0 to 30 (Bar), it can be seen that the discharge flow rate is relatively different by about 2.7 (L/min) depending on each case according to the shape of the grooves on the upper and lower parts of the housing.

As a result, in the case where the shape of the groove is applied to the inlet and outlet, if the change is made based on the computational flow analysis, it is possible to predict and confirm the results of effective improvement such as the performance according to the reverse flow and the vortex and the friction between the internal gear and the housing.

# 제 1 장 서 론

## 제 1 절 연구 배경

### 1. 산업 지식

공작기계는 지능형 로봇 분야에 속하는 기술로써 절단, 연삭, 보링, 전단 등을 통해 금속, 합금 및 복합 재료로 만들어진 부품을 성형하거나 형성하는데 사용되는 고정식 동력 구동 장비이다. 공작 기계에는 밀링 머신, 드릴링 머신, 터닝 머신, 그라인딩 머신, 방전 머신 등이 포함되며 컴퓨터 수치 제어(CNC) 공작 기계는 컴퓨터를 통해 제어하는 기계로 기존 공작 기계보다 더 나은 정밀도를 제공한다.

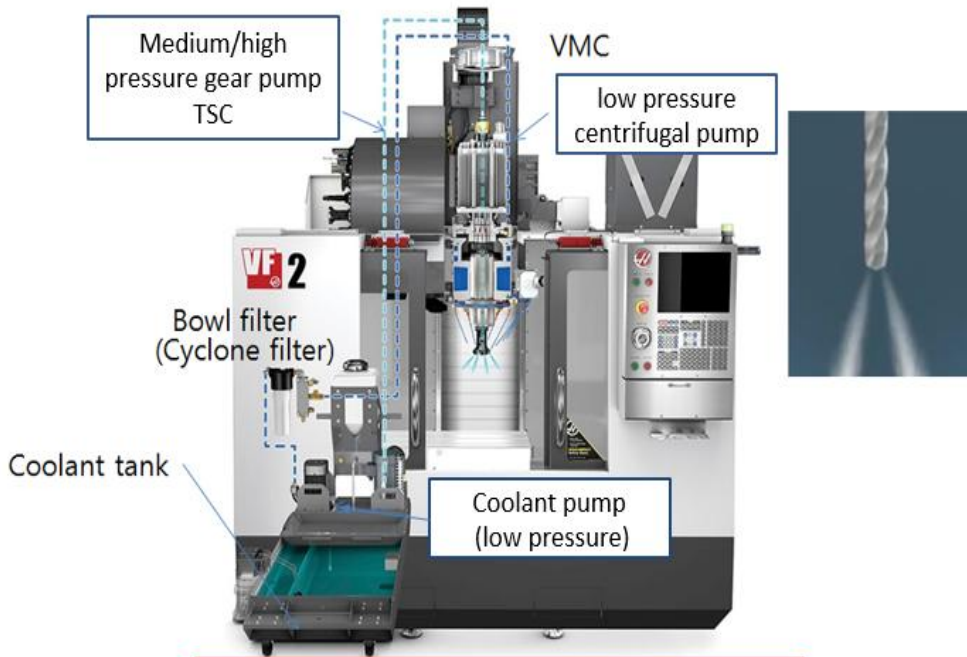
공작 기계는 원하는 모양과 허용 오차로 재료에 특별한 형태를 부여하는데 사용되는 기계이며 의료, 자동차, 건설, 반도체, 항공우주 등과 같은 모든 산업에 적용되며 주철, 주조 합금, 탄소강, 금속 산화물 등과 같은 다양한 유형의 재료를 가공할 수 있다. 또한 공작 기계 기술의 발전과 컴퓨터 수치 제어(CNC) 기계 및 다목적 기계의 증가는 공작 기계 시장의 주요 원동력 중 하나이며 현재, 방전 기계는 글로벌 공작 기계 산업에서 큰 비중을 차지하지 않지만 높은 정확도와 적은 재료 낭비로 향후 성장할 것으로 예상된다.

공작 기계 주요 제조업체는 일본 기업이며, 유럽은 레이저 가공, 적층 제조 및 자동화 같은 첨단 제조에 전문화되어 있으며 밀링 머신은 고정밀 작동으로 인해 공작 기계 시장에서 주요 점유율을 차지하고 있으며, 최대 0.02mm의 정확도를 지원한다. 공작 기계 산업은 자동차 산업에 영향을 받으며, 미국, 중국, 인도 및 브라질과 같은 국가의 차량 생산 증가로 인해 고정밀 공작 기계에 대한 수요가 증가하고 있다. 자동차 분야에서는 제품 정밀도, 정확성 및 복잡한 구성요소를 제조하기 위한 기술이 요구되고 있으며 공작 기계 제조업체는 기술 발전을 이용하여 업계 기대치를 충족할 수 있다.

전 세계 공작 기계 시장에서 주요 핵심 주력 기업은 DOOSAN(한국), GEORG FISCHER(스위스), JTEKT, MAKINO, AMADA(일본) 등이 있다. 공작 기계 산업성장 및 발전에 따라 고속, 정밀가공 및 제품의 균일화 및 정밀도, 품질 향상을

위해 공작 기계의 절삭유 장치가 필수적으로 필요하게 되었다. 가공 속도가 빨라지고 그로 인한 공구의 빠른 마모와 정밀도가 저하되는 것을 방지하기 위해서는 고압 절삭유 분사가 필수적으로 필요하다. 이에 대응한 High pressure Coolant System은 compact하고 내구성이 좋은 펌프와 유지관리가 편리한 필터링 장치를 구성하고 있다. 고속 회전에 따른 높은 열 발생을 해소하고 원활한 절삭 칩 배출이 이루어져야 공작물의 정밀도와 생산 능률을 기대할 수가 있다.

High pressure coolant system은 고압 분사 노즐이 절삭 부위에 근접하여 설치함으로써 최대한의 효과를 얻을 수 있으며 고압펌프를 통해 공급되는 절삭유의 최대 유속, 압력, 유량은 적정한 오리피스를 사용할 때 얻을 수 있다. Fig. 1-1에서는 고압펌프 역할인 T.S.C (Through Spindle Coolant) System에서 주로 정량 용적형 self-priming(자흡식) 스퍼기어 펌프를 적용하고 있다.<sup>(1)~(5)</sup>



**Fig. 1-1 Example Of Machine Tool Of Medium/High Pressure Pump Configuration**



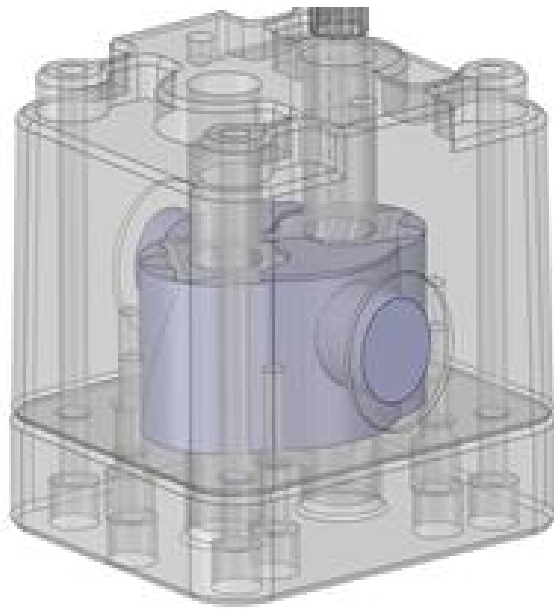
## 2. 기어펌프

외접형 기어펌프 정의는 Fig. 1-2에서 단순한 회전 구조로 소형화에 적합하고 제한된 체적을 토출해 내는 대표적인 용적형 펌프이다.

구조에 따라서 외측, 내측 맞물림의 형태가 전환 가능하다. Fig. 1-3에서 외접기어 펌프(External Gear)는 별도의 샤프트에 의해 지지되는 2개의 동일한 연동 기어로 구성되고 기어가 펌프 케이싱에서 회전함에 따라 액체가 펌프의 입구 쪽에서 캐비디(공간)으로 흐르고 투출구로 이동한 뒤 기어의 맞물림으로 발생한 압력에 의해 강제 배출된다. 또한 제한된 체적을 토출하는 대표적인 용적형 펌프이다. 더 단단한 샤프트와 지지와 더 가까운 공차로 인해 더 높은 압력(최대 3000psi)과 유지가 가능하다, 차량 ,리프팅 기계 및 이동식 플랜트 장비의 유압 동력 응용분야에도 사용된다.

Fig. 1-4에서 내접기어펌프(Internal Gear)는 두 개의 다른 크기의 기어가 내접하여 연동됨으로써 더 큰 기어를 로터(Rotor) 작은 기어를 아이들러(Idler)라고 하며 아이들러는 중앙에서 떨어진 편심으로 장착, 기어톱니가 한 지점에서 맞물리도록 로터와 연동되며 고정된 초승달 모양의 칸막인 스페이서(Spacer)가 아이들러의 편중된 위치로 생긴 공간을 막고 입구와 출구 포트 사이의 밀봉역할을 한다. 비교적 에너지 밀도가 특별히 높은 초소형 설계에 적합하며, 1(cP)에서 1,000,000(cP) 이상의 유용한 작동 범위를 가지며 더 나은 흡입능력으로 고점도 유체에 적합하다.

장점은 부품이 적어 구조가 간단하고 가격이 저렴하며 산업 전반에 널리 쓰인다. 작동유의 오염, 오일의 온도 상승, 과부하 등의 가혹한 운전 환경에서도 타 펌프 대비 신뢰성이 높다. 흡입능력이 우수하다. 자원 및 에너지 절약이 요구되는 현재 고효율/고압화 및 내구도의 증가가 필요하다. 단점은 부품은 교환이 잘 안되기 때문에 마모 후 수리가 쉽지 않다. 기어펌프 수리과정은 간단하지만 부품이 마모되면 기어펌프 전체를 수리하는 것이 불가능하다. 또한 펌프의 반경 방향 힘의 불균형과 큰 흐름 동맥의 특성을 가지고 있기 때문에 매우 큰 소음을 발생시킨다. 불균형 한 반경 방향 힘의 존재는 베어링의 수명에도 영향을 준다.



**Fig. 1-2 Self-priming Gear Pump 3D Modeling**

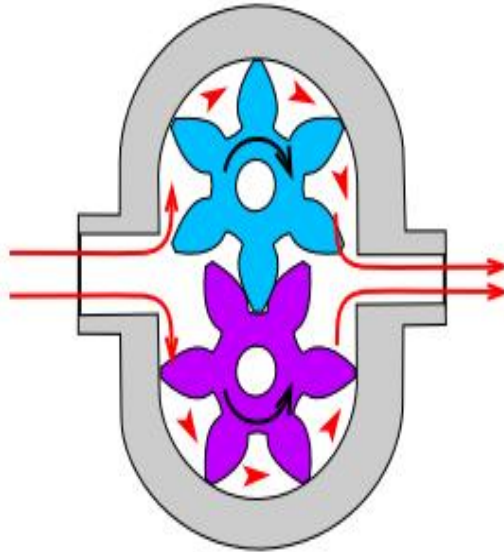


Fig. 1-3 External Gear Pump

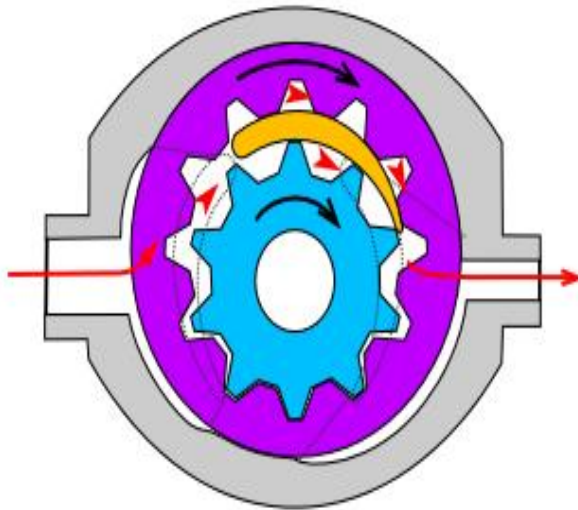


Fig. 1-4 Internal Gear Pump

외접 Gear 펌프 원리는 각 동일한 두 개 Gear에 맞물린 기어치 사이로 일정 유체를 이송함으로써 고압의 유동을 형성하며 두 개의 Gear 중 하나는 구동축과 연결된 구동기어 (Driver gear)이며, 다른 Gear는 구동기어에 힘에 의해 맞물려 돌아가는 Driven gear이다.

흡입 포트는 즉. Inlet 영역은 맞물린 기어의 치가 풀려 내부 체적이 늘어나면서 대기압보다 낮은 압력이 생성되는 영역이며, 토출포트는 즉. Outlet 기어의 치가 맞물려 돌아가서 내부체적이 일정 감소되며, 줄어드는 체적만큼 유체가 고압에 의해 이송되는 영역이다. 이러한 체적 증가는 진공 압력(vacuum pressure)을 발생시키고, 이로 인해 유체 Tank의 작용하는 대기압은 유체를 펌프내부로 밀어 올리게 된다. 또한 유체는 기어치의 Housing 사이의 공간에 실려 토출부로 이송하게 된다. Gear가 회전함에 따라서 기어치는 반복적으로 맞물리게 되어 기어치 사이에 형성된 체적이 감소되므로 유체는 토출부로 이송되게 된다.

기어의 종류로는 평행축, 교차축, 어긋난 축으로써 축의 위치에 따른 평 기어, 헬리컬기어, 베벨기어, 랙 기어, 워밍기어 등등 다양한 종류의 기어가 있다. 기계를 설계함에 있어서 기어 종류 및 형상에 따라 동력 전달이 어떻게 작용되는지 폭넓게 이해해야 한다. 또한 표준 Gear를 사용한다 하더라도 치수 즉. 모듈, 치의 폭, 잇수, 비틀림 각 등등 정밀도 등급(ISO, DIN, AGMA), 연마의 필요성 및 열처리, 효율 및 허용 토크 등의 여러 가지 요소를 고려해야 한다.<sup>(6)~(10)</sup>

## 제 2 절 연구의 필요성

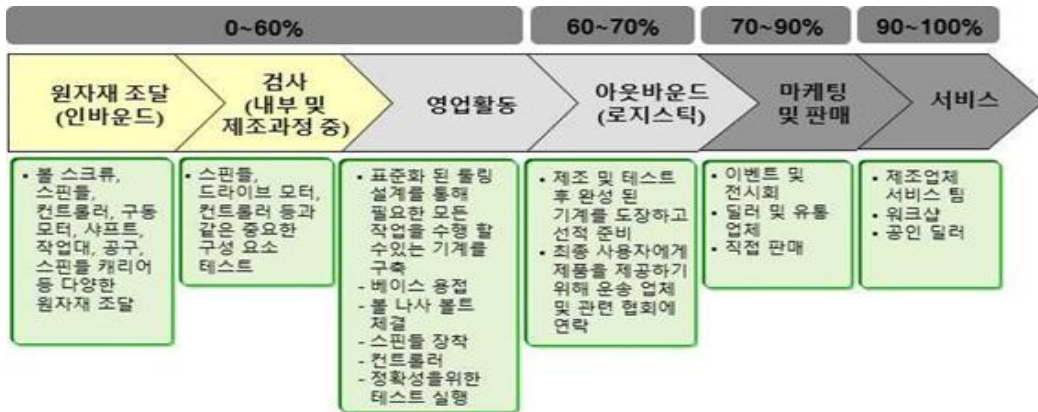
현재 중국, 미국, 독일, 일본, 이탈리아는 전 세계적으로 공작 기계 소비량의 약 61%를 차지하는 핵심 국가이며, 코로나(COVID-19)로 인해 국가 무역 봉쇄로 제조업체의 공급망 산업에 지장을 주고 있다.

코로나(COVID-19)는 Fig. 1-5에서 기업 의사 결정자들에게 미래의 공급망 설계에 새로운 비즈니스 전략 개발의 필요성을 상기시키며 기업, 소비자 및 세계 경제에 영향을 미치면서 제조 및 글로벌 가치 사슬을 파괴하고 있다. 가장 큰 영향을 받은 산업은 자동차, 농업, 석유 및 가스, 항공우주 산업이며. 보통의 영향을 받은 산업은 광업 및 소매업이 포함된다. 특히, 글로벌 공급망을 갖춘 자동차 산업은 초기에 큰 타격을 받았으며, 중국 자동차 산업은 생산율이 50% 미만으로 감소되었다. 일부 중국 부품 공급업체는 부분적으로 가동을 재개하였지만, 공장이 완전히 가동되기까지는 오랜 시간이 걸릴 것으로 예상된다.

코로나(COVID-19)의 광범위한 확산은 공작 기계 제조업체를 포함한 전 세계 산업을 둔화시켰으며, 많은 국가의 폐쇄 조치는 공작 기계 제조업체의 전체 공급망에 악영향을 주고 있다. 이에 따라 모든 유압장비와 장치에 없어서는 안 될 필수 부품이며 거의 모든 산업에 사용되는 부품이나 수입의존도가 높아 기술 개발이 시급하다. 또한 세계적으로 환경규제 및 파괴, 에너지 지원 부족 등의 문제점이 대두되며 산업 전반에 걸쳐 에너지 자원 절감 및 효율 향상에 대한 장비 개발이 필요하다. 이로 인한 기대효과로는 저가 제품의 시장 지배력 강화에 따른 기술력 보유기업의 시장규모 축소 위협에 대비할 수 있을 뿐만 아니라 고효율 펌프 개발 시 수입되는 제품을 국산화하여 수입 대체 효과를 기대할 수 있다. 국내의 세부적인 기술 개발로써 주어진 부피 조건에서 펌프의 전달력을 증가시켜 고효율을 실현할 수 있다. 펌프의 성능 인자인 유량과 맥동, 최대 미끄럼률 및 내구성에 관련된 마멸률 개선을 통해 외부 기어 펌프 최적화, 불규칙한 압력맥동을 줄임으로써 부품의 내구성 개선 효과, 캐비테이션, 유속 분포의 불균일 등의 구조 개선은 부품의 효율을 높여 에너지 절감에 직간접적인 효과가 있다.

Table 1-1에서 기어펌프는 다양한 산업 전반에 사용되고 있고 특히 건설기계의 핵심 부품으로 메인 펌프의 성능에 따라 건설 기계의 효율 및 성능이 좌우되므로

고압화 및 소형화 등을 통한 독자기술을 확보함으로써 부가가치가 높은 건설기계 또는 군수 제품에 적용 및 수출을 위한 기술 기반 마련, 관련 기계 산업에 대한 파급효과가 증대될 것이다. 제품의 개발 및 대량 양산을 위한 연구 및 현장 신규 인력의 일자리 창출 효과 기대 및 생산, 원가절감, 납기애로, 전후방 산업에 또한 파급효과가 상당할 것으로 사료된다.<sup>(11)~(13)</sup>



※ 출처 : MarketsandMarkets, Machine Tools Market, 2022

Fig. 1-5 Value Chain Of The Global Machine Tool Market

Table 1-1 Strategies Of Major Companies In The Global Machine Tool Market

Rear Industry	Gear Pump	Forward Industry
Hydraulic equipment and parts industry, metal (steel, non-ferrous metal, root industry) casting, cutting, press processing industry	Pump housing, gear, bearing, porter	Agriculture, medical, automobile, construction machinery, military, industrial facilities, steel

## 제 2 장 연구목표 및 방법

### 제 1 절 연구목표

#### 1. 기어펌프 최적 설계 및 성능개선

##### 1) 기어 치의 폭

기존 펌프성능향상에 대하여 많은 선행연구가 진행 되었다. Gear Pump의 성능향상에 미치는 요소로는 기어Housing 간격 크기(Gap) 및 RPM ,인벌류트 기어설계 방법론, 유체의 점도 부과 차이 등등 과 달리 기어 치의 폭에 대해 이론 방정식에 근거하여 치수변경을 진행함으로 성능향상과 더불어 Gear 내부에 미치는 시각적 영향을 분석하는 연구를 진행한다.

##### 2) Spur 및 Helical Gear

보편적인 펌프구조인 원심 임펠러 형상으로는 중·고압 기어펌프로써 절삭유를 토출시키기에 역부족이다. 그리하여 중압급 펌프로써 최적 기어설계안을 도출하기 위해 Spur 와 Helical 기어 설계를 적용하고 유한요소법(FEM : Finite Element Method) 유동해석(CFD : Computational Fluid Dynamics)을 진행하여 각각의 펌프 최적성능(Pressure, Flux , Velocity)을 연구한다.

##### 3) Balance plate (Grooves)

기어펌프의 Housing 구조는 대표적인 정량용적형으로써 체적 변화에 따른 민감한 펌프 성능 결과차이를 보여주는 이론원리가 있다. 내부의 정량적 체적이 증가하면 토출량이 감소할 것이라는 설계방식을 역설계법으로 차별적 접근을 하여 체적의 변화에 따른 펌프 성능 향상 및 최적설계에 대한 연구를 진행한다.

## 제 2 절 연구방법

### 1. 연구 구성

연구 구성으로 사용하고자 하는 범용 소프트웨어의 ANSYS Workbench는 다양한 해석들로 구성하여 손쉽게 해석의 솔루션을 얻을수 있도록 구성된 해석 전문 프로그램이다. 구조해석 ,유동해석 , 전자기장해석을 독립적으로 진행도 가능하고 연동하여 연성해석도 가능하게 개발되었다. 제품의 수명주기가 빠른 가전제품이나, 원가 경쟁력이 중요한 자동차 분야의 경우에는 피를말리는 무한 경쟁이 가속되고 있다. 기존의 제품에서 원가절감하고, 경량화를 실현하거나, 신뢰성을 높인 제품의 개발은 끝이 없다. 유한요소 해석(Ansys)를 이용한 설계의 검증은 이제 자연스러운 설계의 하나의 단계로 보아야 할 시기가 되었다. 초창기 유한요소 해석은 원자로(nuclear pile)에 대한 내진해석처럼 실험이 불가능하거나, 비행체처럼 안전상의 이유로써 실험을 진행할 수 없는 곳에서 시작되었다. 하지만 지금은 제품에 대한 성능을 검토하거나, 사용기능 수명을 예측하는 등 다양한 목적으로 사용된다. 유한요소 해석이란 물리계의 기본적인 운동을 지배하는 대다수의 법칙은 미분방정식으로 기술되었는데, 유한 요소 법은 이와 같은 미분 방정식을 계산하는 수치적인 근사해법으로 볼 수 있다. 또한 실제적인 구조물은 무한개의 원자와 분자의 결합으로 구성되어있다고 볼 수 있으며 이것을 유한개의 질점으로 형성되었다고 가정 한 후 계산한다. 수학적으로 계산하여 외력에 의한 각 질점의 변위를 구함으로써 변위, 응력, 변형률 등의 결과 값을 수치적인 근사 해법으로 구하는 것이 유한 요소 해석이다. 구조분야에서 가정 먼저 적용되었으며, 유동, 열, 진동, 최적화 등 다양한 분야로 그 적용 사례가 넓어지고 있다.

또한 뒷받침이 필요하거나, 반증하는데 결정적인 증거로써 사용할 수 있다. 이에 따라 유한요소해석 결과 값에 대하여 실제와 일치하게 되는지 신뢰성 검증하기 위해 유동해석 시 사용되었던 초기조건 아래에서 측정을 실시한다. 가령 실제 실험의 해석에 영향을 줄 수 있는 모든 요소가 완벽하게 통제되는 상황이 아닐 수 있는 경우를 대비해서 유한요소해석과 실험적 Data에 대한 평균오차율 분석한다.



## 2. 난류모델 방정식

본 연구에서는 연속방정식과 비압축성 Navier - Stokes 운동량 방정식을 통해 2차방정식의 표준  $k-\epsilon$  난류모델을 선택하여 FEM수치해석을 진행하고자 한다. 2차방정식 난류 모델은 기하학적인 수치적 계산과 복잡한 유동장 흐름의 대한 수렴적, 안정성이 좋은 해석값을 제공하기 때문에 매우 널리 사용된다. 2차방정식 모델은 비교적 0차방정식 모델보다 더욱 정교하다. 또한 속도( $v$ )와 길이( $l$ ) 스케일은 모두 별도의 전송 방정식을 사용하여 해석된다  $k-\epsilon$  및  $k-\omega$  2차방정식 모델은 the gradient diffusion 가설을 사용하여 레이놀즈 응력에 평균 속도 기울기 및 난류 점도와 관련이 되어진다. 난류 점도는 난류 속도( $v$ )와 난류 길이( $l$ ) 스케일의 곱으로 모델링되어지고, 난류 속도( $v$ ) 스케일은 운송 방정식의 솔루션에서 제공되는 난류 운동 에너지(turbulence kinetic energy)에서 계산된다. 난류 길이( $l$ ) 스케일은 난류장의 두 가지 속성을 가지며, 일반적으로 난류 운동 에너지(turbulence kinetic energy)와 소산 속도(dissipation rate)로 구성된다. 표준  $k-\epsilon$  모델 방정식의  $k$ 는 난류 운동 에너지(turbulence kinetic energy)이며 속도 변동의 분산으로 무차원수로는  $(L^2 T^{-2})$ ,  $m^2/s^2$  정의된다.  $\epsilon$ 는 난류 와류 소산(turbulence eddy dissipation)이며 속도 변동이 소산되는 속도로 무차원수로는  $(L^2 T^{-3})$ ,  $m^2/s^3$  정의된다.<sup>(14)~(17)</sup>

연속 방정식과 그리고 비압축성 Navier - Stokes 운동량 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (2-1)$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M - \frac{\partial \rho'}{\partial x_i} \quad (2-2)$$

$S_M$ 는 전체 힘의 합으로, Momentum forscaling factor, Forcing function of immersed solid, Momentum source coefficient 로 정의한다.

$\mu_{eff}$  은 난류를 설명하는 유효 점도이며  $k-\epsilon$  모델은 0차방정식 모델과 마찬가지로 유효 점도 개념을 기반으로 하므로 다음과 같다.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (2-3)$$

$\mu_t$ 는 난류 점도이며 밑의 식 (2-4)를 통해 난류 운동 에너지 및 소산과 연결되어 있다고 가정한다.  $C_\mu$ 는 상수이며 0.09 다.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2-4)$$

$$\rho' = \rho + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (2-5)$$

$\rho'$ 는 수정된 압력이며 위 식 (2-5)의 마지막 항은 속도의 발산을 포함하며 이 가정은 비압축성 유체에 대해서만 정확하지만 ANSYS 유동해석에서는 무시된다.  $k$  및  $\epsilon$ 의 값은 난류 운동 에너지 및 난류 소산율에 대한 미분 수송 방정식에서 정의 된다.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = P - \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \rho L_k \quad (2-6)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \epsilon) = C_{\epsilon 1} f_1 \frac{\epsilon}{k} P - C_{\epsilon 2} f_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho L_\epsilon \quad (2-7)$$

$$P = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (2-8)$$

$$\tau_{ij} = \mu_t \left( 2S_{ij} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2-9)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (2-10)$$

난류 와류 점도는 다음과 같이 계산된다.

$$\mu_t = C_\mu f_\mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \quad (2-11)$$

여기서  $\rho$ 는 밀도이고  $\mu$ 는 분자 동점도이다. 상수 및 보조 기능은 다음과 같다.

$$\sigma_k = 1.0$$

$$\sigma_\varepsilon = 1.3$$

$$C_\mu = 0.09$$

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44$$

$$C_{\varepsilon 2} = 1.92$$

$$f_1 = 1$$

$$f_2 = 1 - \frac{0.4}{1.8} e^{-Re_t^2/36}$$

$$Re_t = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon}$$

$$f_\mu = 1 - e^{-0.0115d^+}$$

여기서 벽까지의 거리  $y$ 에  $d^+$ 대한 non-local 함수를 사용하므로 가장 가까운 벽 위치에 따라 달라진다.

$$d^+ = \frac{d\rho U_\tau}{\mu} \quad (2-12)$$

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_w}}$$

$$\tau_w = \mu_w \left( \frac{\partial U}{\partial n} \right)_w$$

여기서  $U$ 는 벽에 평행한 속도,  $n$ 은 벽에 수직방향,  $d$ 는 벽까지의 최소 거리 이다.

### 3. 기어펌프 이론방정식

Gear Pump의 체적 변위는 외경 ( $D_o$ )과 내경 ( $D_i$ )인 중공 Housing의 체적을 계산하여 도출할 수 있다. 여기서 Housing의 폭은  $L$ 이다. Gear가 없는 경우 유체가 펌프 내부를 채울 수 있지만 Gear Pump의 절반 체적은 각 두개의 기어가 차지한다. 이에 따라 체적 변위는 식으로 나타낼 수 있다.<sup>(18)</sup>

$$V_D = \frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)L \quad (2-13)$$

다음은 아래와 같은 명명법을 사용하여 Gear Pump의 이론적인 유량을 정의 할 수 있다.

$$Q_T = V_D \times N \quad (2-14)$$

$D_o$  = 기어의 외경 ( $m$ )

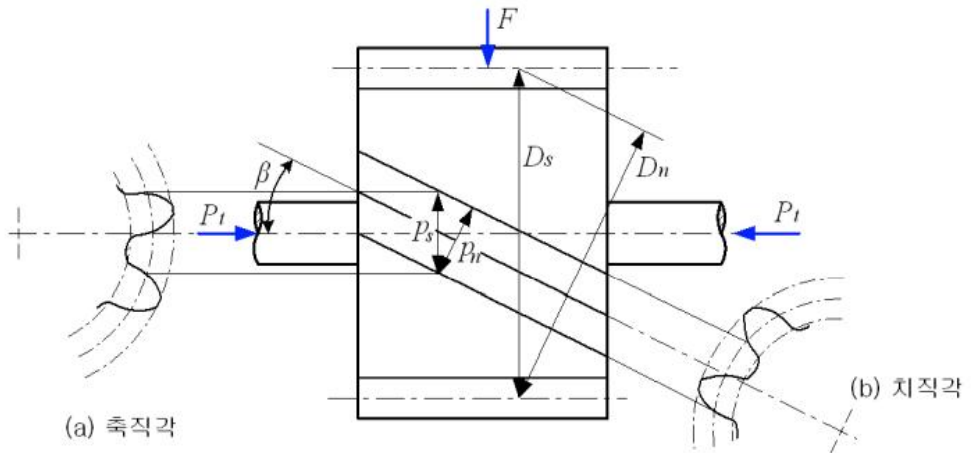
$D_i$  = 기어의 내경 ( $m$ )

$L$  = 기어의 치폭 ( $m$ )

$V_D$  = 펌프의 변위 체적 ( $m^3/rev$ )

$N$  = 기어펌프의 분당 회전수 ( $rev/min$ )

$Q_T$  = 이론적 펌프 유량 ( $m^3/min$ )



- |                      |                      |                |
|----------------------|----------------------|----------------|
| $p_n (= p)$ : 치직각 피치 | $p_s$ : 축직각 피치       | $\alpha$ : 압력각 |
| $m_n (= m)$ : 치직각 모듈 | $m_s$ : 축직각 모듈       | $\beta$ : 비틀림각 |
| $D_n$ : 치직각 지름       | $D_s (= D)$ : 축직각 지름 |                |

**Fig. 2-1 Helical Gear Tooth Type And Designation**

Fig. 2-1에서 헬리컬 기어의 축직각 모듈은 치직각 모듈( $m_n$ )과 비틀림각( $\beta$ )을 계산하여 찾을 수 있다.

$$m_s = \frac{m_n}{\cos\beta} \quad (2-15)$$

피치원지름은 치직각 지름( $D_n$ )과 잇수( $Z$ )를 계산하여 찾을 수 있다.

$$D_s = \frac{D_n}{\cos\beta} = \frac{m_n Z}{\cos\beta} = m_s Z \quad (2-16)$$

다음은 이끝원지름과 중심거리, 접선력 정의이다.

$$D_o = D_s + 2a = m_s Z + 2m_n = m_n \left( \frac{Z}{\cos\beta} + 2 \right) \quad (2-17)$$

$$C = \frac{D_2 + D_1}{2} = \frac{m_s(Z_2 + Z_1)}{2} = \frac{m_n(Z_2 + Z_1)}{2\cos\beta} \quad (2-18)$$

$$F = f_v f_w \sigma p_n b y_e = f_v f_w \sigma m_n b Y_e \quad (2-19)$$

$f_v$  = 속도계수

$f_w$  = 하중계수

$\sigma$  = 허용굽힘응력

$p_n$  = 치직각 피치

$m_n$  = 치직각 모듈

$b$  = 이폭, 치폭

$y_e$  = 상당 평치차 치형계수

$Y_e$  =  $\pi$ 를 포함한 상당 평치차 치형계수 ( $=\pi y_e$ )

## 제 3 장 FEM 유동해석

### 제 1 절 기어 치의 폭

전산유동해석을 진행하기 위해서는 기본적인 Gear Pump의 Housing 및 Gear unit 3D 모델링이 필요하다. 3D모델링에 사용한 프로그램 툴은 AUTODESK INVENTOR와 ANSYS Geometry를 사용 하였으며, Housing의 모델링 작업에서 치수와 규격을 정의 할 때 에 산업현장에서 주로 취급하는 ISO 규격으로 적용 하였고 이에 따라 Inlet 과 Outlet의 치수지름은 PT나사 즉. Pipe Screw(PT1/2', PT3/8')의 사이즈로 선택하였다. 또한 Housing 두께는 사용하고자 하는 각각 Gear 치의 폭과 일치하는 21mm와 26mm로써 상하부 간극에서 유동흐름이 극히 미미하도록 수정 하였고, Gear펌프의 성능에 영향을 미치는 Fig. 3-1 Housing간극은 마찬가지로 산업현장에서 주로 취급하고 있는  $h=0.005\text{mm}$ 으로써 치수를 고정 하였다. 연구에 사용하고자 하는 Spur Gear의 치형에 대한 자세한 요목표는 Table 3-1에 간략하게 참조하였다. Gear 펌프의 구동원리로서 구동축 Gear의 동일 선상에 대한 축 편심에 대해서는 해석상에서 고려하여 적용하였다. 또한 전산 유동해석 과정에서 반드시 숙지해야 하는 각 Gear의 무게중심좌표를 확인하여 초기조건에 대입하였다.

다음은 유동해석 Mesh 과정으로 수치해석 Part에서 결과 값의 차이를 만드는 부분으로써 격자를 설정함에 있어서 실력차이가 있다고 말할 정도로 중요시 되는 과정이다. Fig. 3-2 Pump Housing의 외부 재질로써 Steel , 내부에는 해석 상 유동층으로 형성하였고, Gear의 경우는 Immersed Solid 형태로써 재질은 Steel 로써 구현 하였다. 또한 Gear 내부의 성질로써는 온도 및 속도, 진동 등등 물리적인 현상에 있어 변화되는 Data가 Time에 의하여 급격하게 변동 되는 불안정한 상태이므로 비정상 상태(Unsteady state)로 설정을 하였고, 유체의 재질은 수용성 절삭유(2cSt, 25°C)로써 이는 내부의 압력이나 유속이 달라질 때에 부피 또는 밀도가 변하지 않는 물리적 성질을 지닌 수용성 유체를 해석상에서 사용하므로 비압축성 유체(Incompressible fluid), 또한 비점성유체(Invicid fluid)으로 판단한다. 이

경우 유동흐름의 접선방향으로 마찰이 작용되지 않으며 유체흐름의 운동 에너지가 열 에너지로 소산되지 않고, Gear 내부의 구조 등에 영향을 받지 않아서 전단 응력을 무시할 수 있기 때문이다. 이에 따라 조건들을 검토하여 보았을 때 최적의 격자형상으로써 비정규 삼각격자(irregular triangular lattice)를 사용하여 필요한 영역에 Mesh를 표현한다. 두 가지 Case별 평균 Elements는 약 130만개이며 평균 Node는 약 39만개로 구성 하였다.

일정한 Elements, Node 수를 초과할 경우 해석의 시간이 불필요하게 상당히 소요 될 뿐만 아니라 해석 Data의 결과에도 영향을 주기 때문에 반복 작업을 하여 최적의 Mesh 수를 설정하는 것도 중요하다. Housing 과 Gear 사이의 Gap 영역 및 각 Gear 끼리 맞물리는 영역의 유동흐름에 대한 정밀한 해석 Data를 고려하여 임의로 Inflation Mesh를 추가하여 조밀한 구간에서 해석과정을 원활하게 수행 할 수 있도록 하였다. 보다 자세한 초기 조건을 Table 3-2에 간략하게 참조 하였다.

실제 시간과 구동 시 Data를 확인하고자 Transient 설정을 하며 Time Step 영역에 고려해야 할 사항으로 Gear의 회전수(RPM)와 잇수, 수치격자의 Mesh size가 있다. 이 또한 반복 작업을 통해 다양한 시간 영역( $1e-05, 1.7e-05, 2e-05, 2.5e-05$ )을 설정하여 분석하고 최적의 Time Step Degree를  $1.7e-05$ 로 선택할 수 있었다. 펌프 내부 수렴적인 유동흐름 및 맥동을 확인하기 위해서 2cycle 이상을 설정하고자 한다.

Gear의 Direction of Rotation은 Gear Pump의 구동원리에 따라서 Outlet영역에서 맞물림에 의한 고압이 형성되어야 한다. 이에 따라 각 구동기어를 Z축 Direction 기준하여 시계방향으로 설정한다. 해석적 수렴의 정도를 최적으로 설정할 수 있게 Initial Conditions 경우엔 0으로 설정 하였다.

적용하고자 하는 STANDARD k-Epsilon 난류모델의 점성과 난류 및 운동에너지 영역에 대해서 오류의 빈도도 낮아질 뿐만 아니라 척도의 계산에도 영향을 주기 때문이다. 이와 같은 초기조건으로 전산유동해석을 연구하였다. 확인하고자 하는 Data 값은 유량 및 압력, 유속벡터, 또한 영역으로는 Gear Pump 단면 내부, Housing이 있다.



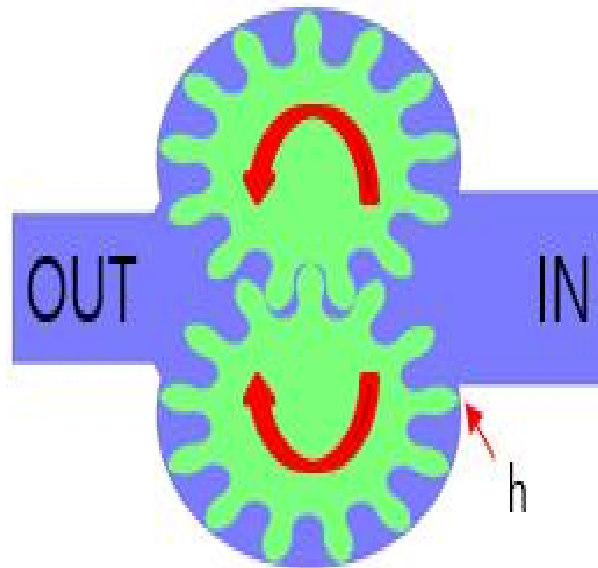


Fig. 3-1 Gear Pump 3D Modeling

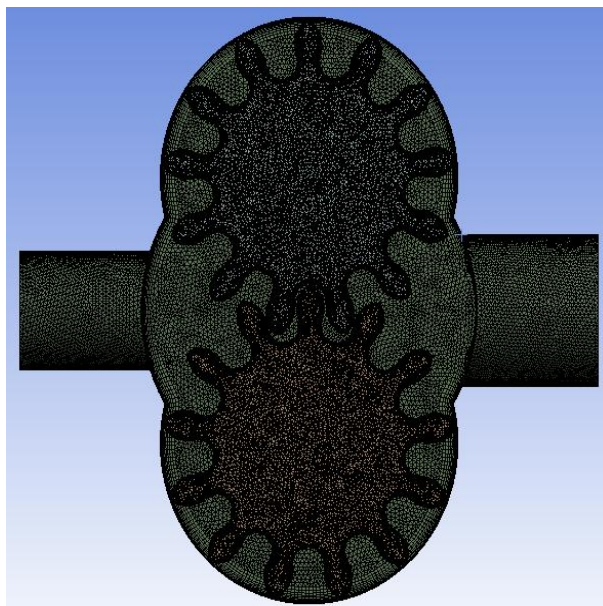


Fig. 3-2 Irregular Triangular Lattice Mesh

**Table 3-1 Gear Information**

Gear Grade	JIS4
Teeth	STANDARD
Module	2.41
Input Angle	20.5°
Number Of Teeth	13
Pitch Circle Diameter	31.36
Out Side Diameter	37.8

**Table 3-2 Boundary Conditions**

Material	Water Soluble Coolant
Density	960 (kg/m <sup>3</sup> )
Viscosity	0.002 (kg/m · s)
Revolutions	1,800 (RPM)
Turbulence Model	STANDARD k-Epsilon
Pressure Inlet	0 (Bar)
Pressure Outlet	0~35 (Bar)

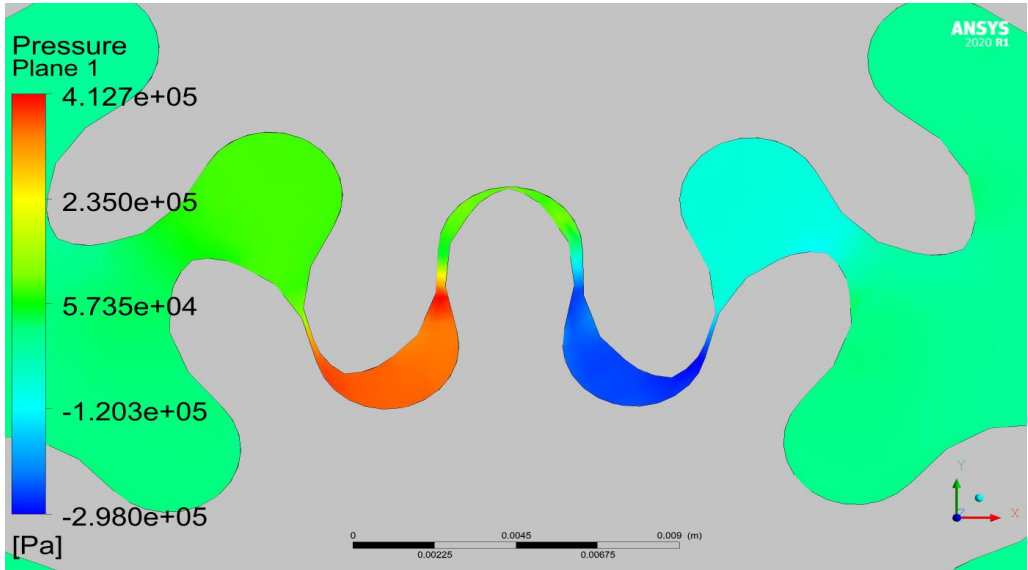


Fig. 3-3 Pressure Inside The Gear Pump (21T / 3D)

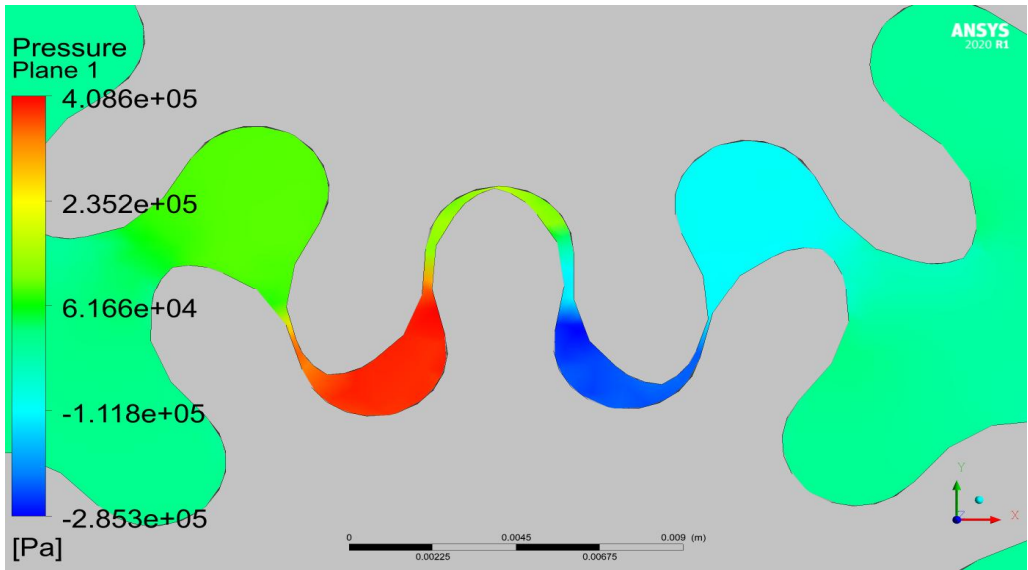


Fig. 3-4 Pressure Inside The Gear Pump (26T / 3D)

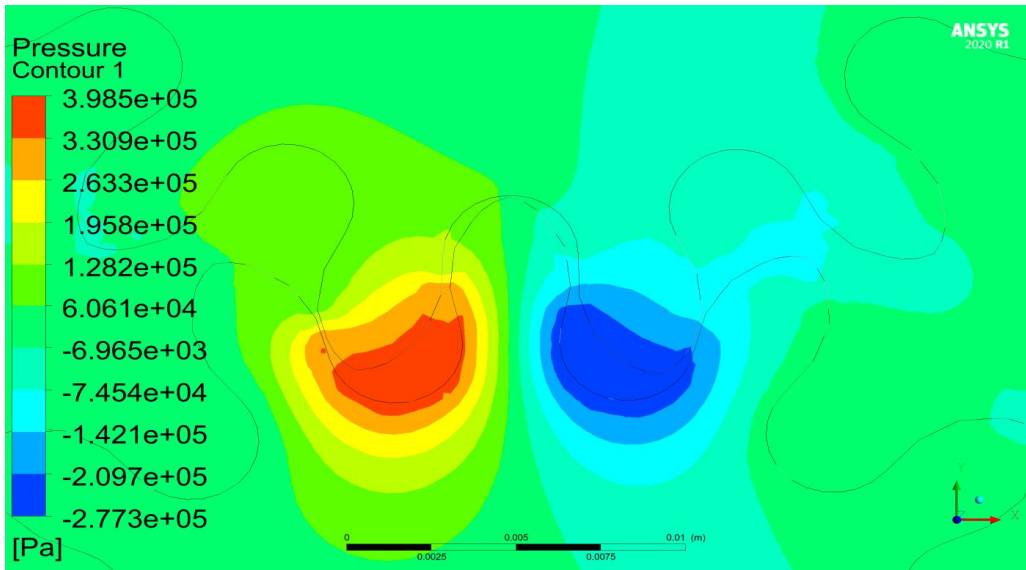


Fig. 3-5 Pressure On Top Of Gear Pump Housing (21T / 3D)

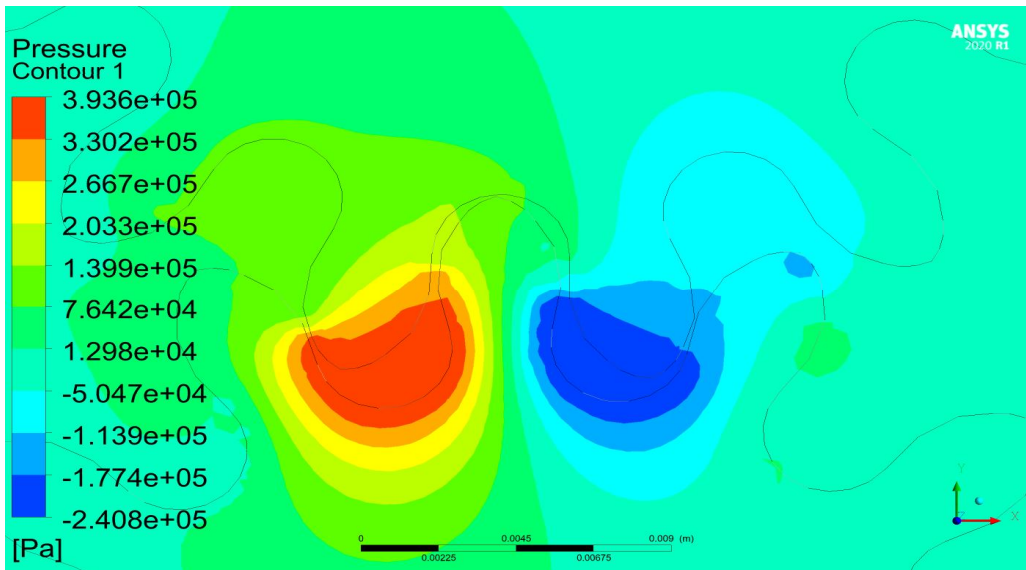
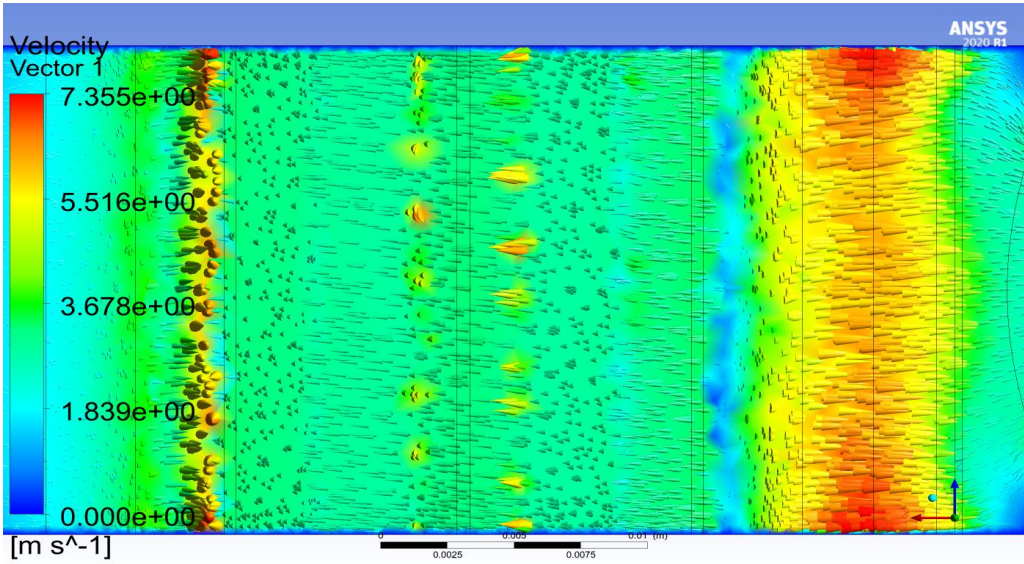
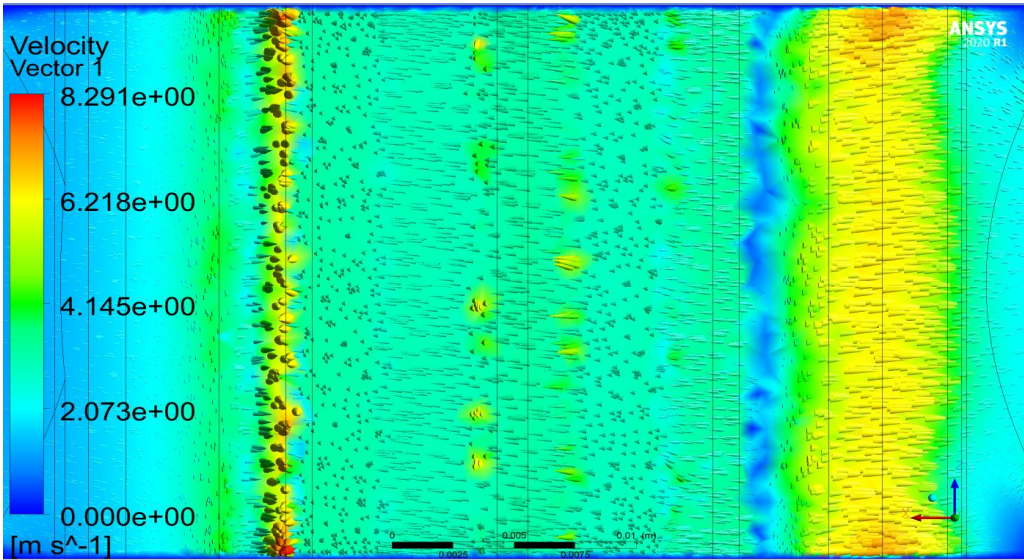


Fig. 3-6 Pressure On Top Of Gear Pump Housing (26T / 3D)



**Fig. 3-7 Velocity Vector Inside Gear Pump (21T / 3D)**

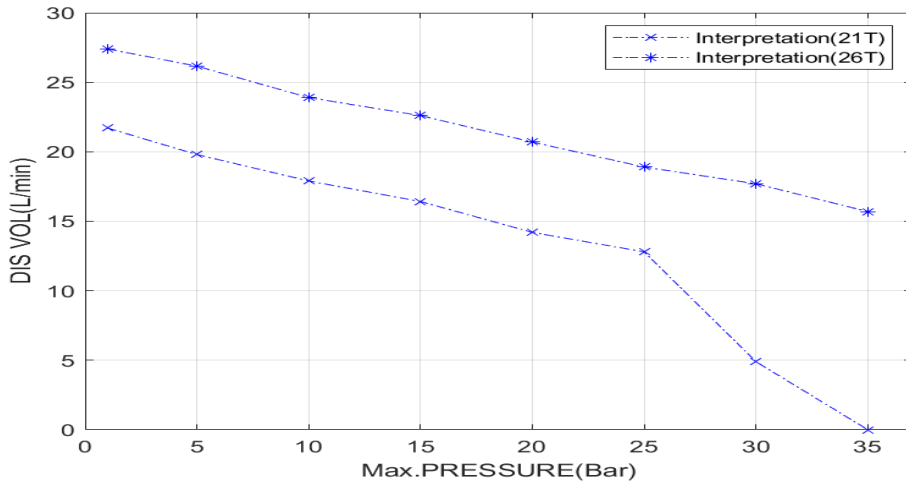


**Fig. 3-8 Velocity Vector Inside Gear Pump (26T / 3D)**

21T와 26T Pump 내부에 대한 유동해석(압력)을 비교하여 진행하였다. Fig. 3-3에서 기어펌프(21T)의 내부의 최고 압력은 대략 4.127 (bar) 와 Fig. 3-4에서 기어펌프(26T)의 내부의 최고 압력은 대략 4.086 (bar) 결과를 확인 할 수 있다. 기어펌프 내부의 부분적인 압력 맥동은 기어 치와 Housing의 외벽에 마찰을 발생시켜 내구성 문제 및 펌프 구동 시 소음 및 진동을 유발하는 요소이다. 이에 따라 맥동 압력 저하로써 이러한 문제가 해결 될 수 있음을 확인하였다.

21T와 26T에 Housing 에 대한 유동해석(압력 및 유속 벡터)을 비교하여 진행하였다. Fig. 3-5에서는 기어펌프(21T) Housing에 영향이 미치는 압력으로 대략 3.985(bar)이고 Fig. 3-6에서는 기어펌프(26T) Housing에 영향이 미치는 압력으로 대략 3.936(bar)이다. Fig. 3-7에서는 기어펌프(21T) Housing상하부에 영향이 미치는 유속 벡터로 대략 7.355(m/s), Fig. 3-8에서는 기어펌프(26T) Housing상하부에 영향이 미치는 유속 벡터로 대략 8.291(m/s)이다.

21T에 대한 해석을 살펴보면 Housing상하부에 상대적 적은 유속과 높은 고압이 발생하는 것을 볼 수 있다. 이는 Outlet의 토출압력이 증가 할 경우 상하부에 와류가 발생하고 유체가 Gear 내부 벽면을 빠르게 이동에 따라 역류현상이 발생하여 Gear Pump의 성능저감 및 Cavitation과 차폐현상의 결과를 보이고 있는 것이다.



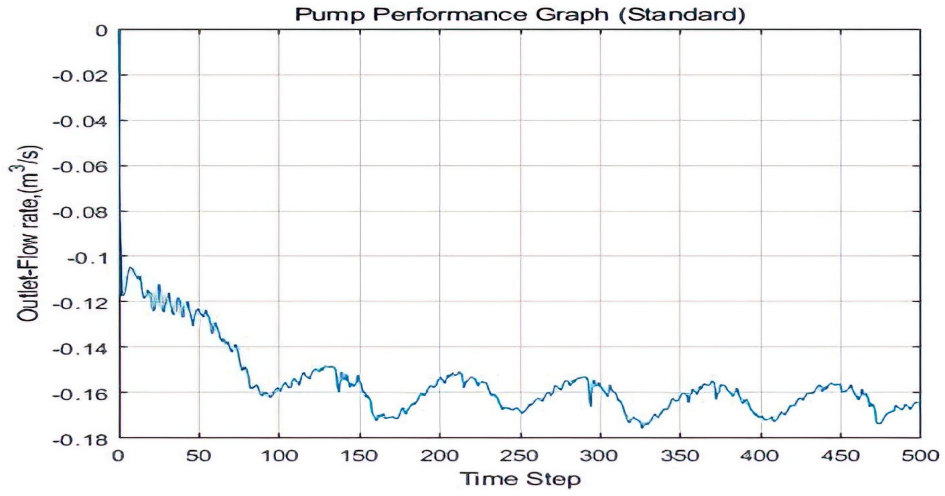
**Fig. 3-9 Comparison Of Computational Flow Analysis Flow Performance Curves (21T , 26T)**

이에 따라 Fig. 3-9에 보이는 것과 같이 유량압력 성능 곡선을 지표로써 21T에 대한 압력이 1(bar)에서 21.71(L/min)이며 25~35(bar) 구간에서 12.8(L/min) ~ 4.9(L/min) 급격하게 토출유량이 감소된 현상을 확인하였다.

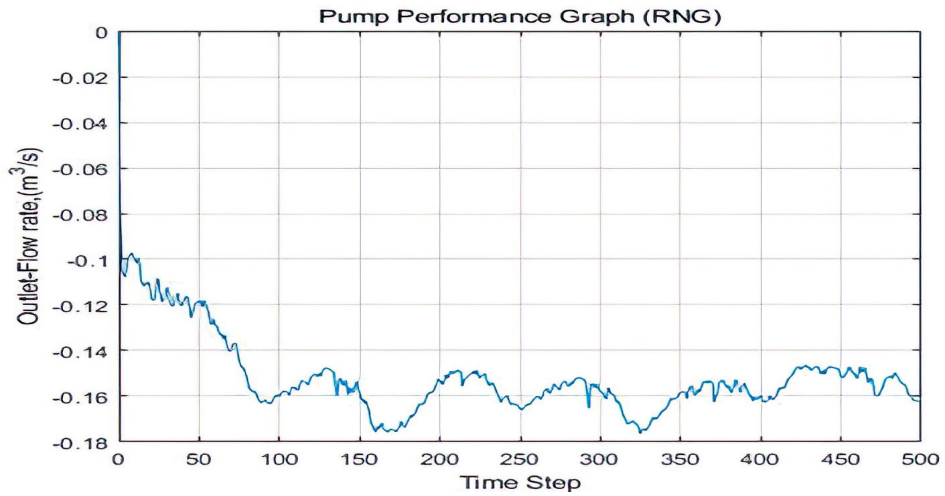
26T의 해석결과 값에 대한 신뢰성을 향상시키기 위해 2가지의 유동 난류모델방정식(k-epsilon RNG, k-omega SST)을 추가하여 해석을 진행 하였다. 2가지 난류모델 방정식은 유동해석에 있어서도 자주 사용되어지며 다만 각각의 장단점이 있어 해석의 상황 및 조건에 따라 적용되어지는 차이가 있다.

k-epsilon RNG의 경우 회전 모델링에 대한 개선된 결과를 보여주었지만 와류에 있어서 보다 수렴적이고 예측하기 위한 Standard k-epsilon 모델보다 개발된 점은 없으며 다소 부족하다. 예를 들어 실내 공기 시뮬레이션 분야에 적합하다.

k-omega SST의 경우 정체된 영역 즉, 와류 및 가속이 강한 영역과 같이 전단 및 수직 변형이 큰 영역에서 다소 큰 난류 경계수준을 집중적으로 생성한다. 이러한 해석 경향은 Standard k-epsilon 모델보다 훨씬 더 과도하게 해석되어진다.

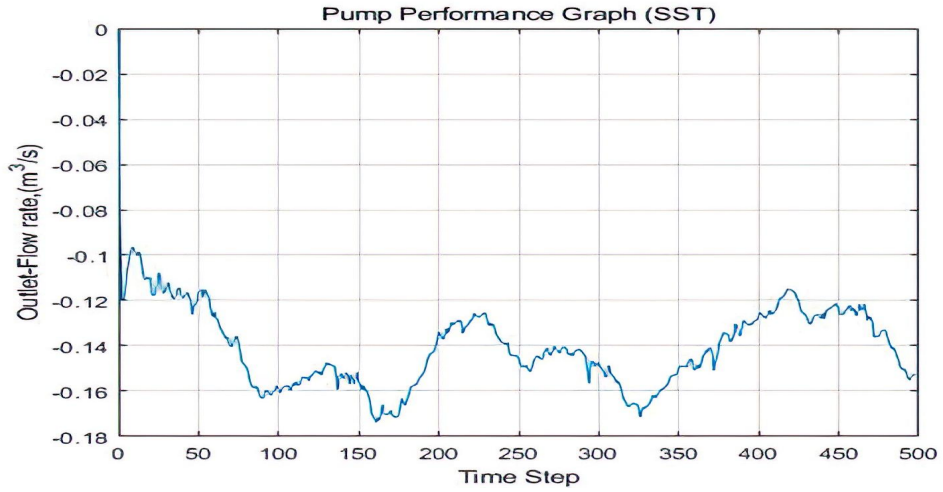


**Fig. 3-10 Standard k-epsilon Turbulence Model Flow Equation (Discharge Flow Rate)**

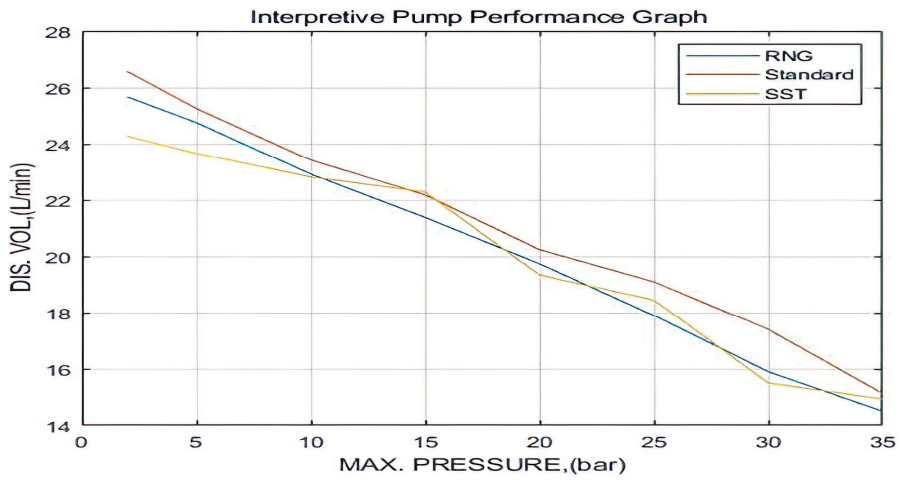


**Fig. 3-11 k-epsilon RNG Turbulence Model Flow Equation (Discharge Flow Rate)**





**Fig. 3-12 k-omega SST Turbulence Model Flow Equation (Discharge Flow Rate)**



**Fig. 3-13 Discharge Flow Comparison Of Flow Equations For Three Turbulence Models (26T)**

중점적으로 확인하고자 하는 영역은 수치해석값에 대한 수렴성, 안정성, 편차이다. 각각의 난류 모델방정식에 따라 시간의 변화에 따른 유량값의 추이를 확인 하였다. Fig. 3-10 Standard k-epsilon의 경우 수치해석값에 대한 분석으로는 첫 거동의 시점에서는 유체가 흘러가는 영역으로써 값에 대한 일반적인 불안정성이 있다. Time Step의 100 경과 하였을 때 유량의 수렴성, 안정성이 일정한 값으로 해석이 되어지는 반면 Fig. 3-11에서 k-epsilon RNG 과 Fig. 3-12에서 k-omega SST의 경우 상대적으로 일정하지 않으며 Time Step에 따라 유량에 대한 편차가 있는 것으로 확인 할 수 있다. 이는 Standard k-epsilon 보다 와류에 대해 수렴성과 예측성이 부족하다는 점 과 난류 경계수준을 과도하게 집중적으로 해석 하였다는 점으로 분석한다.

다음은 Fig. 3-13에서 3가지의 난류모델방정식에 대한 전산유동해석 결과를 바탕으로 압력유량성능 곡선을 그래프 하여 비교 하였다. 이에 따라 보다 정확한 실험적 결과 값과 평균오차율을 대조 및 비교하여 최적의 수치해석적 신뢰성을 향상시키고자 한다.

## 제 2 절 Helical Gear 및 Balance plate

### 1. Helical Gear 및 Balance plate (Grooves) 설계

기어펌프의 성능향상을 위해 Spur Gear에서 Helical Gear로 변경하고자 하는 이유 및 이점이 무엇인지 확인하고 이에 따른 보완점으로 Balance plate (Grooves) 설계의 필요성에 대해 알아보하고자 한다. Spur Gear에는 나선 각(helix angle)이 없고, Helical Gear에는 나선 각이 있다. 나선각이란 원통형상에 감은 코일 및 모선이 이루는 각으로써 Helical Gear에서 맞물림이 시작될 때에 만곡 된 기어 치의 앞쪽 가장자리에만 접촉이 발생한다. Gear가 회전하면서 접점이 기어치의 형상에 따라 대각선으로 확장된다. 따라서 부하 작용이 점진적으로 충격 응력이 낮아지면서 Spur Gear보다 High RPM에서 사용할 수 있게 되어 보다 소음도 적으며 고속에서의 효율이 좋기 때문에 주로 사용이 된다. 또한 내구성, 접촉 비 및 하중의 전달 능력이 더 높으며 무거운 하중에 견딜 수 있다. 하지만 Spur Gear에서는 축 사이의 추력축(스러스트 하중, thrust loading)을 무시할 수 있는 반면 Helical Gear에서는 추력축이 더욱 강하다. 이는 기어펌프의 구동 시 Housing의 상하부에 하중이 가해지는 것을 의미하며 특정 영역에 고압의 압력이 가해져서 결국 소음, 마모, 와류, 등등에 따른 성능저하로써 영향이 발생 할 수 있다.<sup>(19)~(21)</sup>

설계하고자 하는 평행축 Helical 기어는 연속접촉의 형상이다. 기어의 Rack 형상에 대해 추정하는 과정에서 가장 먼저 축직각 형상을 파악한다. Fig. 3-14에서는 2D CAD를 이용하여 3차원 측정기로 측정한 표준 Helical Gear를 가지고 표준 랙 형상을 표현한 자료이다. 랙의 형상으로는 직선과 원호로써 이루어져 있으며 Fig. 3-15과 같이 간결하고 수치적 형상화를 실시하여 설계하고자하는 기어 형상으로 수정 및 변형한다. 원주피치를 14.2 와 기어의 높이를 5.55로 설정하고  $\phi 5.7$ 과  $\phi 5.8$ 로 직선을 추가하였다. 이는 인벌류트와 동일하게 직선만으로는 자연스러운 연속접촉을 구현하기 불가능하므로, 단순한 형태로써 원호 및 기어의 깊이를 증가시키기 위해서 직선을 추가로 설정하였다. 영역의 이루어진 압력각은  $35^\circ$ 로 하였다. Fig. 3-16은 수정한 랙 형상에 대한 CAD 역설계로 수행하여 표현한 자료이다.

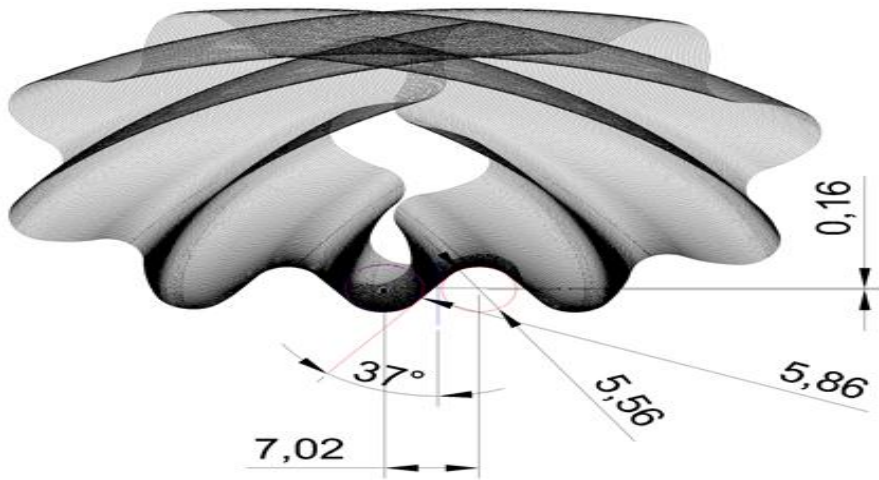


Fig. 3-14 Standard Helical Gear Measured With a 3D Measuring Machine (Using 2D CAD)

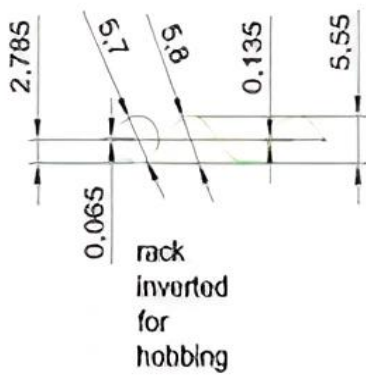


Fig. 3-15 Design By Applying Gear As Numerical Shaping

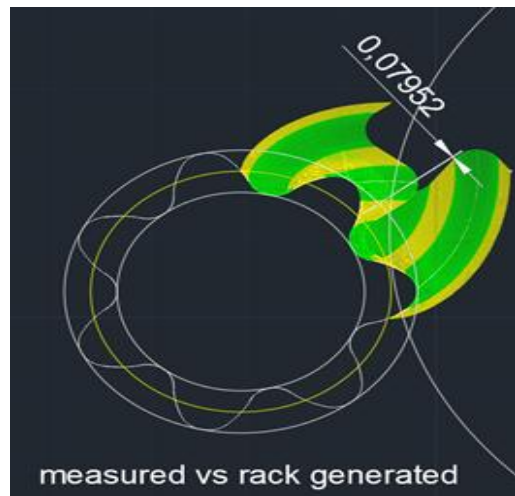
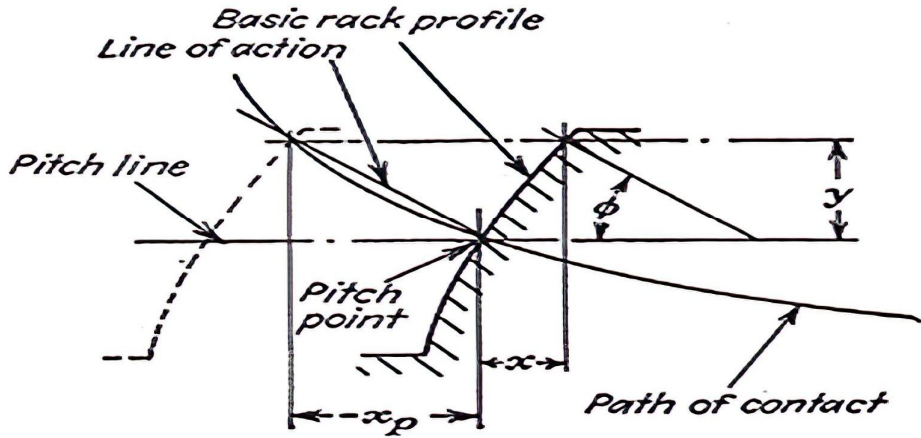


Fig. 3-16 CAD Reverse Engineering Of Modified Rack Geometry

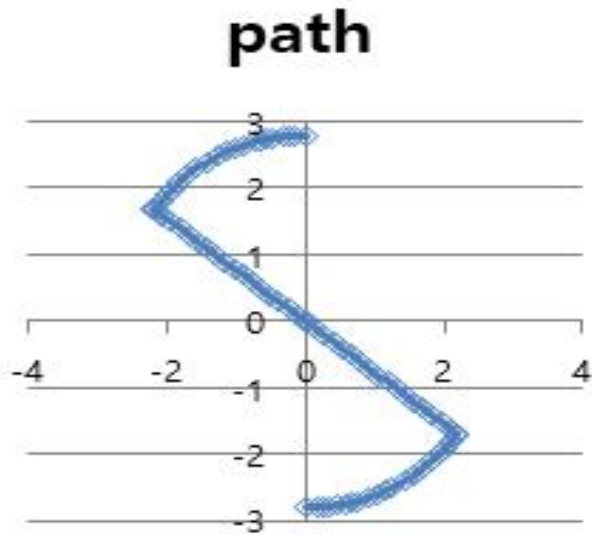


**Fig. 3-17 Relational Expression For The Contact Path Of The Modified Rack**

수정된 기본 Rack의 형상이 도출되었다면 접촉되어지는 궤적 및 경로를 통해 전체적인 Helical Gear의 형태를 파악 할 수 있다. 이는 Fig. 3-17에서 이해하기 쉽게 설명되어 있다. 이에 따라 구하고자하는 Gear의 물림 현상에 대한 압력각의 식 (3-1) 과 접촉점의  $x$ 에 의한 식 (3-2)을 계산할 수 있다.

$$\tan\phi = dx/dy \tag{3-1}$$

$$x_p = -y/\tan\phi \tag{3-2}$$



**Fig. 3-18 Contact Path Of Helical Gear Shape (Contact Line)**



**Fig. 3-19 Shape For 1/4 Circumferential Pitch Of Gear**

앞서 구했던 기본 Rack의 기어형상은 기어의 중심축에서 기어 형상까지의 거리 즉, 식 (3-3) 극좌표  $r$  과 위치에 따른 각도 즉, 식 (3-4)  $\theta$ 에 대한 관계식을 구할 수 있다. 또한 이를 이용하여 접촉선에 관련하여서 형상도 구현할 수 있다.

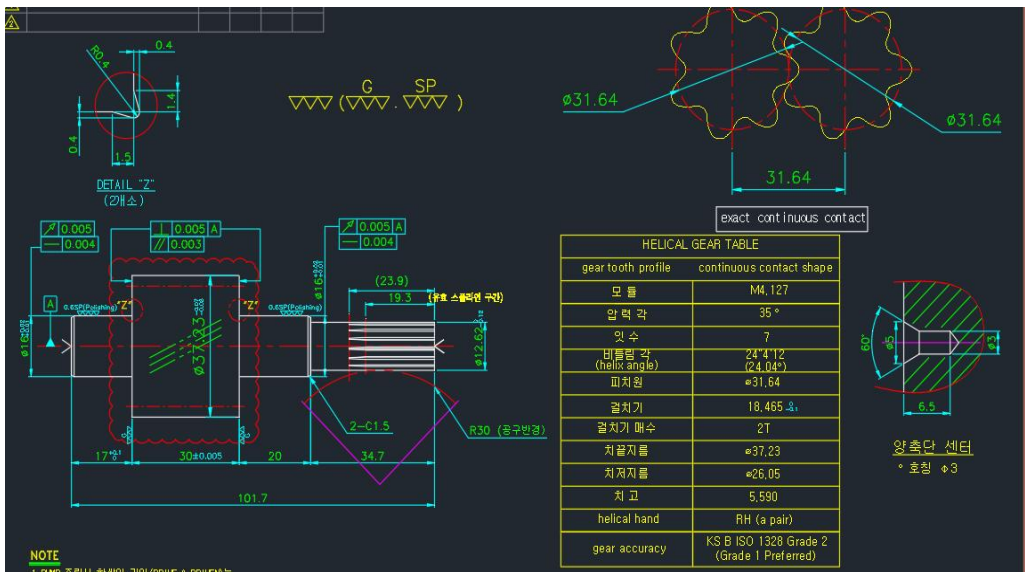
$$r = \sqrt{(R-y)^2 + x_p^2} \quad (3-3)$$

$$\theta = [(x - x_p)/R] + \tan^{-1}[x_p/(R - y)] \quad (3-4)$$

이때  $R$ 은 기어피치원의 반경으로써 피치원은  $\phi 31.64$ 이다. Fig. 3-18 과 Fig. 3-19 에서는 이와 관련된 접촉선 과 기어의 1/4원주피치에 대한 형태이다. 추가적인 기어에 대한 도면과 요목표 등은 Table 3-3 와 Fig. 3-20에 나타내고 있다.

**Table 3-3 Helical Gear Information**

Module ( $m$ )	M4.127
Pressure angle ( $\alpha_o$ )	35°
Number of Teeth ( $Z$ )	7
Torsion angle ( $\beta$ )	24°4'12 (24.04°)
Outside Pitch diameter ( $d_o$ )	∅31.64
Displacement over a given number of teeth ( $S_m$ )	18.465
A given number of teeth ( $Z_m$ )	2T
Addendum Circle ( $d_k$ )	∅37.23
Dedendum Circle ( $d_r$ )	∅26.05
Whole Depth ( $h$ )	5.590
Gear accuracy	KS B ISO 1328 Grade 2 (Grade 1 Preferred)



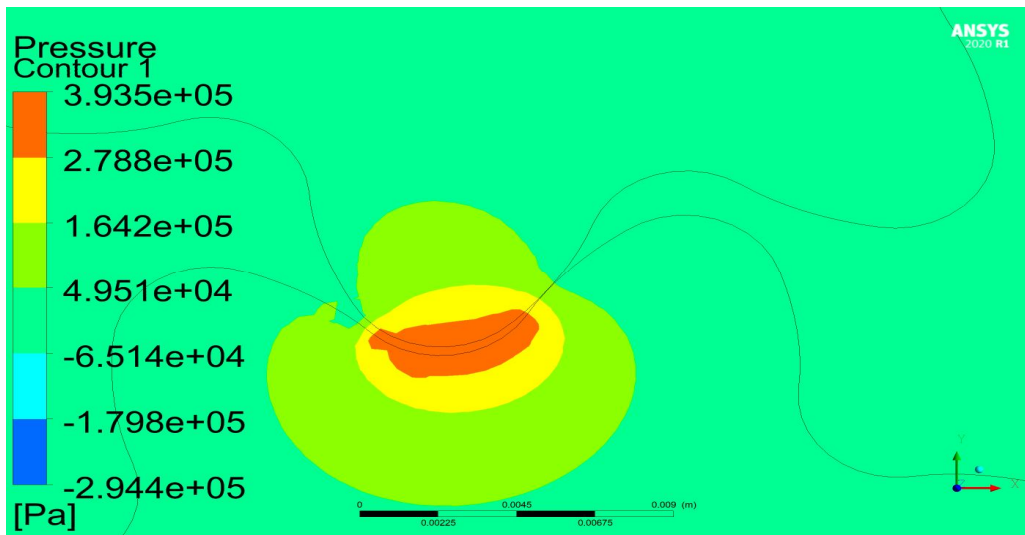
**Fig. 3-20 2D Drawing Of Helical Gear**



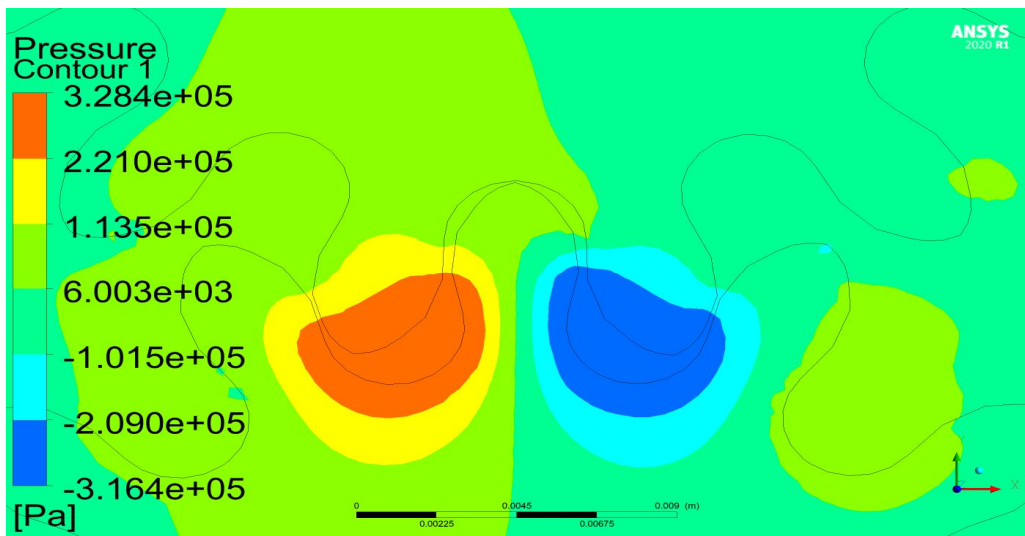
Helical과 Spur의 비교하기 위해 해석을 진행 하였으며, 토출유량의 경우 Helical 기어는 약 28.7(L/min)로써 Spur 기어 보다 1.03(L/min) 성능향상 되었다. Fig. 3-21, Fig. 3-22 각 기어의 상부 Housing에 미치는 압력이다.

Helical 기어의 상부에 미치는 최고 압력은  $3.935 \times 10^5$ (Pa)이며, Spur 기어의 상부에 미치는 최고 압력은  $3.284 \times 10^5$ (Pa)이다. Helical에서 보다 높은 압력이 형성 되어지는 것을 확인 할 수 있다. 이는 구동 시 Housing의 상하부에 하중이 가해지는 것을 의미하며 특정 영역에 고압의 압력이 가해져서 결국 소음, 마모, 와류, 등등에 따른 성능저하로써 영향이 발생 할 수 있다.

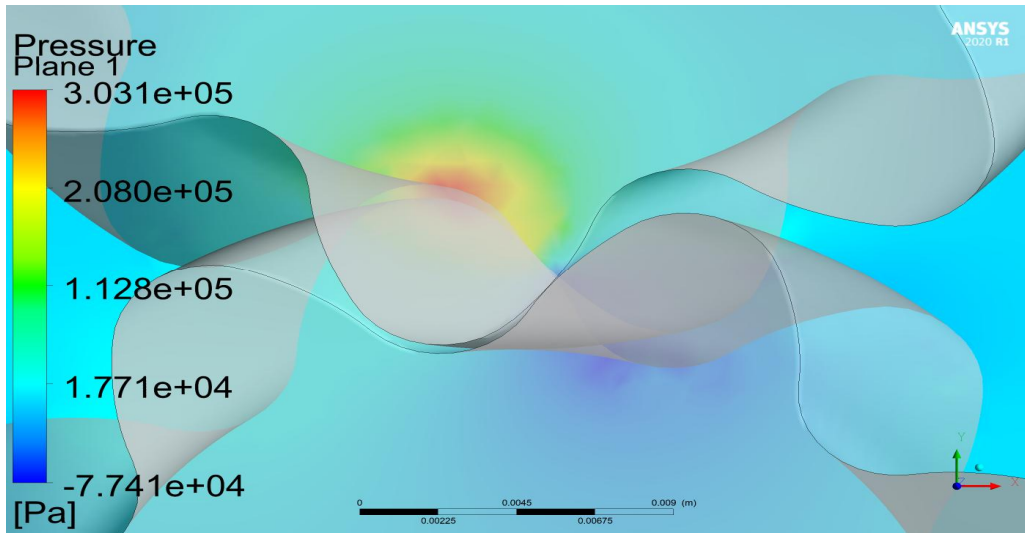
Fig. 3-23, Fig. 3-24 각 기어의 내부에 미치는 압력이다. Helical 기어의 내부에 미치는 최고 압력은  $3.031 \times 10^5$ (Pa)이며, Spur 기어의 상부에 미치는 최고 압력은  $3.402 \times 10^5$ (Pa)이다. Helical에서 보다 낮은 압력이 형성 되어지는 것을 확인 할 수 있다. 이는 구동 시 Housing 내부의 기어에 특정 압력 맥동을 발생시키고 하중 또한 가해지는 것을 의미하며 특정 영역에 고압의 압력이 가해져서 결국 소음, 마모, 와류, 등등에 따른 성능저하로써 영향이 발생 할 수 있는데 이를 다소 저하 시켜줄 수 있는 이점이 있다.



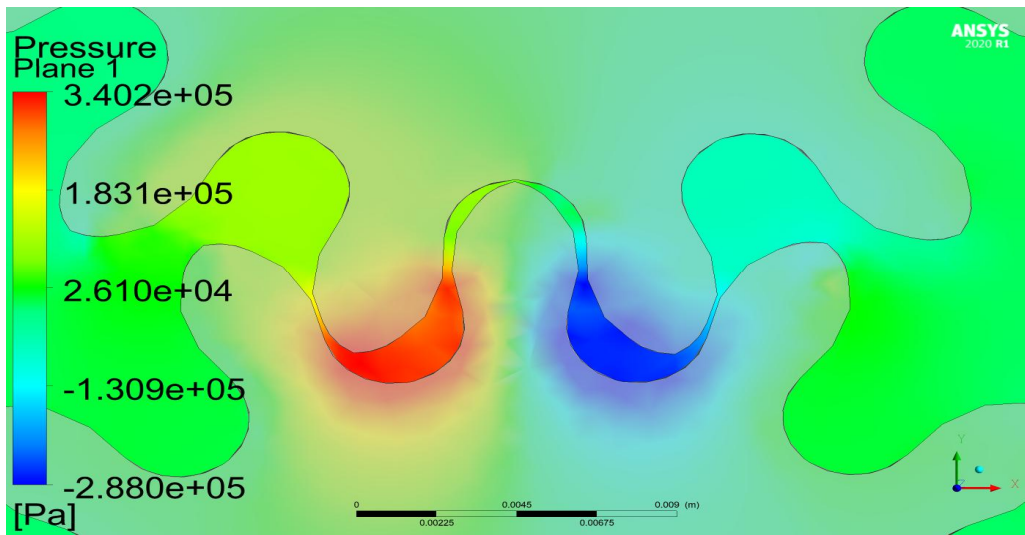
**Fig. 3-21 Pressure On Top Of Helical Gear Pump Housing**



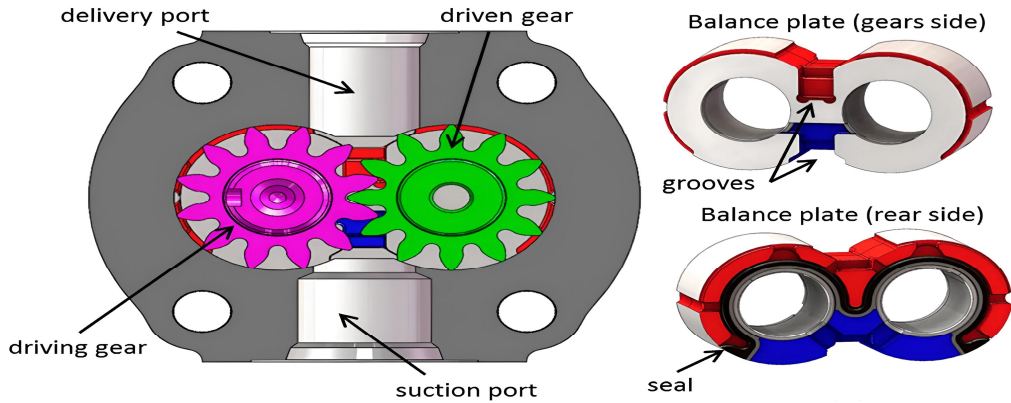
**Fig. 3-22 Pressure On Top Of Spur Gear Pump Housing**



**Fig. 3-23 Pressure On Top Of Helical Gear Pump Housing**



**Fig. 3-24 Pressure On Top Of Spur Gear Pump Housing**



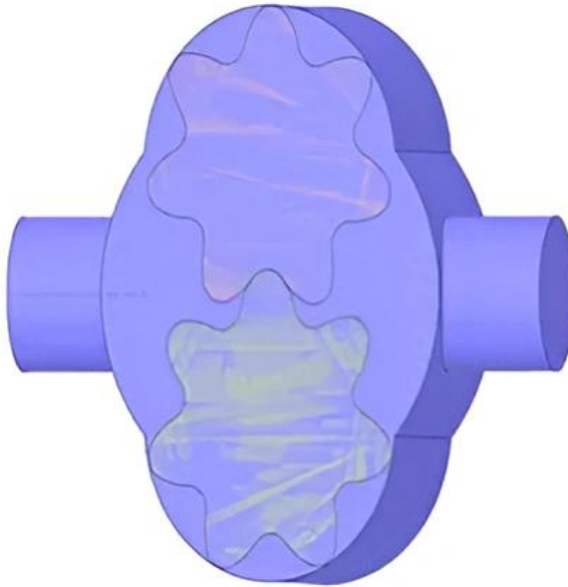
**Fig. 3-25 Description Of Balance Plate (Grooves)**

이에 따라 Helical 기어를 사용함으로써 최고의 성능을 발휘하기 위해 Helical Gear 특성에 맞는 최적 유동흐름을 형성하도록 추가적으로 최적 설계를 진행한 다. 앞선 많은 연구자들은 Gear와 Casing 간극 과 Gear Pump의 이론방정식에 근 거하여 RPM 에 따른 체적유량의 시간변화를 수치화하여 연구를 진행하는 방향 과 Helical Gear 특성에 맞는 involute Gear 설계 방법론을 제시하여 Gear 최적화 연구를 진행하였다. 연구에 대한 차별성을 위해 Gear Pump의 원리로써 접근한다. 중동축과 구동축으로 이루어져 구동 시 유체가 Pump 입구(Inlet) 영역으로 공급 되어 Gear의 흡에 고압 형성으로 인한 토출 유동흐름이 발생한다. 즉 정량용적형 Housing 및 전후면에 의해 정량적인 공간이 채워지면서 결국 원주를 따라 Outlet 으로 토출되는 원리이다. 기어펌프 내부의 정량적 체적이 증가하면 토출량이 감소 할 것이라는 정석적인 생각이 있다. 하지만 과연 체적이 증가하면 토출량이 감소 할까 의문점을 가지고 이에 대해 수치해석적 시뮬레이션을 활용하여 차별적 접근 을 한다. 따라서 Fig. 3-25에서 이론적 체적의 변화에 따른 펌프 성능 향상 또는 추이에 대해 추가적인 연구를 진행하고자 하며 Helical Gear 최적 설계 한 것을 보이고 있다.

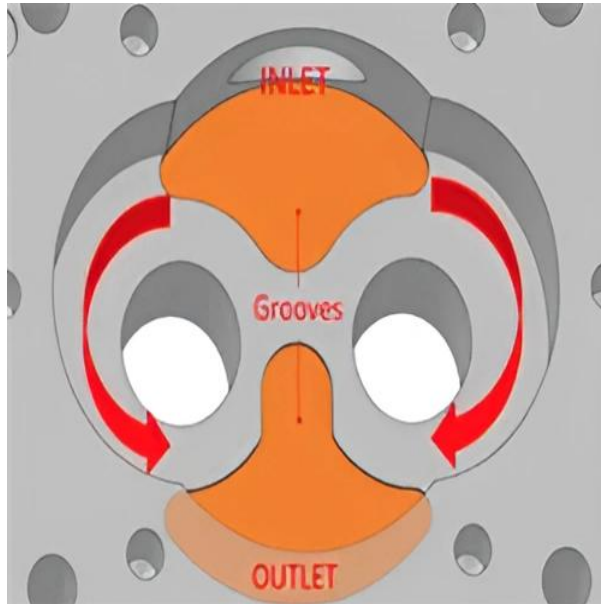
펌프 Housing을 현재 산업의 ISO 규격에 맞춰서 3D 모델링하여 Fig. 3-26 기존 체적 변화가 없는 Housing과 Fig. 3-28 체적의 변화를 주고자 하는 부분의 입구 출구 쪽 및 Housing 상하부에 명칭으로 Balance plate 즉. Grooves를 설계하였다. Fig. 3-27에서 Grooves 형상 최적설계의 근거는 앞전에 실험 데이터를 이미 진행하고 난 이후 데이터 분석 결과에 따라 Grooves의 규격, 형태에 따라서도 토출 차이가 나기 때문에 이러한 Grooves 형상을 적용하였다.

또한 앞선 해석을 진행하였을 때 기어가 맞물리는 부분에 고압이 형성되어 불규칙한 압력맥동 유속백타가 확인이 되어 와류 및 역류 현상이 발생하였다는 것을 인지하게 되었고 Housing의 벽면, 간극에 따라 역류하려는 유속백터 흐름이 확인되었다. 일정 규격을 넘어가게 되면 고압의 형성이 이루어지지 않아 토출 성능이 크게 저하되는 것도 확인하였다.

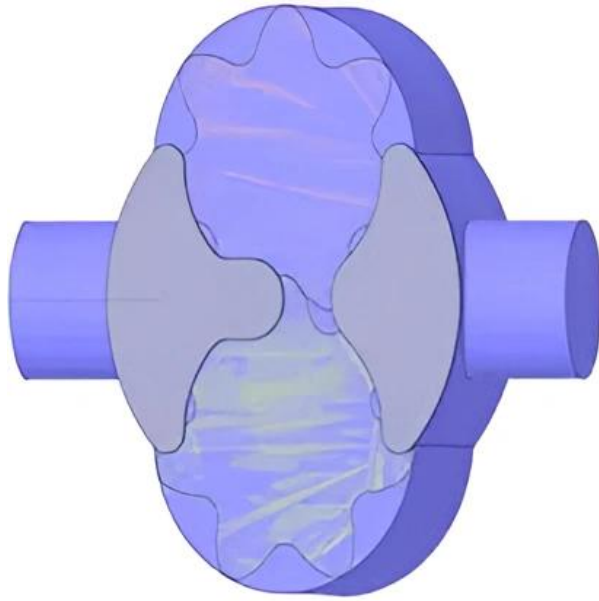
이에 맞게 수정 및 보완하여 1차적인 Grooves 형상을 설정하게 되었으며 해석 Case는 총 3가지로 진행하였고 Fig. 3-29 출구 부분에만 Grooves를 형상시켜 Fig. 3-28과 차이점을 비교하고자 하였다.



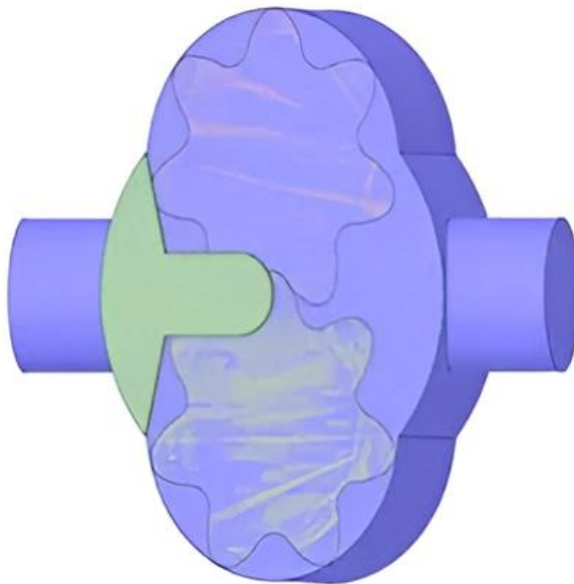
**Fig. 3-26 Balance Plate (Grooves) Not Applied To The Housing**



**Fig. 3-27 Housing Balance Plate (Grooves) (2D Geometry)**



**Fig. 3-28 Balance Plate (Grooves) Applied To The Housing**



**Fig. 3-29 Any Balance Plate (Grooves) Applied To The Housing**

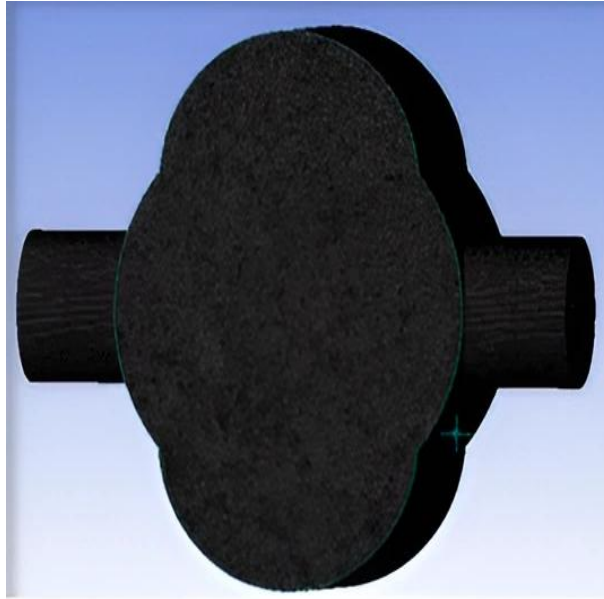
각 격자의 형태마다 사용되는 영역이 다르기 때문에 비정규 삼각격자 같은 경우 비정상상태의 유동해석을 진행할 때 , 시시각각 시간의 변화에 따라 새로운 Mesh 를 재생성하며 데이터결과 값을 확인하고자 할 때, 해석하고자 하는 영역이 조밀 하고 비좁은 상태일 때 적합하다고 할 수 있다.

현재 Helical Gear 와 Housing 간의 간극은 0.05mm 비교적 조밀한 해석 영역이기 때문에 irregular triple grid를 사용하고 뿐만 아니라 더더욱 해석성능을 높이기 위해서 인플레이션 효과를 설정하여 정확한 해석값이 나올 수 있도록 설정 하였다. 또한 Inlet과 Outlet Mesh는 일정한 형태 균일한 크기의 사각 격자를 적용하였다. 격자의 크기의 결정에 있어서 Set up 구간의 비정상상태 Total TIME 에도 영향이 미친다. 따라서 너무 작게 하지도 크게 하지도 않을 적당한 크기를 찾아야 하기 때문에 반복 작업을 하여 적당한 사이즈의 격자 크기를 형성 하였다. Fig. 3-30, Fig. 3-31, Fig. 3-32에서 세 가지 Case별 평균 Elements는 약 140만 개이며 평균 Node는 약 29만 개로 구성하였다.

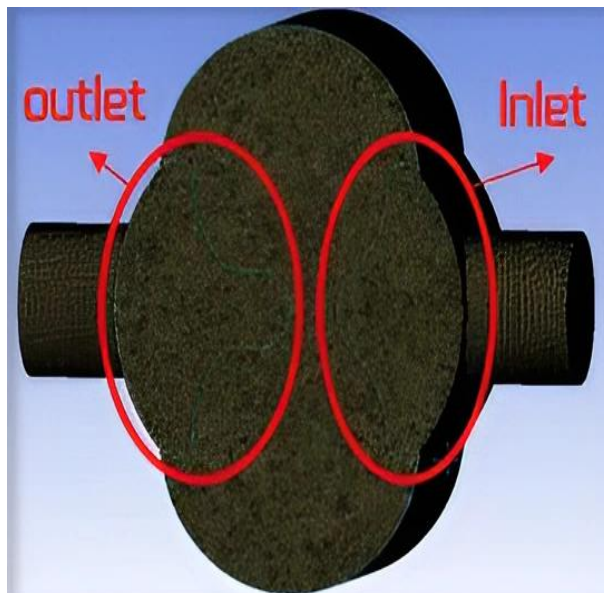
Fig, 3-33에서 유동해석에서 난류 모델 유동방정식 또한 다양하며 각각에 사용되는 형태와 성질이 다릅니다. 앞선 k-omega SST , k-epsilon RNG , Standard k-epsilon 중 가장 적합한 Standard k-epsilon 난류모델 유동방정식을 선택하여 진행하였다.

유체의 재질은 수용성질삭유로 설정하였고 Housing의 재질은 Steel, 밀도와 비점 성계수, 입출구의 분포압력을 설정하였고, Fig. 3-34 UDF 기능을 사용하여 기어의 회전운동과 RPM , 질량무게중심점 등 코딩작업을 걸쳐 초기 운동조건을 설정 하였다. 분석의 타입은 비정상상태, 앞선 격자의 크기와 관련이 되어있는 Total time 및 time step 등을 설정하였으며 그 결과를 Table 3-4에 나타내고 있다.





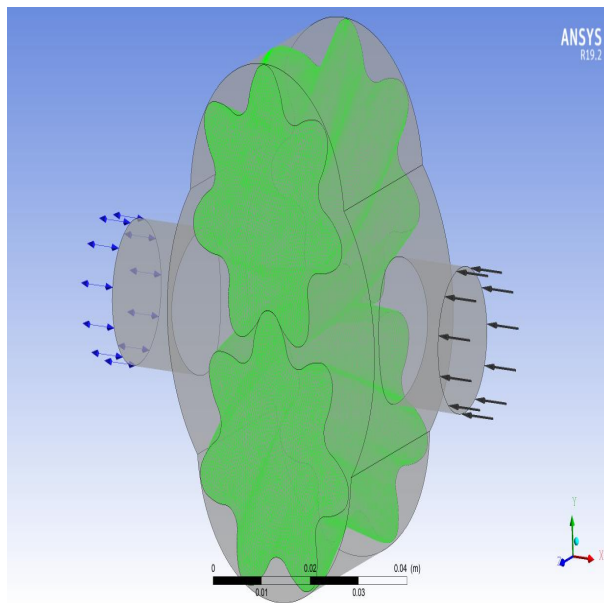
**Fig. 3-30 Balance Plate (Grooves) Not Applied To The Housing**



**Fig. 3-31 Balance Plate (Grooves) Applied To The Housing**



**Fig. 3-32 Any Balance Plate (Grooves) Applied To The Housing**



**Fig. 3-33 Gear Rotation Direction And Shape (Ansys Set up)**

```

gearpump (1).c
1 #include "udf.h"
2
3 DEFINE_CG_MOTION(gear1, dt, vel, omega, time, dtime)
4 {
5   Domain *domain;
6   domain = Get_Domain(1);
7   omega[2]=-1800.0;
8 }
9
10 DEFINE_CG_MOTION(gear2, dt, vel, omega, time, dtime)
11 {
12   Domain *domain;
13   domain = Get_Domain(1);
14   omega[2]=1800.0;
15 }
  
```

**Fig. 3-34 Description Of Balance Plate (Grooves)**

**Table 3-4 Boundary Conditions**

Material	Water Soluble Coolant
Density	998.2071 (kg/m <sup>3</sup> )
Viscosity	0.002 (kg/m · s)
Revolutions	1,800 (RPM)
Turbulence Model	STANDARD k-Epsilon
Pressure Inlet	0 (Bar)
Pressure Outlet	0 (Bar)
Housing Material	Steal
Time steps	2e-05s
tooth width	30 (mm)
gear center distance	15.7 (mm)
casing gap	0.05 (mm)

각 Case 별로 확인할 수 있는 Data값은 다양하나 보고자하는 성능향상에 중점을 두어 유량, 압력, 유속벡터 검출하여 시뮬레이션 값을 분석하였다.

기어펌프의 내부 압력의 분석이다. Fig. 3-35에서는 어떠한 groove도 형상하지 않은 Case로써 내부 최고 압력은  $1.376e+05(\text{Pa})$ 이며 Fig. 3-37은 Inlet과 Outlet에 groove의 형상을 적용한 Case이며 내부 최고 압력은  $1.059e+05(\text{Pa})$ 이고 Fig. 3-39는 Outlet에만 groove의 형상을 적용한 Case이며 내부 최고 압력은  $1.346e+05(\text{Pa})$ 이다.

기어펌프의 Housing의 상하부에 미치는 압력에 대한 분석이다. Fig. 3-36에서는 어떠한 groove도 형상하지 않은 Case로써 상하부의 최고 압력은  $3.931e+05(\text{Pa})$ 이며 Fig. 3-38은 Inlet과 Outlet에 groove의 형상을 적용한 Case이며 상하부의 최고 압력은  $7.299e+04(\text{Pa})$ 이고 Fig. 3-40는 Outlet에만 groove의 형상을 적용한 Case이며 상하부의 최고 압력은  $7.814e+04(\text{Pa})$ 이다. 3가지 Case별 유량값에 대한 결과는 Fig. 3-41에 나타내고 있다.

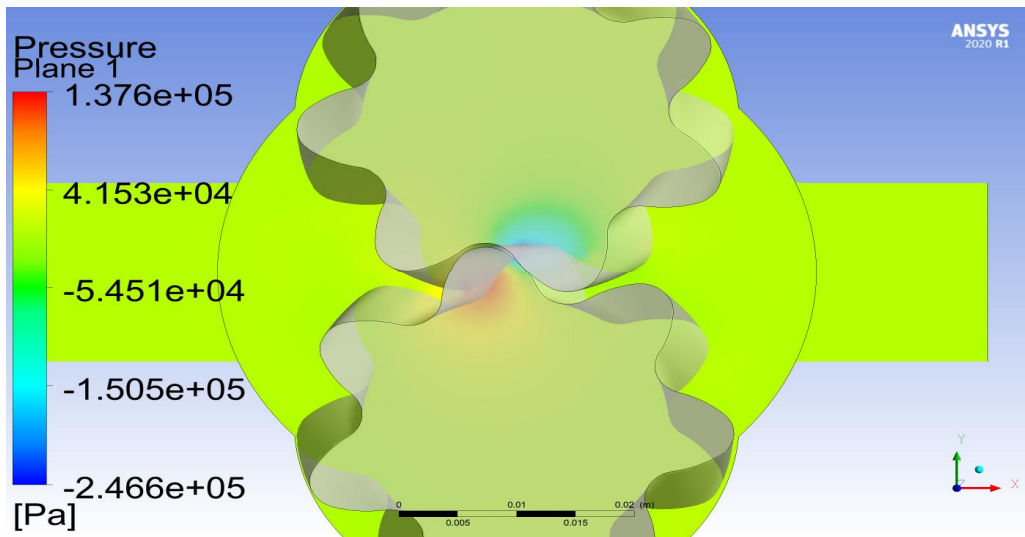


Fig. 3-35 Internal Pressure Of Halance Plate (Groove) Not Applied To Housing

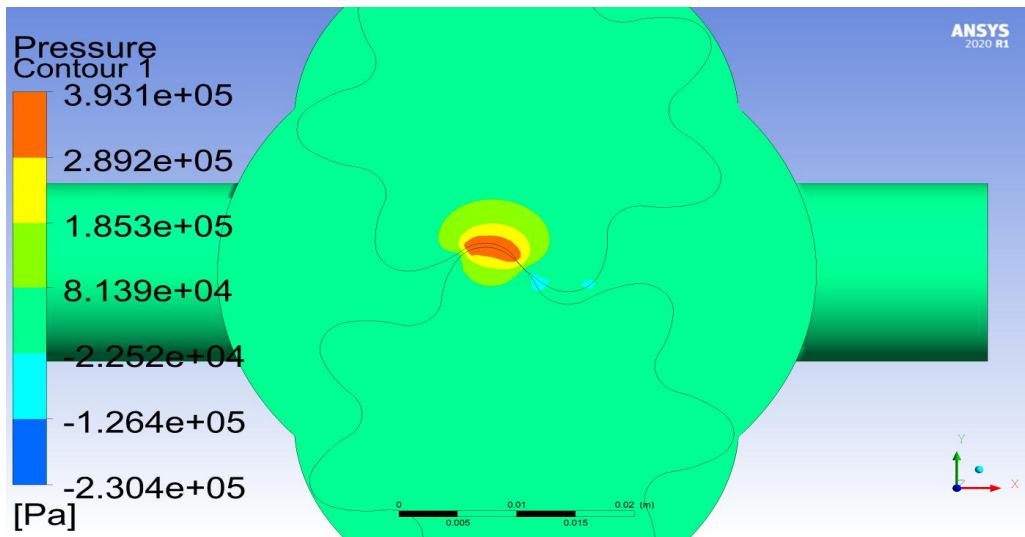
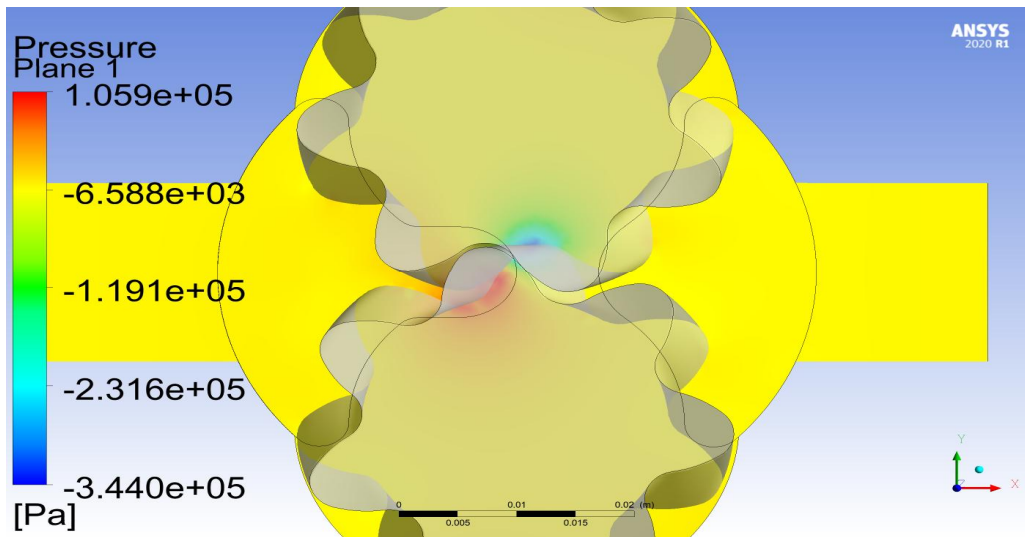
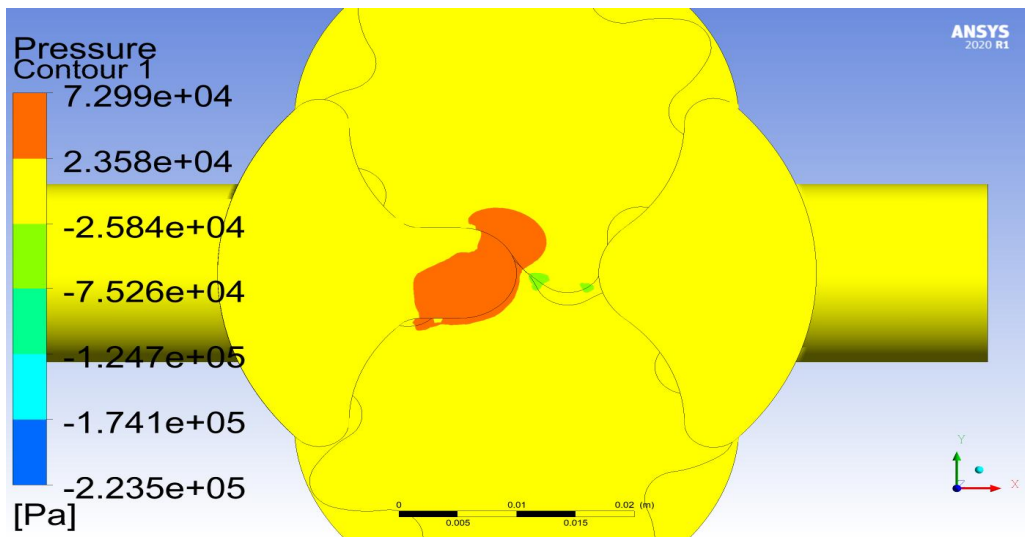


Fig. 3-36 Upper Housing Pressure Of Balance Plate (Groove) Not Applied To Housing



**Fig. 3-37 Internal Pressure Of Balance Plate (Grooves) Applied To The Housing**



**Fig. 3-38 Upper Housing Pressure Of Balance Plate (Grooves) Applied To The Housing**

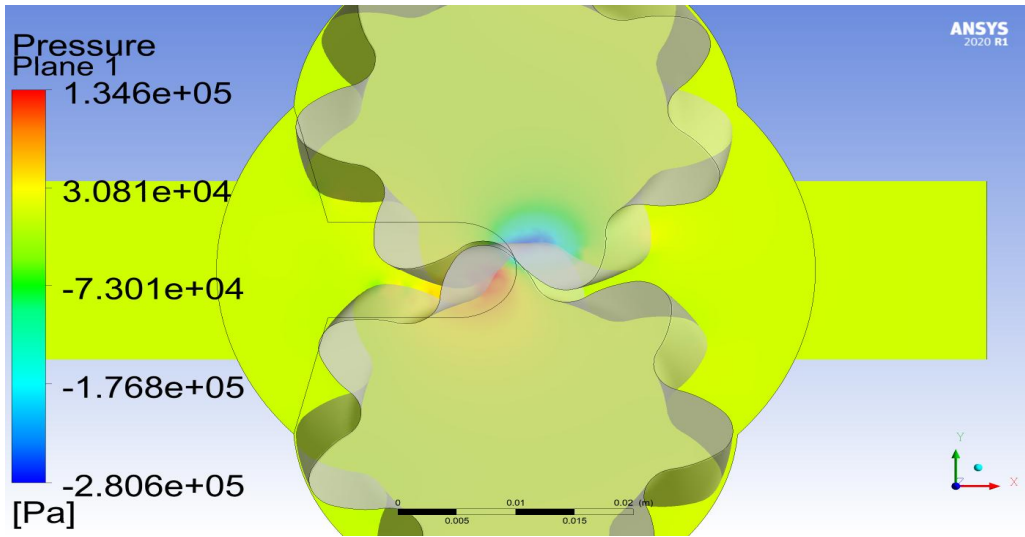


Fig. 3-39 Internal Pressure Of Any Balance Plate (Grooves) Applied To The Housing

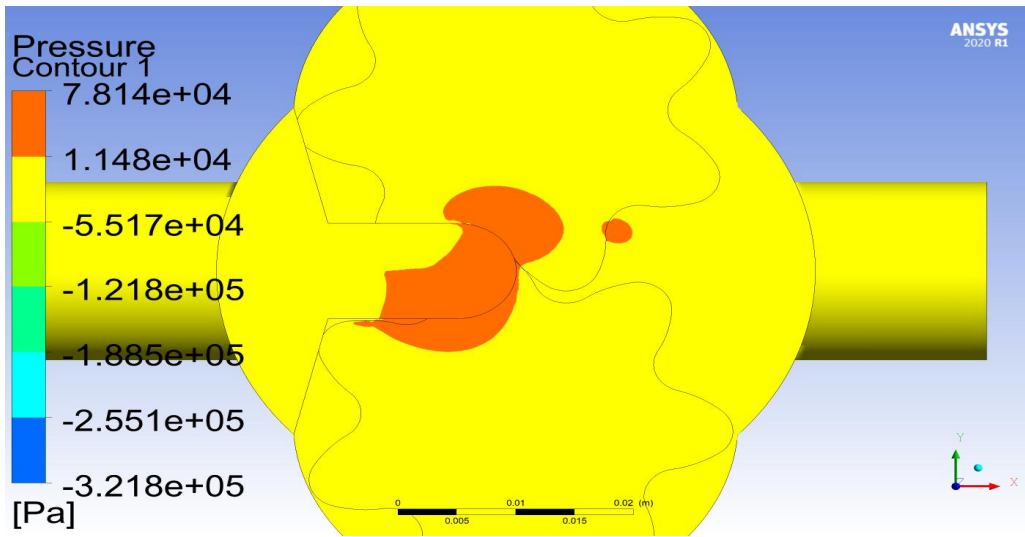


Fig. 3-40 Upper Housing Pressure Of Any Balance Plate (Grooves) Applied To The Housing

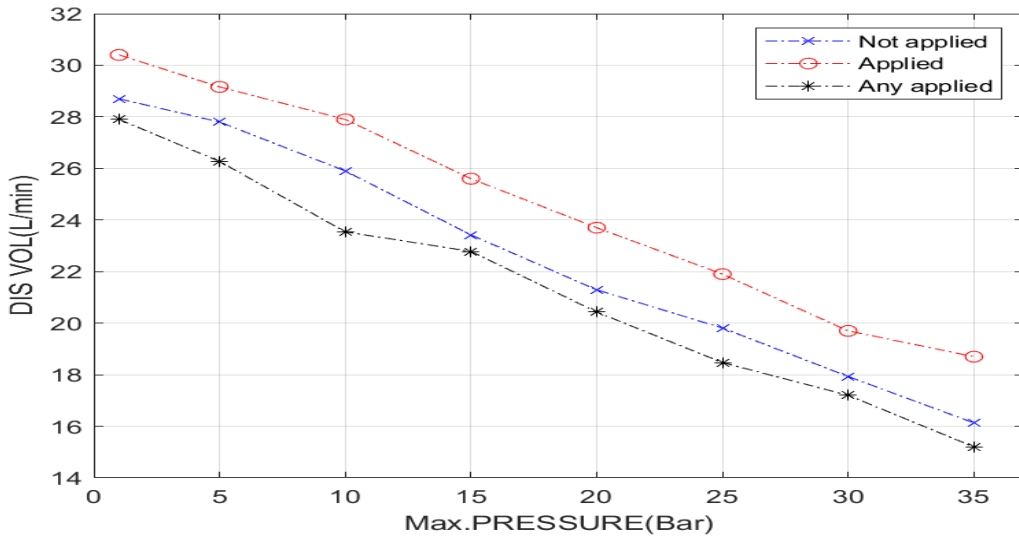


Fig. 3-41 Comparison Of Pressure Flow Performance Graphs By Case

결론적으로 Inlet과 Outlet Grooves의 형상이 되어있는 Case가 유량도 30.4 (l/min) 제일 잘나올 뿐만 아니라 Gear Housing의 상하부에 미치는 최고 압력은  $7.299 \times 10^4$  (Pa) 가장 작게 작용하며 기어 맞물리는 부분에 내부압력이  $1.059 \times 10^5$  (Pa), 크게 감소되어 있는 결과를 확인할 수 있었다.

내부압력이 감소하는 요인이 장점인 이유로는 Pump 내부의 불규칙한 압력은 펌프 구동 시 기어와 Housing 간의 마찰로 인한 마모감소, 소음감소, 성능향상, Cavitation발생 억제 등이 있다.

이러한 수치해석 결과를 바탕으로 보다 신뢰할 수 있는 데이터가 될 수 있도록 실제 실험을 바탕으로 검증한다.



## 제 4 장 실험 및 고찰

### 제 1 절 실험 방법

전산유동해석에 대한 결과를 더욱 신뢰 할 수 있도록 검증절차로써 수치해석 과 실제 실험을 비교하여 Data 신뢰성 검증하였다. 또한 목표 수치로써 평균 오차율을 적용하였다. Fig 4-1에서 실험 장비로써 Gear Pump의 압력유량성능곡선 값을 분석 할 수 있는 Pump Performance UNIT TEST를 사용하여 실제성능 실험을 진행 하였다.

실험 성능테스트 초기조건으로 수치해석과 일치하는 값으로써 수용성절삭유의 온도는 25°C , 내부 압력의 정도는 0~35bar 까지 설정하여 진행 하였다. 유체가 토출되는 Outlet 구간에 유량계 및 압력계를 배치하여 Gear Pump의 성능을 확인 하고 전원컨트롤러(Power Control unit)를 사용하여 실험 테스트를 제어 하도록 하였다. 또한 Test에 사용되어지는 Spur Gear는 해석에 사용되었던 기본도면과 일치하게 Fig 4-2에서 시제작 하였다.

각 Case별 별도의 시제작 Housing을 제작하였으며 Fig 4-3는 Inlet과 Outlet Grooves의 형상이 되어있는 Case를 시제작 제품이다. 또한 Test에 사용되어지는 Helical Gear는 해석에 사용되었던 기본도면과 일치하게 Fig. 4-4에서 시제작하였다. 해석과 실험에 대한 결과로써 상세한 지표(오차율,성능곡선)을 도출하였다.

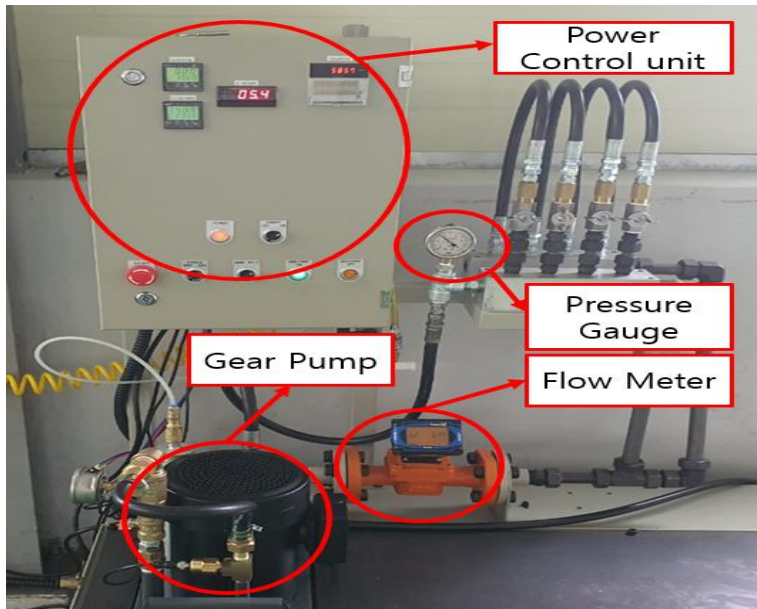


Fig. 3-1 Experimental Equipment With Pump Performance Unit TEST

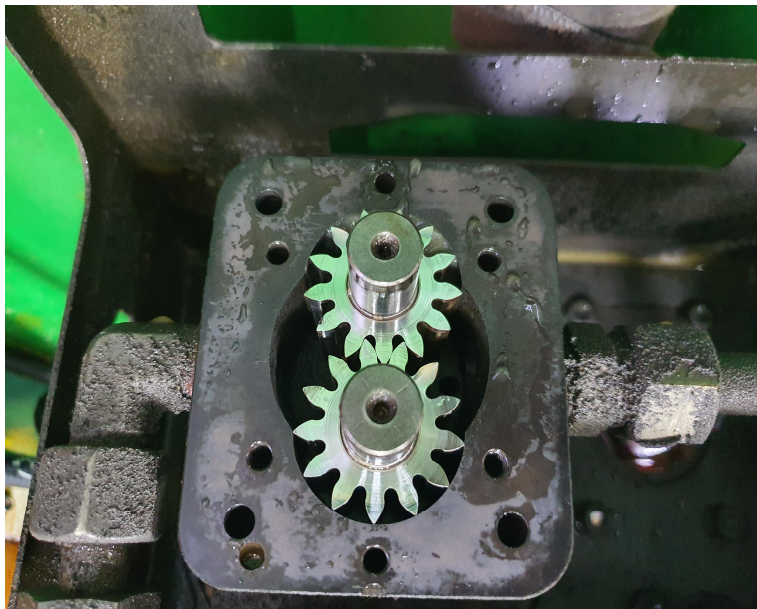


Fig. 3-2 Spur Gear Production And Experiment



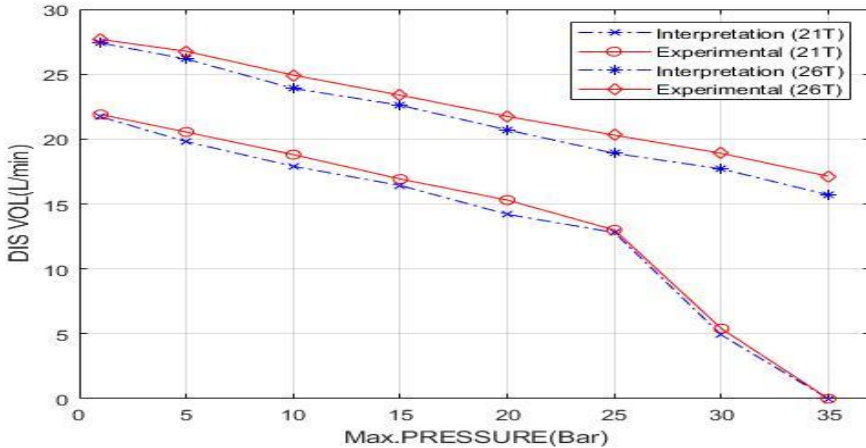
**Fig. 3-3 Prototype Production Of Gear Pump Housing With Balance Plate Applied**



**Fig. 3-4 Helical Gear Drive Shaft And Driven Shaft Prototype**

## 제 2 절 실험결과 및 고찰

### 1. 기어 치의 폭



**Fig. 4-5 Gear Pump Pressure Flow Graph (Interpretation And Experimental Comparison)**

실험 결과로써 기어의 치(26T, 21T)의 해석 과 실험 Data에 대한 압력유량성능을 비교하여 시각적으로 도식화한 것을 Fig. 4-5에 나타내었다.

21T에 대한 분석으로는 1(bar) 부근에서 약 21.89(L/min) 과 25~35(bar) 부근에서 약 13(L/min) ~ 5.4(L/min)으로 유량이 토출 되는 것을 확인 할 수 있다.

21T의 경우 유량이 급격하게 감소하는 것을 실험 과 해석 Data로써 일치하는 것을 확인 할 수 있다.

26T에 대한 분석으로는 1(bar) 부근에서 약 27.4(L/min) 과 25~35(bar) 부근에서 약 20.3(L/min) ~ 18.9(L/min)으로 유량이 토출 되는 것을 확인 할 수 있다.

26T의 경우 유량이 일정하게 토출하는 것을 실험 과 해석 Data로써 일치하는 것을 확인 할 수 있다.



실험 결과로써 기어의 치(26T, 21T)의 해석 과 실험 Data에 대한 평균오차율 분석을 비교하여 간략하게 수치화한 Table 4-1, Table 4-2 표이다.

Standard k-epsilon 난류모델방정식을 대조 하였을 때 가장 오차율에 대한 근사 값으로 판단되었다. 이에 따라 Table 4-1의 21T에 대한 평균 오차율은 약 4.59(%) 이고 Table 4-2의 26T에 대한 평균 오차율은 약 4.91(%)로써 각 Data 오차율이 10(%) 이내에 포함되는 것으로 확인할 수 있으며 수치해석에 대한 안정성 및 신뢰성을 검증하였다.

이에 따라 30(Bar)에서 기어의 치폭(21T 및 26T)에 따라서 토출유량이 상대적으로 급격하게 대략 12.8(L/min) 정도 차이가 발생 하는 것을 확인 할 수 있다. 앞선 전산유동해석상에서 확인 된 바와 같이 Gear Pump의 내부 압력이 각 기어의 맞물림에 의해 형성되어지는 구간에서 국부적인 압력 맥동으로 발생되어지며 이로 인한 기어와 Housing 간의 마찰 및 소음 발생이 성능저하의 원인으로 판단이 된다. 또한 Housing 상하부의 유속 백터 및 압력 형성에 있어서 Housing의 간극 벽면에 유동흐름이 발생되어 역류 및 와류 현상에 대해서도 요인이 된다.

Fig. 4-6의 경우 기어 펌프의 구동 시 21T에 대한 소음 Test 결과이며 대략 80.1(dB) 이다. Fig. 4-7의 경우 기어 펌프의 구동 시 26T에 대한 소음 Test 결과이며 대략 75.7(dB) 이다.

결과적으로 기어치 의 폭을 26T로써 이론방정식에 의거하여 변경 하였을 경우 역류 및 와류 따른 성능 과 내부 기어와 Housing의 마찰에 의한 소음 감소 등의 효과적인 개선의 결과를 예측 및 확인할 수 있다.



**Fig. 4-6 Noise Test Measurement (21T)**



**Fig. 4-7 Noise Test Measurement (26T)**

## 2. Helical Gear 및 Balance plate (Grooves) 설계

실험 결과로써 Housing 상하부의 Grooves 형상에 따른 각 Case별 해석 과 실험 Data에 대한 압력유량성능을 비교하여 시각적으로 도식화한 Fig. 4-8 ,Fig. 4-9 ,Fig. 4-10 그래프이다.

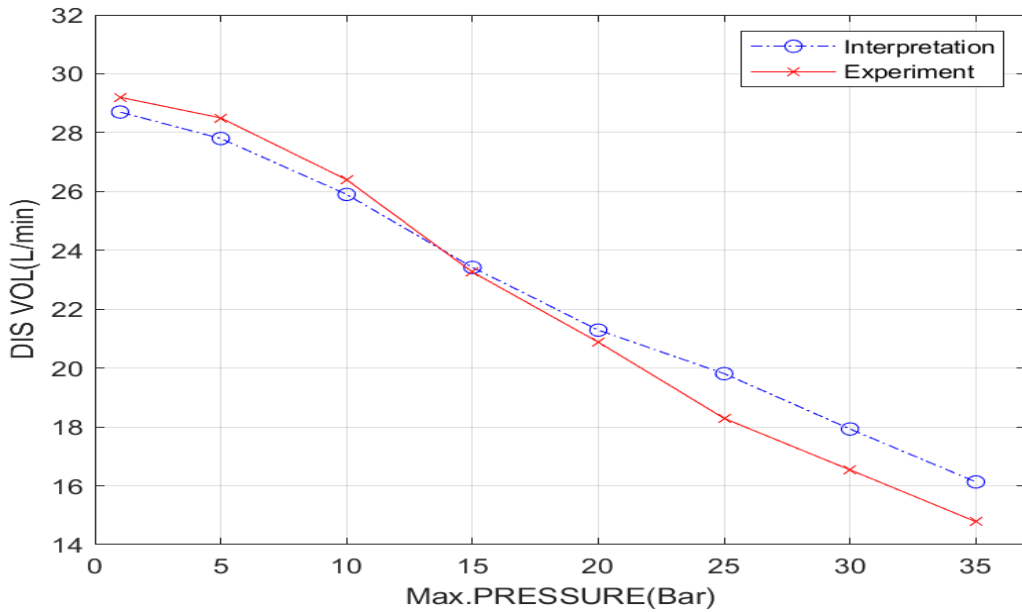
Fig. 4-8 어떠한 groove도 형상하지 않은 Case 에 대한 분석으로는 1(bar) 부근에서 약 29.2(L/min) 과 25~35(bar) 부근에서 약 18.29(L/min) ~ 14.78(L/min)으로 유량이 토출 되는 것을 확인 할 수 있다. 이 경우 고압이 형성 될수록 유량이 급격하게 감소 및 오차율이 증가하는 것을 실험 Data로써 확인 할 수 있다.

Fig. 4-9 Inlet과 Outlet에 groove의 형상을 적용한 Case에 대한 분석으로는 1(bar) 부근에서 약 31.1(L/min) 과 25~35(bar) 부근에서 약 21.4(L/min) ~ 17.9(L/min)으로 유량이 토출 되는 것을 확인 할 수 있다. 이 경우 고압이 형성 될수록 유량이 비교적 일정 및 오차율 감소하는 것을 실험 Data로써 일치하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 4-10 Outlet에만 groove의 형상을 적용한 Case에 대한 분석으로는 1(bar) 부근에서 약 28.4(L/min) 과 25~35(bar) 부근에서 약 17.47(L/min) ~ 14.3(L/min)으로 유량이 토출 되는 것을 확인 할 수 있다. 이 경우 고압이 형성 될수록 유량이 급격하게 감소 및 오차율이 증가하는 것을 실험 Data로써 확인할 수 있다.

다음은 실험 결과로써 Housing 상하부의 Grooves 형상에 따른 각 Case별 해석 과 실험 Data에 대한 평균오차율 분석을 비교하여 간략하게 수치화한 Table 4-3 , Table 4-4, Table 4-5 표이다. Standard k-epsilon 난류모델방정식을 적용 하였을 때 가장 오차율에 대한 근사값으로 판단되었다. 이에 따라 Table 4-3의 어떠한 groove도 형상하지 않은 Case에 대한 평균 오차율은 약 4.32(%) 이고 Table 4-4의 Inlet과 Outlet에 groove의 형상을 적용한 Case에 대한 평균 오차율은 약 2.78(%)이며 Table 4-5의 Outlet에만 groove의 형상을 적용한 Case에 대한 평균 오차율은 약 3.93(%)이며 각 Data 오차율이 10(%) 이내에 포함되는 것으로 확인할 수 있으며 수치해석에 대한 안정성 및 신뢰성을 검증하였다.

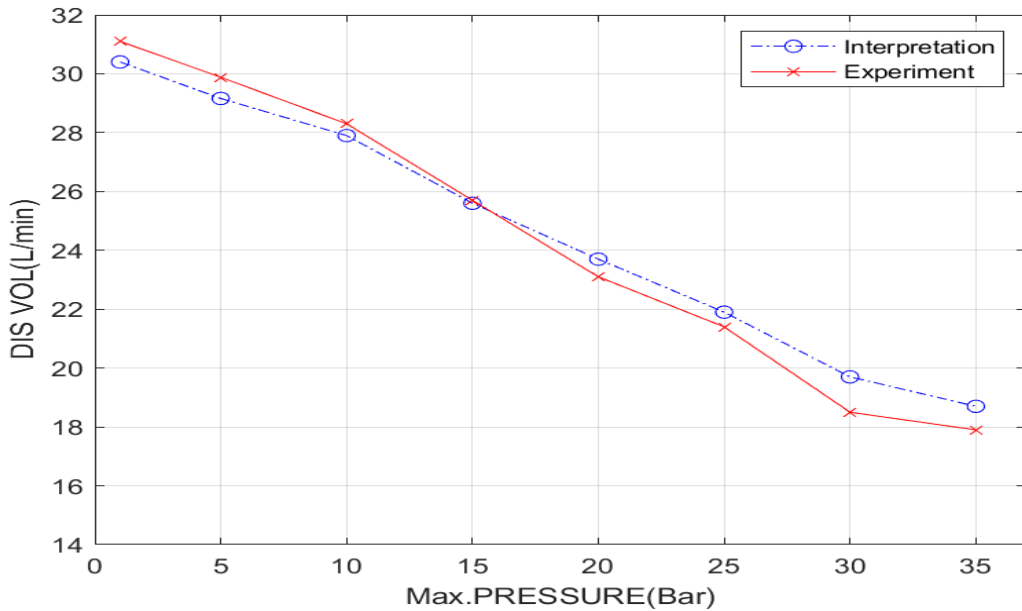




**Fig. 4-8 Gear Pump Pressure Flow Curve On Balance Plate (Groove) Not Applied To Housing (Interpretation And Experimental Comparison)**

**Table 4-3 Comparison Of Gear Pump Flow Rates**

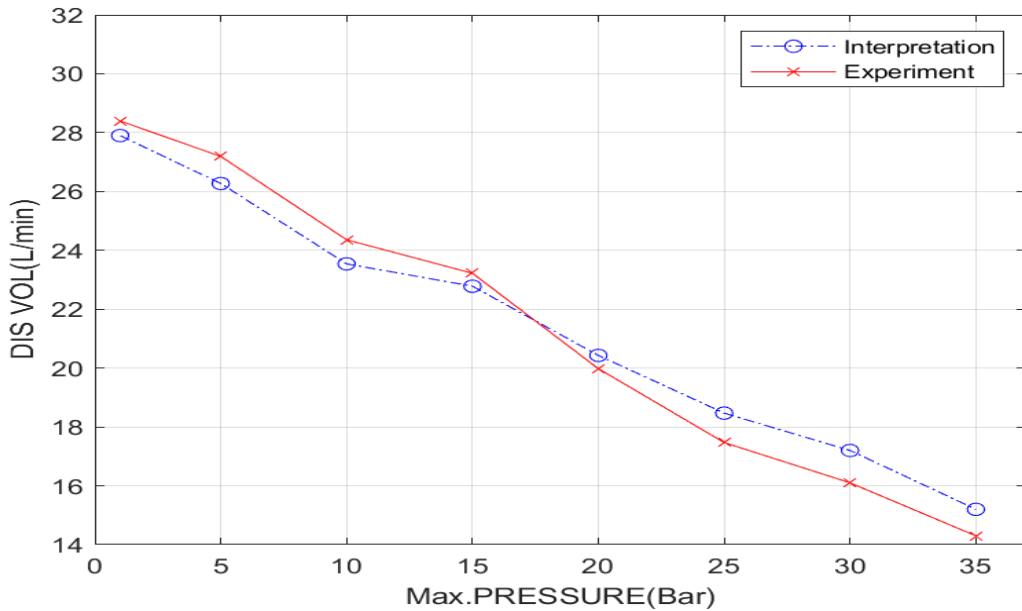
Pressure (Bar)	Interpretation (L/min)	Experiment (L/min)	Error Rate (%)
1	28.7	29.2	1.77
5	27.8	28.5	2.46
10	25.9	26.4	1.89
15	23.42	23.26	0.68
20	21.29	20.88	1.96
25	19.81	18.29	8.31
30	17.93	16.54	8.41
35	16.13	14.78	9.13



**Fig. 4-8 Gear Pump Pressure Flow Curve Of Balance Plate (Groove) Applied To Housing (Interpretation And Experimental Comparison)**

**Table 4-4 Comparison Of Gear Pump Flow Rates**

Pressure (Bar)	Interpretation (L/min)	Experiment (L/min)	Error Rate (%)
1	30.4	31.1	2.25
5	29.16	29.88	2.40
10	27.9	28.3	1.41
15	25.6	25.7	0.38
20	23.7	23.1	2.59
25	21.9	21.4	2.33
30	19.7	18.5	6.48
35	18.7	17.9	4.47



**Fig. 4-9 Gear Pump Pressure Flow Curve Of Any Applied Balance Plate (Groove) To The Housing (Interpretation And Experimental Comparison)**

**Table 4-5 Comparison Of Gear Pump Flow Rates**

Pressure (Bar)	Interpretation (L/min)	Experiment (L/min)	Error Rate (%)
1	27.9	28.4	1.76
5	26.27	27.19	3.38
10	23.54	24.36	3.36
15	22.78	23.22	1.89
20	20.43	19.98	2.25
25	18.47	17.47	5.72
30	17.2	16.1	6.83
35	15.2	14.3	6.29

0~30(Bar)에서 Housing 상하부의 Grooves 형상에 따른 각 Case에 따라서 토출 유량이 상대적으로 대략 2.7(L/min) 정도 차이가 발생 하는 것을 확인할 수 있다.

앞선 전산유동해석상에서 확인 된 바와 같이 Gear Pump의 내부 압력 과 Housing에 미치는 압력이 각 기어의 맞물림에 의해 형성되어지는 구간에서 국부적인 압력 맥동으로 발생되어지며 이로 인한 기어와 Housing 간의 마찰 및 소음 발생이 성능저하의 원인으로 판단이 된다. 또한 Housing 상하부의 유속 벡터 및 압력 형성에 있어서 Housing의 간극벽면에 유동흐름이 발생되어 역류 및 와류 현상에 대해서도 요인이 된다.

이에 따라 작용되어지는 내부압력 과 상하부의 압력이 Housing Grooves의 최적 설계로 인해 유동의 흐름을 형성하여 효율적이게 성능향상이 되어지는 것을 확인할 수 있다. 또한 Outlet에만 Grooves를 적용할 경우 Inlet과 Outlet의 압력 차이로 인하여 더욱 감소하는 효과를 확인할 수 있다.

결과적으로 Inlet과 Outlet에 groove의 형상을 적용한 Case로써 전산유동해석에 의거하여 변경 하였을 경우 역류 및 와류 따른 성능 과 내부 기어와 Housing의 마찰에 의한 등의 효과적인 개선의 결과를 예측 및 확인할 수 있다.

## 제 5 장 결 론

1. 기어 치의 폭에 대해 이론 방정식에 근거하여 치수변경을 진행함으로 성능향상과 더불어 Gear 내부에 미치는 시각적 영향을 분석하는 연구를 진행한다.

결과적으로 30(Bar)에서 기어의 치폭(21T 및 26T)에 따라서 토출유량이 상대적으로 급격하게 대략 12.8(L/min) 정도 차이가 발생 하는 것을 확인할 수 있다. 기어 치의 폭을 26T로써 이론방정식에 의거하여 변경하였을 경우 역류 및 와류에 따른 성능과 내부 기어와 Housing의 마찰에 의한 소음 감소 등의 효과적인 개선의 결과를 예측 및 확인할 수 있다.

2. 중압급 펌프로써 최적 기어설계안을 도출하기 위해 Spur 와 Helical 기어 설계를 적용하고 유한요소법(FEM : Finite Element Method) 유동해석(CFD : Computational Fluid Dynamics)을 진행하여 각각의 펌프 최적성능(Pressure, Flux, Velocity)을 연구한다.

Helical과 Spur의 비교하기 위해 해석을 진행하였으며, 토출유량의 경우 Helical 기어는 약 28.7(L/min)로써 Spur 기어 보다 1.03(L/min) 성능향상 되었다.

Helical 기어의 상부에 미치는 최고 압력은  $3.935e+05$ (Pa)이며, Spur 기어의 상부에 미치는 최고 압력은  $3.284e+05$ (Pa)이다. Helical에서 보다 높은 압력이 형성 되어지는 것을 확인할 수 있다.

3. 내부의 정량적 체적이 증가하면 토출량이 감소할 것이라는 설계이론방식을 역설계법으로 차별적 접근을 하여 체적의 변화에 따른 펌프 성능 향상 및 최적설계에 대한 연구를 진행한다.

0~30(Bar)에서 Housing 상하부의 Grooves 형상에 따른 각 Case에 따라서 토출유량이 상대적으로 대략 2.7(L/min) 정도 차이가 발생 하는 것을 확인할 수 있다.

결과적으로 Inlet과 Outlet에 groove의 형상을 적용한 Case로써 전산유동해석에 의거하여 변경 하였을 경우 역류 및 와류 따른 성능 과 내부 기어와 Housing의 마찰에 의한 등의 효과적인 개선의 결과를 예측 및 확인할 수 있다.

## REFERENCE

1. Ghazanfarian, J., & Ghanbari, D., "Computational Fluid Dynamics Investigation of Turbulent Flow Inside a Rotary Double External Gear Pump", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 137, No. 2, pp. 8, 2014.
2. Zhao, X., Vacca, A., "Formulation and optimization of involute spur gear in external gear pump. *Mechanism and Machine Theory*", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 117, pp. 114-132, 2017.
3. Del Campo, D., Castilla, R., Raush, G. A., Gamez Montero, P. J., & Codina, E., "Numerical Analysis of External Gear Pumps Including Cavitation", *Journal of fluids engineering*, Vol. 134, No. 8, pp. 1-12, 2012.
4. Bae, J. H., Bae, W. B., Joo, U. T., Kim, C., "Optimal Design of Rotor Profile of Internal Gear Pump for Noise Reduction", *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers*, Vol. 38, No. 3, pp. 295-302, 2014.
5. Mithun, M. G., Mithun, Koukouvinis, P., Karathanassis, I. K., Gavaises, M., "Numerical simulation of three-phase flow in an external gear pump using immersed boundary approach", *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 72, pp. 682-699, 2019..
6. Bhandari, N., Damodaran, M., "Computational Prediction of the Performance of Positive Displacement Pumps", *Fluid Mechanics and Fluid Power - Contemporary Research., Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, New Delhi, pp. 1039-1048, 2017.
7. Burberi, E., Fondelli, T., Andreini, A., Facchini, B., & Cipolla, L., "CFD Simulations of a Meshing Gear Pair", *Proceedings of the ASME Turbo Expo*

- 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition., Vol. 5, pp. GT2016-57454, pp. 1-12, 2016.
8. SMITS, Alexander J. A physical introduction to fluid mechanics, John Wiley & Sons Incorporated, 2000.
  9. Yoon, Y. H., Park, B. H., Han, Y. O., Hong, B. J., "Numerical Simulation of External Gear Pump Using Immersed Solid Method", Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - B, Vol. 38, No. 1, pp. 95-101, 2014.
  10. Chien, K.-Y., "Predictions of Channel and Boundary-Layer Flows with a Low-Reynolds-Number Turbulence Model," AIAA Journal, Vol. 20, No. 1, pp. 33-38, 1982.
  11. Anthony Esposito, Fluid Power with Applications Seventh Edition, pp. 157~159, 2014.
  12. Liu, Y. Y., Li, Y. R., Wang, L. Q., "Experimental and theoretical studies on the pressure fluctuation of an internal gear pump with a high pressure", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 223, No. 3, pp. 987-996, 2019.
  13. Stryczek, J., Antoniak, P., Jakhno, O., Kostyuk, D., Kryuchkov, A., Belov, G., & Rodionov, L. , "Visualisation research of the flow processes in the outlet chamber - outlet bridge - inlet chamber zone of the gear pumps", Archives of Civil and Mechanical Engineering,, Vol. 15, No. 1, pp. 95-108, 2013.
  14. John A. Schey, "Introduction to Manufacturing Processes", Intervision, Vol. 1, pp. 565 573, 2001.
  15. Kim, K. Y., Park, H. Y., "Pump Handbook", Dong Myeong Publishers, Vol. 1, pp. 65 82, 2002.

16. Lee, S. K., “Influence of Impeller Outlet Angles in Pump Flow Patterns and Characteristics”, Korean Society for Fluid Machinery. Vol. 3, No.1, pp. 28-36, 2000.
17. Kaptae Kim, Soosik Shin, Sang-Won Ji.(2018).Theoretical Shape Analysis of Continuous Contact Helical Gear for Low Noise Pump.Journal of Power System Engineering,22(6),58-66.
18. Chan-Woo Lee, Sang-Yu Kim, Seo-Han Lee, Jae-Yeol Kim, Jin-Hyuk Lim.(2022).Experimental Verification of Spur Gear Pump based on FEM Analysis.Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers,21(6),1-7.
19. C. W. Lee, J. Y. Kim, J. H. Lim, K. S. Song, J. H. Han.(2022).A Study on Balance Plate (Grooves) of Helical Gear Using CAE.Proceedings of the KSMPE Conference,( ),258-258.
20. Eaton, M. K. P. E. K., Keogh, P. S., & Edge, K. A. (2006). The modelling, prediction, and experimental evaluation of gear pump meshing pressures with particular reference to aero-engine fuel pumps. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 220(5), 365-379.
21. Gamez-Montero, P. J., Castilla, R., Khamashta, M., & Codina, E. (2006). Contact problems of a trochoidal-gear pump. International Journal of Mechanical Sciences, 48(12), 1471-1480.