



2014 年 8 月

碩士學位論文

## 가변형 베인펌프의 성능특성에 관한 해석적 연구

## 朝鮮大學校 大學院

機械工學科

吳宰慶

## 가변형 베인펌프의 성능특성에 관한 해석적 연구

Simulation study on the performance characteristics of a variable displacement vane pump

2014年 8月 25日

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

吳宰慶



## 가변형 베인펌프의 성능특성에 관한 해석적 연구

### 指導教授: 曺 弘 鉉

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2014 年 4 月

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

## 吳宰慶

Collection @ chosun

## 吳 宰 慶의 碩士學位 論文을 認准함

# 委員長 朝鮮大學校 教授 洪明錫 印 委員朝鮮大學校 教授 曺弘鉉 印 委員朝鮮大學校 教授 吳東郁 印

2014 年 5月

## 朝鮮大學校 大學院



### Contents

Contents ····· i
List of Figures
List of Tables v
Nomenclature ····· vi
ABSTRACT ····································
제 1 장 서 론1
제 1 절 연구 배경
제 2 절 국내·외 연구 동향4
제 3 절 연구목적7
제 2 장 시뮬레이션 모델링9
제 1 절 해석모델9
제 2 절 해석조건
제 3 절 해석방법15
제 4 절 실험장치
제 5 절 해석결과 검증
제 3 장 결과 및 고찰
제 1 절 시뮬레이션 결과 수집
제 2 절 가변형 베인펌프 성능특성 분석
1. 가변 발생에 따른 챔버 체적변화 고찰

- i -



2. 작동조건 변화에 따른 토출유량 고찰
3. 챔버 내 캐비테이션 발생량 고찰
4. 가변형 베인펌프 출구에서의 압력맥동 고찰39
5. 가변형 베인펌프 구동 토크 변화 고찰45
제 3 절 챔버 내부 유동 특성 분석47
1. 챔버 내 캐비테이션 발생량 고찰47
2. 챔버 내 압력 변화 고찰
제 4 절 틈새간격 변화에 따른 성능 변화 분석54
제 5 절 피드백 압력에 따른 가변량 및 성능특성 분석61
1. 유량제어 오일펌프 가변에 따른 토출유량 고찰63
2. 가변 발생에 따른 챔버 체적 변화 고찰64
3. 가변형 베인펌프 가변량 고찰65
4. 챔버 내 캐비테이션 발생량 고찰66
5. 가변에 따른 구동 토크 변화 고찰69
제 4 장 결 론

REFERENCE	 73



- ii -

## List of Figures

Fig.	1.1	Exterior of automatic transmission3
Fig.	1.2	vane pump of automatic transmission3
Fig.	2.1	Schematic of a vane type oil pump10
Fig.	2.2	Flow field of a vane type oil pump12
Fig.	2.3	Variation of inlet mass flow rate with simulation time 20
Fig.	2.4	Monitering point for analysis data collection21
Fig.	2.5	Schematic diagram of experimental system22
Fig.	3.1	Comparison of outlet mass flow rate and torque with rotation speed. $\cdot 24$
Fig.	3.2	Variation of chamber volume with vane angle
Fig.	3.3	Variation of average mass flow rate with rotation speed28
Fig.	3.4	Variation of outlet flow ripples with rotor rotation(16 bar)
Fig.	3.5	Variation of outlet flow ripples with rotor rotation(20 bar)
Fig.	3.6	Variation of volumetric efficiency with vane rotation speed
Fig.	3.7	Variation of cavitation volume in the chambers with rotation speed. $\cdots 35$
Fig.	3.8	Cavitation occurs in A, B, C models(16 bar)
Fig.	3.9	Variation of outlet pressure ripples with rotor rotation(16 bar)40
Fig.	3.10	) Variation of outlet pressure ripples with rotor rotation(20 bar)41
Fig.	3.12	Pressure chapter in A, B, C models(16 bar)44
Fig.	3.12	2 Variation of driving torque with rotation speed46
Fig.	3.13	3 Variation of cavitation volume with vane angle(16 bar)49
Fig.	3.14	4 Variation of cavitation volume with vane angle(20 bar)50



Fig. 3	3.15	Variation of chamber pressure with vane angle(16 bar)
Fig. 3	3.16	Variation of chamber pressure with vane angle(20 bar)
Fig. 3	3.17	Variation of average mass flow rate with rotation speed55
Fig. 3	3.18	Variation of Cavitation volume with rotor rotation
Fig. 3	3.19	Variation of outlet pressure ripples with rotor rotation
Fig. 3	3.20	Variation of outlet flow ripples with rotor rotation
Fig. 3	3.21	Valve module flow field of a vane type oil pump62
Fig. 3	3.22	Comparisons of average discharge flow rate with rotation speed 63
Fig. 3	3.23	Variation of chamber volume with vane angle64
Fig. 3	3.24	variation of chamber displacement angle with vane angle
Fig. 3	3.25	Variation of cavitation volume in a chamber with vane angle
Fig. 3	3.26	Variation of cavitation rate in a chamber with vane angle
Fig.	3.27	Variation of driving torque and displacement angle with rotation
		speed 69



- iv -

## List of Tables

Table	2.1	Specificatio	ns of vane	pump	••••••	••••••	•••••	 ·11
Table	2.2	Simulation	condition ··			•••••	••••••	 $\cdot 14$
Table	3.1	Simulation	condition f	for valv	ve module			 · 62

- v -



## Nomenclature

C :	phase change rate
D :	damping coefficient, N-s/m
f :	shearing force, N
I :	moment of inertia, $kg{\cdot}m^2$
K :	Torsion constant, Nm
k :	turbulent kinetic energy, $m^2/s^2$
k :	Spring constant, kgf/m
M :	chamber volume, mm <sup>3</sup>
P :	absolute pressure, N/m <sup>2</sup>
p :	pressure, kPa
Q :	mass flow rate, 1/m
R :	gas constant, kJ/Kmol·K
R :	phage change rate
T :	temperature, K
T :	torque, Nm
V :	velocity, m/s
v :	revolutions per minute, rpm
W :	molecular weight, kg/Kmol
x :	displacement, m

#### Greeks

α	: volume fraction
ρ	: density



- vi -

σ	: coefficient of viscosity
η	: volumetric efficiency

## Subscripts

С	: condensation
ch	: chamber
е	: evaporation
friction	: fluid friction
g	: non condensable gas, NCG
1	: liquid
max	: maximum
min	: minimum
pressure	: fluid pressure
preload	: pre load
sat	: absolute saturation
spring	: spring force
turb	: turbulence
V	: vapor



- vii -

### ABSTRACT

## Simulation study on the performance characteristics of a variable displacement vane pump

Oh, Jae-kyeong

Advisor: Prof. Cho, Hong-hyun, Ph. D. Department of Mechanical Engineering Graduate School of Chosun University

Recently, most automatic transmission vehicles use a gear pump where the discharge flow rate increases as engine speed rises. The discharge flow rate increases excessively when the gear pump rotating speed goes beyond a certain range, and cavitation occurs at the suction port due to an increase in the low-pressure region leading to a power loss. When the cavitation occurs, the performance of the pump is reduced dramatically with vibration and noise, indicating an unstable state. Therefore, research is actively underway on preventing power loss due to excessive oil discharge flow of the gear pump and minimizing cavitation generation by using flow control of the oil pump in the automatic transmission at high rotating speed.

Few cases have applied variable displacement vane pumps to engines. However, it cannot be applied directly to the automatic transmission oil pump because of high operating pressure. Therefore, it must be re-designed in consid-



- viii -

eration of the working pressure. In order to make it possible for the flow control of the vane pump to be applied in an automatic transmission, it is very necessary to analyze the variation in pressure ripples, cavitation generation, and flow rate, which are really important for flow control and vane pump design, according to operating temperature and rotation speed. However, the financial and time costs are high in figuring out performance characteristics under variable operating conditions through experimentation. Therefore, time and money can be saved by using computational fluid dynamics (CFD) to analyze the variations in performance under different operation conditions.

In a previous study, research on the variations in pressure ripples and cavitation occurrences was hardly found. As well, the study of cavitation generation is still lacking compared to that of the pressure ripple. Many existing studies of cavitation focus on single blades or vanes. The performance and fluid flow study for whole vane pumps is not enough, especially for automatic transmissions, which are operated under high pressure.

In the present work, the variation of discharge flow rate, Driving torque, cavitation generation, and the pressure field of the flow-control vane pump are applied to automatic transmissions and analyzed using the simulation model. In order to understand the performance due to change in variable amounts, were analyzed discharge mass flow rate, pressure ripples, cavitation amount and cam ring movement while changing the rotational speed, operating temperature and feedback pressure. Discharge flow rate showed up to decreases with rise of operating temperature and bigger clearance and fixed by 38 l/m with chamber displacement angle. Driving torque decreased with operating temperature and clearance increases and in inverse proportional to the variation amount. Flow and pressure



- ix -

ripples were increased by an increase in viscosity due to lowering of the operating temperature and higher discharge flow rate with increasing rotational speed. Cavitation show a tendency to occur in the suction section, disappear by collapse rapidly discharge portion.



#### 제 1 장 서론

#### 제 1 절 연구배경

세계 기후에 대응하기 위한 자동차 CO<sub>2</sub> 규제와 유해 가스 규제는 나날이 강화되 고 국제 유가 급등으로 인한 고효율, 저연비 차량의 수요가 증가하고 있으며 이를 위해 신기술 개발이 활발히 진행되고 있다. 현재 일반적인 자동차용 내연기관은 일 정한 속도에서 토크가 최대가 되는데 달리기 시작할 때에는 더 강한 토크와 낮은 회전을 필요로 하며 속도가 빨라짐에 따라 토크보다도 회전소도가 필요하게 되고 엔진의 회전을 일정하게 유지하기 위해 기어를 사용하여 출발할 때에는 회전속도를 줄임과 동시에 토크를 늘려주고 속도가 빨라짐에 따라 회전을 높이는 역할을 하는 변속기가 장착되어 있다. 이러한 변속기에는 사용자의 클러치 조작 여부에 따라 직 접 조작하는 수동 방식과 유압으로 속도에 따라 맞는 변속을 직접 해주는 자동 방 식이 존재한다. 자동변속기의 내부 구조는 전기, 기계 유압적인 요소로 구성되어 있으며 엔진의 구동력을 효율적으로 전달하기 위해 변속기를 사용하기 때문에 엔진의 특성과 밀접한 관계를 가진다.

자동변속기 내부에는 엔진의 회전에 따라 내부에서 유압을 발생시키는 오일펌프 가 존재하며 현재까지 엔진 회전력을 활용하여 윤활유를 순환시켜 윤활과 대상 부 품에 요구되는 필요 유압을 제공한다. 자동변속기용 오일펌프는 엔진의 회전력을 사 용하기 때문에 오일펌프의 작동 토크 증가하면 엔진 성능을 저해시킬 뿐 아니라 빠 른 회전속도에서 불필요한 유량과 압력을 발생시켜 동력 손실의 주요 원인이 된다. 현재 자동변속기에 주로 사용되고 있는 기어펌프는 엔진 회전수가 일정 범위 이상 빨라지면 오일펌프의 토출유량이 과하게 증가하여 동력손실을 발생시키고 고속으로 회전하는 오일펌프의 흡입부에서 국부적인 저압영역이 발생하게 뒤고 이에 따라 캐 비테이션이 발생하게 된다. 흡입부에서 발생한 캐비테이션은 토출부에서 급격하게

- 1 -



붕괴함에 따라 토출유량감소, 소음, 진동 등을 발생시켜 고장의 원인이 된다.

이러한 현상을 해결하기 위해 높은 회전수에서 캠링의 운동에 의해 토출 유량을 조정할 수 있는 가변형 베인펌프를 적용하여 윤활유의 과유입에 따른 동력손실을 막고 흡입부에서 발생하는 캐비테이션을 최소화하기 위한 연구가 활발히 진행 중에 있다. 기존 일부 차량의 엔진용 오일펌프의 경우 가변형 베인펌프가 적용된 사례가 있지만 자동변속기의 경우 고압을 요구하기 때문에 엔진에 적용되는 가변형 베인펌 프의 설계조건은 자동변속기에 적용할 수 없어 작동압력, 토출유량 등을 고려하여 다시 설계하여야 한다. 자동변속기용 가변형 베인펌프를 설계하기 위한 작동압력, 작동온도, 회전속도 변화에 따른 압력맥동, 유동맥동, 토출유량 등의 변화를 분석하 는 것은 매우 중요하다. 하지만 다양한 조건에 따른 성능 특성변화를 실험을 통해 파악하는 것은 많은 시간과 비용이 소모된다. 따라서 전산유체역학(CFD)를 통한 3D 해석을 이용하여 작동조건에 따른 성능특성 변화를 분석하면 시간과 자금을 많이 절약할 수 있다. CFD는 유체역학과 수치해석을 병합시켜 수학적으로 풀기 어려운 비선형 편미분 방정식들의 근사해를 구하는 학문으로 컴퓨터의 성능 및 처리속도 개선에 따라 급속히 발전하고 있다.

본 논문에서는 자동변속기용 유량제어 베인펌프의 작동조건 변화에 따른 토출유 량, 작동토크, 압력변화 등 성능변화와 압력맥동, 유동맥동, 캐비테이션 발생 등의 성능저하를 발생시키는 특성에 대하여 3D 해석 연구를 진행하였다. 이를 위해 Simulinx 사의 Pumplinx를 활용하여 분석을 실시하였다. 이를 통해 실제 자동변속기 용 가변형 베인펌프 작동조건 변화에 따른 성능 관계를 이해하고 고압 오일펌프의 효율 향상과 추후 자동변속기용 가변형 베인펌프 설계에 있어 기초적인 자료가 될 것으로 전망한다.

- 2 -





Fig. 1.1 Exterior of automatic transmission.



Fig. 1.2 vane pump of automatic transmission.



#### 제 2 절 국내·외 연구 동향

기존 연구개발 동향을 살펴보면 Kojima et al.(1984)는 3가지(공기, 유체, 구조물) 의 진동이 베인펌프의 압력맥동에 영향을 미치고 있다고 밝혔으며 Ueno et al.(1986)은 가변용량의 베인펌프의 압력맥동 분석을 위한 수학적 모델을 제시하고 토출유량과 누설량이 압력맥동에 영향을 주는 것을 밝혔다. Antonio와 Rosario(1986)는 균형 베인펌프의 캠 반경과 베인 리프트에 대한 설계 지침을 제안 하고 수학적 관계를 결정하여 이론적인 유량을 결정하기 위한 연구를 수행하였다. Dickison et al.(1993)은 실험을 통해 유량 맥동을 분석하여 유체 소음에 미치는 영 향에 대해 연구한 바 있다. Peng et al.(2010)은 RNDS 난류방정식을 통해 하이드로 펌프 유닛의 가이드 베인의 표면에서 부식에 따른 캐비테이션 발생 유무를 분석하 였다. 연구결과 가이드 베인의 표면이 매끄러울 경우 캐비테이션이 발생하지 않았 지만 가이드 베인의 부식에 따라 캐비테이션이 발생해 부식이 캐비테이션 발생에 영향을 미치는 것을 보여주었다. Zhang과 Chen(2013)은 비스듬한 측류펌프의 캐비 테이션 발생에 대한 실험을 진행하고 CFD 해석을 수행하여 결과를 비교하였다. 연 구결과 CFD 해석은 실험결과와 잘 일치하는 결과를 보였으며 블레이드 흡입측에서 발달한 케비테이션에 의한 성능 하락에 대하여 분석하였다.

장주섭과 김경훈(2003)은 유압시스템의 조건에 따라 유량 제어가 가능한 가변 용 량형 유압 베인펌프의 각 요소에서의 누설과 체적감소율, 펌프실의 압력변화에 따 른 캠링의 편심속도, 노치 영역에서의 관성 등을 고려하여 압력맥동을 특성을 예측 할 수 잇는 수학적 모델을 제시하고 해석 결과를 분석하여 타당성 검증을 위한 실 험을 수행하였다. 연구결과 제시한 수학적 모델과 맥동 파형과 크기에 대한 경향이 실험 결과와 거의 일치함을 확인하였으며 고압의 토출 압력에서 노치 구간 초기에 서의 역류가 토출 압력 맥동의 진폭에 영향을 미치는 것으로 파악하였으며 회전속 도 증가에 따라 역류의 영향을 받는 길이가 길어져 토출압력 맥동의 진폭이 커지



- 4 -

는 것으로 분석하였다. 또한 캠링의 진동에 의한 팽창실에서 누설량이 증대되면 토 출 압력의 맥동 진폭 크기를 줄일 수 있는 것으로 파악하였다. 이후 장주섭(2009)은 압력 비평형형 베인펌프에서 토출 압력 맥동특성에 영향을 미치는 변수들의 특성 을 분석하여 다음과 같은 결과를 얻었다. 펌프실 내부 압력에 의하여 조절나사 방 향으로 작용하는 압축력 변화를 이용하여 토출압력 맥동 크기를 예측하였으며 압 축실의 압력 상승 후 토출 압력의 맥동 파형이 최고점에 위치하도록 노치와 측판 을 설계함으로서 토출 압력 맥동의 진폭을 줄일 수 있는 것을 발견했다.

이상혁 등(2007)은 상용수치해석 프로그램인 STAR-CD를 사용하여 차량의 동력조 향장치에 사용되는 베인펌프의 유동특성에 대한 CFD 해석을 수행하였다. 로터부분 의 회전을 모사하기 위해 회전에 따른 격자점 신축 및 이동격자 방법을 사용하였 다. 해석을 통해 회전시 나타나는 로터 내부의 유동과 압력을 통해 발생하는 역류 현상을 분석하였다. 또한 토출유량을 증가시키기 위해 로터의 회전속도를 상승시키 면 압력의 상승과 함께 압력맥동 역시 커지는 것으로 나타나 베인의 손상 가능성 과 파단 가능성이 높은 것으로 판단하였다. 펌프 내부 캐비테이션 발생에 관한 연 구로 모장오 등(2011)은 경험식을 바탕으로 설계한 임펠러를 대상으로 3,500 rpm 고정회전수에 대해 가변유량을 조건으로 단상류 유동 수치해석을 수행하여 임펠러 성능을 검증하였다. 입구에서의 국부적인 압력 저하가 포화증기압 이하로 떨어질 때 캐비테이션이 발생하는 것으로 파악하여 블레이드 전면부의 형상설계의 중요성 을 강조했다.

또한 김명진 등(2013)은 상용수치해석 프로그램의 캐비테이션 발생량 신뢰성 검 증을 위해 산업용 원심펌프의 유량 변화에 따른 성능곡선과 수치해석 결과를 비교 고찰하기 위해 Ansys CFX를 이용하여 캐비테이션에 의한 펌프 내부의 유동현상을 분석하였다. 연구결과 수치해석에서 임펠러와 케이싱 사이에서 발생하는 누설유량 및 기계적 손실을 수치해석에 반영하지 못해 3%정도의 오차를 보였지만 수치해석 결과는 신뢰성을 보이는 것으로 나타났다.



기존의 연구를 살펴보면 베인펌프의 경우 토출압력 맥동에 대한 연구가 활발히 진행되었으며 캐비테이션 발생과 케비테이션이 압력맥동에 미치는 영향 등에 대한 연구는 부족한 실정이다. 또한 원심펌프의 경우 캐비테이션 발생에 대한 실험과 CFD 해석이 활발히 진행되고 있지만 베인펌프의 경우 캐비테이션 발생에 대한 실 험과 연구가 매우 부족한 실정이다.



#### 제 3 절 연구목적

기존의 연구들은 대부분 펌프의 토출 부분에서 토출 맥동 혹은 유동특성을 연구 하는데 집중되어 연구가 진행되었다. 현재 CFD를 이용한 펌프의 내부의 유동 해석 의 경우 점차 증가하고 있는 추세지만 베인펌프의 경우 내부유동에 대한 연구가 부족하며 특히 가변형 베인펌프의 경우 가변에 따른 유동특성과 캐비테이션 발생 량 변화 등의 연구가 진행되어야 하지만 이에 대한 연구나 실험이 매우 부족한 실 정이다. 따라서 본 연구에서는 자동변속기에 적용되는 가변형 베인펌프의 내부 유 동특성, 캐비테이션 발생 등 성능특성을 분석하며 가변량 변화에 따른 토출유량, 유동맥동, 압력맥동 등의 변화를 분석하여 가변형 베인펌프의 최적 가변시점을 파 악하고 가변에 따른 성능특성을 분석할 수 있는 CFD 해석을 수행하여 이를 바탕으 로 자동변속기용 가변형 베인펌프의 성능특성 변화와 가변 시점에 대한 데이터를 확보할 수 있으며 고속회전에서 캐비테이션 발생을 최소화하여 성능향상을 목표로 한다.

자동변속기용 가변형 베인펌프의 내부유동을 분석하기 위해 CADCAM 파일로부 터 가상의 펌프를 만들어 시뮬레이션하는 상용 수치해석 프로그램인 Simulinx사의 Pumplinx V.30.16을 활용하여 CFD해석을 수행하였다. Pumplinx는 범용 해석 코드에 각종 펌프와 밸브 템플릿을 결합한 상용 수치해석 프로그램으로 펌프 해석에 특화 되어 있다. 가변형 베인펌프의 성능을 향상시키기 위해서는 최적의 가변시점을 찾 는 것이 매우 중요하다. 따라서 회전속도에 따른 가변시점을 찾기 위해 가변량을 고정시킨 후 회전속도를 변화시켜 토출유량, 캐비테이션 발생량 등을 측정하여 가 변 시점을 찾고 최적 가변량을 선정하였다. 이후 피드백 압력에 의해 발생되는 가 변량을 해석하고 아우터링의 움직임이 성능에 미치는 영향에 대하여 분석하였다.

따라서, 본 연구에서는 차량의 연비에 직접적인 영향을 줄 수 있는 자동변속기용 오일펌프에 고속회전에서 토출유량을 조절하여 동력손실을 막는 가변형 베인펌프



- 7 -

를 적용하고 유량제어 베인펌프의 성능개선을 위해 최적 가변 시점을 찾기 위해 CFD 상용 수치해석 프로그램을 설계하고 최적 가변시점과 성능특성 분석을 실시하 였다. 또한 가변형 베인펌프의 아우터링의 움직임에 의해 발생하는 성능특성을 분 석하여 실제 자동변속기에 적용되었을 때 발생할 수 있는 결과를 미리 예측하고 문제점을 파악할 수 있을 것으로 판단되며 고압용 유량제어 베인펌프의 성능향상 에 기여할 수 있을 것으로 기대된다.



#### 제 2 장 시뮬레이션 모델링

#### 제 1 절 해석모델

CFD 해석에 사용된 가변형 베인펌프는 기본적으로 로터(rotor), 아우터링(outer ring, camring), 베인(vane), 하우징(housing), 커버(cover), 리턴스프링(spring)등으로 구성되어 있으며 피드백 압력을 이용해 아우터링을 가변시켜 토출유량을 가변하게 된다. 유량제어 오일펌프의 아우터링 가변은 시계 반대방향으로 104.5° 위치에 장착 된 피벗을 기준으로 시계 방향으로 최대 2°의 가변이 발생한다. Fig. 2.1은 자동변 속기 가변형 베인펌프의 피벗 위치를 와 피벗을 중심으로 아우터링의 회전에 따라 발생하는 챔버 체적의 변화를 보여주고 있다.

가변형 베인펌프의 최적의 가변시점을 해석하기 위해 가변량은 리턴스프링의 최 대 길이를 기준으로 0 mm(A model), 2 mm(B model), 4 mm(C model) mm씩 축소 시켜 가며 모델링 하였다. 또한 해석 정확도를 높이기 위해 사이드 리크 갭(side leak gap)과 베인 팁 갭(vane tip gap)을 적용하였다. 사이드 리크 갭은 로터와 베인 이 회전하기 위해 필요한 공차로서 본 논문에서는 상, 하 각각 0.015 mm로 설정되 었다. 베인 팁 갭의 경우 해석 프로그램의 특성상 로터와 베인 사이에서 발생하는 누설을 보상하기 위해 0.0675 mm가 적용되었다. 본 논문에서 사용된 가변형 베인 펌프의 사양을 Table. 2.1에 나타내었다.

본 연구에서는 자동변속기용 가변형 베인펌프의 최적 가변시점을 파악하기 위해 유량제어 오일펌프의 유동장을 추출하여 CFD 해석울 수행하였다. Fig. 2.2는 추출 된 자동변속기용 가변형 베인펌프의 유동장을 보여주고 있다. 유동장은 크게 흡입 부(inlet), 토출부(outlet)와 베인으로 분리된 9개의 챔버(chamber)로 구성되어 있다. 챔버는 흡입부에서 토출부로 회전하며 작동유체를 운송하여 토출하게 된다.

- 9 -





(a) Location angle of pivot



(b) Volume of the chamber with displacement outer ring Fig. 2.1 Schematic of a vane type oil pump.



- 10 -

Specification	Item	Value
Rotor	Radius (mm)	42.8
Cam ring	Radius (mm)	45.7
Vane	Number (EA)	9
Clearance	Vane tip gap (mm)	0.0675
Clearance	Side leak gap (mm)	0.03
Spring	length (mm)	39
Madal and	A (mm)	0(39)
spring distance	B (mm)	2(37)
spring distance	C (mm)	4(35)
Pivot angle	angle (°)	104.5

Table 2.1 Specifications of vane pump





Fig. 2.2 Flow field of a vane type oil pump.



#### 제 2 절 해석조건

본 연구에서는 8속 자동변속기용 가변형 베인펌프의 D(주행)단에서의 요구 토출 압력인 16 bar와 R(후진)단에서의 작동 압력인 20 bar에 대하여 해석을 수행하였 다. 또한 작동유의 경우 온도 변화에 따라 밀도와 점도가 달라지기 때문에 정상 작 동온도 80℃를 기준으로 과열 작동온도 120℃, 냉간 작동온도 20℃, 극산의 상황을 고려한 -40℃에 대하여 해석을 수행하였다. 압력 변화와 작동온도 변화에 따른 성 능 특성을 정확하게 분석하기 위해 가변량을 기준으로 A, B, C model로 분리한 후 회전속도 변화에 따른 성능특성 분석을 실시하였다. 가변량에 따른 성능변화를 분 석하기 위해 1000 RPM을 시작으로 6000 RPM까지 1000 RPM씩 변화시켜가며 내부 압력 변화와 압력맥동, 유동맥동 변화를 고찰하였다. 본 연구에서 자동변속기용 가 변형 베인펌프 성능 해석을 위해 설정된 작동조건을 Table 2.1에 나타내었다.



- 13 -

Item	Specification		
	A model	1,000	
	(0 mm)	2,000	
		3,000	
Model type and	B model	2,000	
model type and	(2 mm)	3,000	
Totation speed (NI W)		3,000	
	C model	4,000	
	(4 mm)	5,000	
		6,000	
Inlet pressure (bar)	1		
Outlet proceure (her)	16 (driving condition)		
Outlet pressure (bar)	20 (backing condition)		
Temperature (°C)	Temperature (°C) -40, 20, 80, 120		

Table 2.2 Simulation conditions



#### 제 3 절 해석방법

가변형 베인펌프의 흡입부에서 회전속도가 빨라짐에 따라 흡입부 내부에 국부적 인 저압 영역이 생성되면 이에 따라 크고 급격한 밀도 변화가 발생하는데 이를 캐 비테이션이라 한다. 흡입부에서 발생한 캐비테이션은 고압인 토출부에서 급격하게 붕괴되어 소음이나 진동의 원인이 되며 심해지면 토출유량 감소와 부하 불균형의 원이 되며 캐비테이션 급속한 붕괴에 유체기계를 침식시키는 원인이 되기도 한다. 따라서 캐비테이션 발생에 대해 해석하는 것은 매우 중요하다.

본 연구에서는 캐비테이션 현상과 관련된 다음과 같은 1차적 요인을 모두 고려 하여 Full cavitation model을 사용하여 해석을 진행하였다.

- 1) 증기 기포의 생성과 수송
- 2) 압력과 속도의 난류에 의한 변동
- 3) 비 응축 가스(non-condensible gas)의 크기

기포의 생성과 수송의 경우 기포동역학에서 언급되는 Raylieh plesset식을 이용하 여 모델링 되었다. 상변화율 계수 C<sub>e</sub>와 C<sub>c</sub>는 각각 0.02, 0.01이다.

$$R_e = C_e \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_{sat} - p}{\rho_l}} \left(1 - f_v - f_g\right)$$
(2-1)

$$R_c = C_c \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_l \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_{sat}}{\rho_l}} f_v$$
(2-2)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f_v) + \nabla \cdot (\rho V f_v) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla f_v) + R_e - R_e$$
(2-3)

증기수송 방정식은 상변화 기준인 포화증기압에 따라 증기의 생성과 소멸을 유



발하게 되며 난류에 의한 속도의 변동은 국부적 난류 강도의 근사값으로 처리하였 으며 압력 변동의 경우 상변화에 영향을 끼치는 압력을 증가시키는 방법으로 간단 하게 모델링하였다.

$$V_{ch} = \sqrt{k} \tag{2-4}$$

$$p_{sat} = p_s(T) + 0.5p_{turb} = p_s(T) + 0.5(0.39\rho k)$$
(2-5)

비응축 가스의 질량분율을 통해 비응축 가스의 크기를 고려하였다. 비 응축 가스 의 질량분율과 밀도는 다음과 같이 계산된다.

$$f_g = \rho_g \frac{\alpha_g}{\rho} \tag{2-6}$$

$$\rho_g = \frac{WP}{RT} \tag{2-7}$$

따라서 비 응축 가스의 질량분율은 일정한 값을 가지며 체적분율은 다음과 같이 계산되었다.

$$\alpha_g = f_g \frac{\rho}{\rho_g} \tag{2-8}$$

비 응축 가스는 낮은 압력 영역에서 팽창하여 밀도가 낮아지기 때문에 질량분율 이 일정하지만 체적분율은 커지게 된다. 이 팽창 정도가 임계값 이상 증가하게 되 면 상변화가 발생하게 된다.

이론 토출유량은 로터 1회전 당 챔버의 유체영역 변위에 회전수를 곱해 다음과 같이 계산하였다.



$$Q_{th} = (m_{\rm max} - m_{\rm min})v \tag{2-9}$$

또한 이론 토출유량을 이용해 체적효율을 다음과 같이 계산하였다.

$$\eta = \frac{Q_{th}}{Q} \tag{2-10}$$

가변형 베인펌프의 피드백 압력 변화에 따른 캠링의 변위를 분석하기 위해 캠링 의 역학관계에 의한 유체/고체 상호작용을 계산하였다.

$$I\frac{d^{2}\theta}{dt^{2}} + D\frac{d\theta}{dt} = T_{pressure} - T_{friction} + T_{spring} + T_{additional}$$
(2-11)

$$T_{pressure} = \int_{\sigma} \vec{pn} \times (\vec{r} - \vec{r_o}) d\sigma$$
(2-12)

$$T_{friction} = \int_{\sigma} \vec{f\tau} \times (\vec{r} - \vec{r_o}) d\sigma$$
(2-13)

$$T_{spring} = \left(-\vec{kx} - F_{preload}\right) \times \left(\vec{r_s} - \vec{r_o}\right)$$
(2-14)

여기서  $F_{preload}$ 는 스프링의 장착에 따라 생긴 스프링의 길이 변화에 따른 스프링의 반력이다.

본 연구에서 이용한 가변 용량형 베인펌프의 캠링의 변위는 최대  $1.8^{\circ}$ 로 작기 때 문에 변위 $\vec{x}$ 는  $\left|\vec{r_s} - \vec{r_o}\right| \theta$ 로 근사화 되어 식(2-11)은 다음과 같이 계산된다.

$$I\frac{d^{2}\theta}{dt^{2}} + D\frac{d\theta}{dt} = T_{pressure} - T_{friction} + T_{preload} + T_{additional}$$
(2-15)

$$T_{preload} = -F_{preload} \times \left(\vec{r} - \vec{r_o}\right) \tag{2-16}$$



비틀림 전부하 토크와 비틀림 상수는 다음과 같이 계산되었다.

$$K = kd^2 \tag{2-17}$$
$$T = k\varepsilon d \tag{2-18}$$



#### 제 4 절 시뮬레이션 결과 수집

본 논문에서는 로터가 1°회전할 때마다 데이터를 수집하여 한 바퀴에 총 360번 데이터를 수집하였다. 또한 흡입 유량이 안정될 때까지 시뮬레이션을 진행하여 해 석의 정확도를 향상시켰다. Fig. 2.3은 작동온도 80℃, 회전속도 1000 rpm에서 A model의 흡입유량을 해석시간의 변화에 따라 보여주고 있다. 해석결과 해석 시간이 0.1초 이상이 되면 시뮬레이션 결과가 안정되는 것으로 나타나 본 연구에서는 0.12 초 이상 시뮬레이션을 진행하고 마지막 바퀴에서 해석 데이터를 수집하였다. 또한 가변형 베인펌프의 작동에 따른 데이터를 수집하기 위해 챔버 내부와 토출부에 모 니터링 포인트를 생성해 해석 결과 데이터를 수집하였다. 본 연구에 사용한 상용 수치해석 프로그램인 Pumplinx는 챔버 내의 모니터링 포인트는 로터의 회전에 따 라 챔버 내부에서 따라가면서 회전하여 챔버 내부의 압력 변화와 캐비테이션 발생 량 등을 측정할 수 있다. 연구에 사용된 가변형 베인펌프 내부의 모니터링 포인트 의 위치를 Fig. 2.4에 나타내었다.



- 19 -



Fig. 2.3 Variation of inlet mass flow rate with simulation time.





Fig. 2.4 Monitering point for analysis data collection.


# 제 5 절 실험장치

실험은 다이나모 시험 장비를 활용하여 시행되었으며 V8 5.0타우 엔진용 자동변 속기가 이용되었다. 시험 장비는 크게 구동모터, 오일펌프, 오일팬, 오일펌프 조절 장치, 밸브로 구성되어있다. 구동모터는 자동변속기를 회전시켜 오일펌프를 작동하 게 한다. 실험은 오일팬에서 흡입된 오일이 온도 조절장치를 통해 85℃로 고정되어 구동모터로 작동되는 가변용량형 베인펌프로 들어간 후 밸브바디를 통해 라인압 16 bar로 토출되어 오일팬으로 재순환되게 된다. 측정 데이터는 모터의 구동 속도 변화에 따른 토크 변화에 따른 토크 변화와 베인펌프의 토출구에서 오일 압력과 토출유량 데이터를 수집하였다. 본 실험에 사용된 다이나모 실험장치 개략도를 Fig. 2.5에 나타내었다.



Fig. 2.5 Schematic diagram of experimental system.



# 제 3 장 결과 및 고찰

#### 제 1 절 해석결과 검증

수치해석 결과의 검증을 위해서 해석에 사용된 가변형 베인펌프의 가변을 발생 시키지 않고 1000 RPM에서 3000 RPM구간에서 구동 토크와 토출유량을 비교 분석 하였다. Fig. 3.1은 실험결과와 해석 결과 중 가변용량형 오일펌프의 구동 토크와 토출유량을 회전속도 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 실험은 작동온도 85℃, 작동압력 16 bar에서 수행되었으며 해석 역시 동일한 조건에서 수행되었다. 토출유 량의 경우 3000 RPM 이내에서는 캐비테이션에 의핸 유량감소가 발생하지 않기 때 문에 회전속도 상승에 따라 선형적으로 토출유량이 꾸준히 상승하는 경향을 보였 다. 구동 토크 역시 회전속도 상승에 따라 선형적으로 증가했으며 실험 결과와 해 석 결과가 5% 이내로 잘 일치하는 것으로 나타났다. 하지만 토출 유량의 경우 해 석 결과가 8%에서 11%정도 실험결과에 비해 낮게 나타났다. 이는 시뮬레이션 모델 이 틈새간격에 의한 누설과 역류를 다소 과하게 측정하기 때문으로 판단된다. 하지 만 해석 결과와 실험 결과는 비교적 잘 일치하는 값을 보이는 것으로 나타났다.



- 23 -



Fig. 3.1 Comparision of outlet mass flow rate and torque with rotation speed.



# 제 2 절 가변형 베인펌프 성능특성 분석

#### 1. 가변 발생에 따른 챔버 체적변화 고찰

Fig. 3.2는 유량제어 오일펌프의 편심량 변화에 따른 한 개의 챔버 부피 변화를 보여주고 있다. 편심이 발생함에 따라 챔버의 최대 체적은 감소하고 최소 체적은 증가하여 챔버당 발생하는 흡입, 토출량이 감소하는 것으로 파악되었다. 편심이 발 생하지 않은 A model의 챔버당 이론 토출유량은 2.11 ml로 나타났으며 편심이 발 생함에 따라 B model에서 1.45 ml, C model에서 0.86 ml로 감소하는 것으로 나타났 다. 또한 모니터링 포인트가 생성된 1번 챔버의 체적이 가장 커지는 최대 팽장점은 챔버내의 모니터링 포인트를 기준으로 A, B, C model에서 각각 160, 152, 134°로 가 변량이 증가함에 따라 최대체적에 도달하는 각도가 점점 빨라지는 것으로 나타났 다. 이는 캠링의 가변이 토출측 104.5°에 위치한 피벗을 기준으로 발생하기 때문이 다. 하지만 챔버가 처음 토출측으로 들어가는 각도는 모니터링 포인트를 기준으로 170°회전한 부분에 고정되어 있기 때문에 이러한 챔버 체적의 변화는 챔버가 토출 부에 들어가기 전 챔버의 압축이 발생하게 하고 이에 따른 효율 감소를 발생시킨 다. 이 현상은 흡입부에서도 동일하게 발생하며 특히 B model과 C model의 경우 토출부에서 흡입부로 들어가는 챔버의 팽창이 일찍 시작하는 현상이 캐비테이션 발생에 영향을 미치는 것으로 파악되었다.



- 25 -



Fig. 3.2 Variation of chamber volume with vane angle.



# 2. 작동조건 변화에 따른 토출유량 고찰

Fig. 3.3은 작동압력 16 bar에서 작동온도, 가변량 변화에 따른 자동변속기용 가 변형 베인펌프의 평균 토출유량을 회전속도 변화에 따라 보여주고 있다. 본 연구에 서 해석에 사용된 가변형 베인펌프의 최소 필요 토출유량은 15 l/m이다. 회전속도 가 빨라질수록 토출유량이 선형적으로 증가하였으며, 작동온도가 낮아질수록 작동 유체의 점도가 강해져 누설량이 감소해 토출량이 증가하는 것으로 나타났다. 가변 이 발생함에 따라 3000 RPM에서 B model은 A model에 비해 약 32%의 평균 토출 유량 감소를 보였으며 C model은 B model에 비해 약 53%의 평균 토출유량이 감소 하였다. 하지만 스프링 가변량이 4 mm인 C model의 경우 작동온도 20℃, 6000 RPM에서 평균토출유량이 5000 RPM에 비해 단 0.7 l/m만 증가하였다. 이는 작동온 도가 20℃로 낮아 유체의 점도가 강하고 회전속도가 빨라 흡입부에서 국부적인 압 력강하에 따른 캐비테이션이 다량 발생해 양수감소가 발생하기 때문이다. 극한의 작동상황인 -40℃의 작동온도에서는 가변량이 2 mm인 B model, 3000 rpm에서 15.1 l/m으로 적정 토출유량을 보인데 반해 A model과 C model에서는 전체적으로 매우 낮은 토출 유량을 보였다. 이는 작동온도가 -40℃로 냉각됨에 따라 작동유체 의 점도가 너무 강해지기 때문으로 판단된다. 토출압력이 20 bar로 증가하면 토출 유량은 소량 감소하지만 효과는 미미한 것으로 나타났다.



- 27 -



Fig. 3.3 Variation of average mass flow rate with rotation speed.



Fig. 3.4와 3.5는 자동변속기용 가변형 베인펌프 출구 유량맥동을 가변량 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 압력맥동과 동일하게 바퀴당 총 9번의 맥동을 보였다. 맥동은 흡입부에서 챔버 내에서 발생한 캐비테이션이 고압의 토출부에서 급격하게 붕괴되면서 토출부 초기에 큰 압력강하가 발생해 나타나는 역류가 원인이 되는 것으로 파악하였다. 로터의 회전수가 증가할수록 평균 토출유량과 캐비테이션 발생량이 높아지고 그 결과 맥동이 점차 커지는 것으로 나타났다. 작동온도가 상승 할수록 점도가 낮아져 평균유량 감소와 함께 유량맥동 역시 줄어드는 것으로 나타 났으며 가변량 발생에 따라 매우 큰 감소폭을 보였다. 20℃의 경우 A model에서 높은 점도에 의해 큰 유량맥동을 보였으며 C model에서 회전속도 상승에도 유동맥 등이 증가하지 않는 모습을 보였는데 이는 높은 회전속도로 인해 캐비테이션이 다 량 발생하지만 토출부 초기 발생하는 압력강하가 빠른 회전속도로 인해 빠르게 안 정을 찾고 그에 따라 역류가 감소하기 때문이다. 극한의 조건을 가정한 -40℃의 경우 높은 점도로 인해 유량맥동이 (-)범위까지 발생하는 것으로 나타났다. 작동압력이 16 bar에서 20 bar로 상승하면 맥동의 발생 압력대만 변했을 뿐 동일한 경향을 보였다.



- 29 -



(c) Operating temperature =  $80^{\circ}$ C (d) Operating temperature =  $120^{\circ}$ C

Fig. 3.4 Variation of outlet flow ripples with rotor rotation(16 bar).

Collection @ chosun



(c) Operating temperature =  $80^{\circ}$ C (d) Operating temperature =  $120^{\circ}$ C

Fig. 3.5 Variation of outlet flow ripples with rotor rotation(20 bar).

Collection @ chosun

Fig. 3.6은 작동조건 변화에 따른 자동변속기용 가변형 베인펌프의 체척효율 변화 를 보여주고 있다. 작동온도가 낮아짐에 따라 작동유체의 점도가 상승하여 틈새간 격을 통한 누설량이 감소하여 체적 효율이 상승하는 것으로 나타났다. 이는 틈새간 격에 의한 누설량이 회전속도에 무관하며 압력과 온도에 영향을 받기 때문이다. 하 지만 회전속도가 그 이상 빨라지면 캐비테이션 발생량 증가에 따라 체적효율이 감 소하는 것으로 나타났다. 급격한 토출유량 감소를 보인 작동온도 C model, 작동온 도 20℃, 6000 RPM에서 체적효율 역시 크게 감소하는 것으로 나타났다. 이는 토출 유량과 동일하게 흡입부에서 다량 발생한 캐비테이션에 의한 것이다. 동일한 작동 조건에서 가변량 변화에 따라 체적효율이 감소하는 것으로 나타났다. 이는 Fig. 3.3 에 나타난 바와 같이 가변량 발생에 따라 체적의 최대, 최소 체적점 변화에 따라 나타나는 현상과 가변 모델에서 흡입부 초기에서 다량 발생하는 캐비테이션에 의 해 발생하는 현상으로 파악된다.



- 32 -



Fig. 3.6 Variation of volumetric efficiency with vane rotation speed.



#### 3. 챔버 내 캐비테이션 발생량 고찰

Fig. 3.7은 가변용량형 베인펌프의 9개 챔버 내의 캐비테이션 발생량을 회전속도 변화에 따라 보여주고 있다. 회전속도가 빨라짐에 따라 캐비테이션 발생량은 이차 함수 형태로 증가하는 것으로 나타났다. 저온인 20℃의 경우 높은 점도로 인해 모 든 가변 모델에서 토출유량이 25 1/m이 되기 전의 저속 회전에서는 고온의 작동온 도에 비해 낮은 캐비테이션 발생량을 보이지만 회전속도 상승에 따라 캐비테이션 발생량이 급격히 상승하는 것으로 나타났다. 이는 높은 점도로 인해 회전속도가 빨 라지면 흡입부 베인 뒷부분에서 저압영역이 크게 발생한다는 것을 나타낸다. 이 현 상은 토출유량 감소와 체적효율의 감소를 발생시키게 된다. 편심이 발생함에 따라 챔버의 체적 변화로 흡입량이 줄어들어 캐비테이션 발생량은 줄어드는 것으로 나 타났다. 하지만 높은 회전속도로 인해 일정량 이상의 캐비테이션이 꾸준히 발생하 는 것으로 나타났다.



- 34 -



Fig. 3.7 Variation of cavitation volume in the chambers with rotation speed.



Fig. 3.8은 작동압력 16 bar에서 로터가 회전할 때 베인펌프에서 발생하는 케비테 이션 발생량을 보여주고 있다. 모든 model의 흡입부에서 캐비테이션이 발생하는 경 향을 보였으며 극한의 조건인 -40℃를 제외하고 고압부인 토출부에서는 캐비테이 션이 관찰되지 않는 것으로 나타났다. 해석 결과는 Fig. 3.13과 동일한 경향을 보이 고 있다. 가변이 일어나지 않은 A model의 경우 Fig. 3.13에서와 동일하게 흡입부 에서부터 소량의 캐비테이션이 나타난 후 발생량이 점점 증가하는 모습을 나타내 고 있다. B와 C model의 경우 흡입부 초기에 A model에 비해 체적이 큰 챔버에서 큰 압력강하가 발생해 다량의 캐비테이션이 발생하는 것으로 나타났다. 작동온도 20℃의 경우 높은 점도가 흡입부 초기에 다량 발생하는 캐비테이션을 억제해 80, 120℃에 비해 캐비테이션 발생량은 많지만 흡입부 초기에는 낮은 발생량을 보였다. 또한 초기에 다량 발생한 캐비테이션은 유체의 흐름에 따라 흡입부에서 빠른 속도 로 감소한 후 챔버 팽창에 따라 증가하는 것으로 나타났다.



- 36 -



A model 20°C, 3000 RPM

B model 20°C, 3000 RPM

C model 20°C, 3000 RPM



A model - 40°C, 3000 RPM B model - 40°C, 3000 RPM C model - 40°C, 3000 RPM

(a) Operating temperature 20, -40  $^\circ\!\mathrm{C}$ 







A model 80°C, 3000 RPM

B model 80°C, 3000 RPM

C model 80°C, 3000 RPM





B model 120℃, 3000 RPM



C model 120°C, 3000 RPM

(b) Operating temperature 80, 120°C

Fig. 3.8 Cavitation occurs in A, B, C models(16 bar).



# 4. 가변형 베인펌프 출구에서의 압력맥동 고찰

Fig. 3.9와 3.10은 자동변속기용 가변형 베인펌프의 가변량, 회전속도, 작동압력, 작동온도 변화에 따른 토출 압력맥동을 회전각도 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 가변형 베인펌프는 한바퀴 회전할 때 9개의 베인에 의해 총 9번의 맥동이 나 타났으며 챔버가 흡입부에서 토출부로 회전할 때와 토출부에서 흡입부로 회전할 때 흡입부와 토출부의 압력차로 인한 역류발생 때문에 나타나는 것으로 파악되었 다. 맥동은 회전속도가 상승함에 따라 커지는 것으로 나타났으며, 작동 온도가 감 소함에 따라 작동유체의 점도가 상승해 압력맥동이 증가하였다. 작동압력이 16 bar 에서 20 bar로 상승함에 따라 평균 토출압력과 전체적인 맥동의 크기는 소폭 상승 하지만 전체적인 맥동의 현상은 동일한 것으로 나타났다. 120 ℃에서 낮은 점도로 인해 가장 낮은 토출 맥동을 보였으며, 20℃의 경우 높은 점도로 인해 정상 작동 온도인 80℃에 비해 높은 압력 맥동을 나타냈으며 C model에서 높은 점도와 빠른 회전속도로 인한 캐비테이션 발생량 증가로 인해 회전속도가 3000 RPM에서 5000RPM으로 상승함에도 불구하고 동일한 압력맥동을 보였다. 또한 극한의 상황을 가정한 -40℃의 경우 높은 점도로 인해 B model과 C model에서 단순화된 압력맥동 을 나타냈으며 가장 큰 압력강하를 보였다.



- 39 -



(c) Operating temperature =  $80^{\circ}$ C (d) Operating temperature =  $120^{\circ}$ C

Fig. 3.9 Variation of outlet pressure ripples with rotor rotation(16 bar).

Collection @ chosun



Fig. 3.10 Variation of outlet pressure ripples with rotor rotation(20 bar).

Collection @ chosun

Fig. 3.11은 가변량, 작동온도에 따른 가변형 베인펌프의 흡입부에서 대기압으로 들어온 유체가 토출부에서 16 bar까지 압축되어 토출되는 모습을 보여주고 있다. 사이드 리크 갭을 통해 누설이 발생함에 따라 압력이 낮아지는 것을 확인할 수 있 으며 베인이 흡입부에서 토출부로 회전함에 따라 흡입부와 토출부의 압력차에 의 해 토출부의 입구에서 순간적으로 큰 압력강하가 나타났다. 이 현상은 흡입부에서 발생한 캐비테이션이 토출부에서 급격히 붕괴되면서 더욱 심해지는 것으로 나타났 다. A model의 경우 다량 발생한 캐비테이션에 의한 압력맥동이 매우 큰 것으로 나타났으며 가변량이 B model로 변화하면서 압력변화는 크게 줄어드는 것으로 나 타났다. 극한의 상황을 가정한 -40℃의 경우 높은 점도와 빠른 회전속도로 인해 압 력이 고르게 분포하지 않고 또한 다량 발생한 캐비테이션에 의해 토출부에서 국부 적인 저압영역이 관찰되었다. 작동압력을 20 bar로 증가함에 따라 전체적인 압력은 증가하지만 압력분포는 동일한 것으로 나타났다.







A model - 40  $^\circ\!\mathrm{C}$  , 3000 RPM  $\,$  B model - 40  $^\circ\!\mathrm{C}$  , 3000 RPM  $\,$  C model - 40  $^\circ\!\mathrm{C}$  , 3000 RPM

(a) Operating temperature 20, -40  $^\circ\!\!\!\mathrm{C}$ 



- 43 -







A model 80°C, 3000 RPM

B model 80, 3000 RPM

C model 80°C, 3000 RPM



A model 120  $^\circ\!\!\mathrm{C}$  , 3000 RPM





C model 120  $^\circ \!\! \mathbb{C}$  , 3000 RPM B model 120  $^\circ\!\!\mathrm{C}$  , 3000 RPM (a) Operating temperature 80, 120°C

Fig. 3.11 Pressure chapter in A, B, C models(16 bar).



#### 5. 가변형 베인펌프 구동 토크 변화 고찰

Fig. 3.12는 유량제어 오일펌프의 구동 토크를 회전속도 변화에 따라 보여주고 있 다. 회전속도가 상승함에 따라 구동 토크는 선형적으로 상승하는 것으로 나타났으 며 작동온도가 상승함에 따라 작동유체의 점도가 낮아져 구동 토크는 감소하는 것 으로 나타났다. 이 현상은 80℃이하의 작동온도에서 효과가 나타났으며 80℃ 이상 작동온도가 상승했을 때는 구동 토크 감소가 거의 발생하지 않는 것으로 파악되었 다. 또한 가변이 발생함에 따라 토출유량이 감소해 3000 RPM에서 가변시마다 평균 1.8 Nm의 구동 토크가 감소하는 것으로 나타났다. -40℃의 경우 높은 점도로 인해 매우 높은 구동 토크를 보였다. 하지만 가변 발생시 감소하는 구동 토크는 평군 1.8 Nm로 가변 발생시에 구동 토크의 감소량은 모든 작동온도에서 동일한 것으로 나타났다.



- 45 -



Fig. 3.12 Variation of driving torque with rotation speed.



# 제 3 절 챔버 내부 유동 특성 분석

#### 1. 챔버 내 캐비테이션 발생량 고찰

Fig. 3.13과 3.14는 자동변속기용 가변형 베인펌프의 하나의 챔버에서 1회전 동안 캐비테이션 발생량을 보여주고 있다. 흡입부에서 챔버의 부피가 증가하면서 국부적 인 저압영역이 발생해 작동 유체의 압력이 포화 증기압 이하로 내려가 유체의 내 부에서 증발하여 캐비테이션이 발생하였다. 작동압력이 20 bar로 증가하여도 캐비 테이션 발생량에 미치는 영향은 미미한 것으로 나타났다. 발생한 캐비테이션은 고 압부인 토출부에서 급격하게 붕괴되는 것으로 나타났다. 작동압력 16 bar, 작동온 도 80℃에서 A model의 경우 흡입부에서 발생하기 시작한 캐비테이션의 발생량이 꾸준히 증가하여 토출부에서 붕괴하는 모습을 나타냈으며 3000 RPM에서 캐비테이 션 최대 발생량이 21.4 mm<sup>3</sup>으로 2000 RPM 최대 발생량인 17.0 mm<sup>3</sup> 보다 4.4 mm<sup>3</sup> 증가하며 급격한 발생량 상승을 보였다. 또한 A model에서 B model로 가변량이 변 화함에 따라 3000 RPM에서 캐비테이션 발생량은 13.8 mm<sup>3</sup>으로 큰 폭으로 감소하 는 것으로 나타났다. 하편 가변형 베인펌프에 가변이 발생함에 따라 흡입부의 초기 부분에서 캐비테이션이 다량 발생하는 것으로 나타났다. 이는 가변이 발생함에 따 라 토출부에서 흡입부로 회전할 때 챔버의 체적이 가변이 없는 A model에서 53.5 mm<sup>3</sup>인데 반해 B model에서 361.1 mm<sup>3</sup>, C model에서 646.1 mm<sup>3</sup>으로 챔버의 부피 가 증가해 토출부에서 고압으로 압축된 챔버가 저압의 흡입부로 들어오면서 발생 하는 압력강하가 챔버의 볼륨이 커지면서 더욱 넓은 영역에서 발생하기 때문이다. 가변량이 가장 큰 C model의 경우 A, B model과 달리 흡입부 입구부분에서 캐비테 이션이 다량 발생한 후 더 이상 발생량이 증가하지 않았다. 이는 A, B model의 경 우 챔버의 최대 체적은 각각 2171.4, 1819.4 mm<sup>3</sup>으로 최소체적에 비해 40배, 5배 증가하여 챔버의 팽창비가 큰 것에 비해 C model의 최대 체적은 1514.4 mm<sup>3</sup>으로



- 47 -

최소 체적에 비해 2.3배 증가하여 챔버 팽창비가 낮아 캐비테이션 발생량이 꾸준히 늘지 않는 것으로 나타났다. 극한의 조건인 -40℃의 경우 높은 점도로 인해 캐비테 이션이 대량 발생하는 것으로 나타났으며 이는 높은점도, 빠른 회전속도에 인한 것 으로 판단된다.





Fig. 3.13 Variation of cavitation volume with vane angle(16 bar).

Collection @ chosun

- 49 -



(u) Operating temperature = 000 (u) Operating temperature = 1200

Fig. 3.14 Variation of cavitation volume with vane angle(20 bar).



#### 2. 챔버 내 압력 변화 고찰

Fig. 3.15와 3.16은 가변형 베인펌프의 챔버가 1회전 할 동안 발생하는 내부 압력 변화를 보여주고 있다. 흡입부에서 대기압으로 들어온 유체는 흡입부에서 팽창하는 챔버를 통해 이동하며 고압의 토출부에서 압력이 급격히 상승하는 것으로 나타났 다. 흡입부에서 발생한 캐비테이션은 토출부로 최초 접속함에 따라 급격하게 붕괴 되는데 이에 따라 챔버 내에서 급격한 압력 강하가 발생하여 토출부에서 역류가 발생하게 된다. 이 현상은 유량맥동과 압력맥동을 발생시키는 원인이 되며 캐비테 이션 발생량이 많은 A model에서 두드러지게 나타나며 가변 발생에 따라 캐비테이 션 발생량이 줄어들어 맥동이 감소하는 모습을 보였다. 또한 작동온도가 상승함에 따라 맥동은 감소하는 것으로 나타났으며 이는 온도가 상승함에 따라 챔버 내의 캐비테이션 발생량이 감소하기 때문이다. 챔버는 압축되는 동안 총 4번의 압력맥동 을 나타냈으며 흡입부로 들어감에 따라 대기압으로 압력이 감소하였다. 극한의 작 동조건인 -40℃의 경우 챔버의 압축량이 비교적 큰 A model에서 높은 압력맥동을 보였으며 가변량이 상승함에 따라 맥동이 감소하는 경향을 보였다. 작동압력이 16 bar에서 20 bar로 증가함에 따라 챔버 내 압력의 크기는 전체적으로 증가했지만 압 력 변화에도 동일한 압력변화를 나타내는 것으로 나타났다.



- 51 -



(u) operating temperature 5000 (u) operating temperature 1200

Fig. 3.15 Variation of chamber pressure with vane angle(16 bar).





Fig. 3.16 Variation of chamber pressure with vane angle(20 bar).



- 53 -

# 제 4 절 틈새간격 변화에 따른 성능 변화 해석

Fig. 3.17은 베인 팁 갭(Vane tip gap)변화에 따른 자동변속기용 가변형 베인펌프 의 평균 토출유량을 회전속도 변화에 따라 보여주고 있다. 회전속도가 빨라질수록 토출유량이 선형적으로 증가하였으며, 갭이 증가할수록 평균 토출유량이 소량 증가 하는 것으로 나타났다. 하지만 회전속도가 상승함에 따라 평균토출 유량의 차이는 감소하는 것으로 나타났다. 갭이 최소 수치인0.015 mm일 때 A model 1000 RPM에 서 평균토출유량은 13.6 l/m으로 사이드 리크 갭 최대 수치인 0.0975 mm에 비해 2.9 l/m높은 토출유량을 보였다. 하지만 회전속도가 3000 RPM으로 증가함에 따라 토출유량의 차이는 1.8 l/m으로 감소했다. 이는 누설량이 작동유체의 온도와 점도에 영향을 받아 증가하기 때문에 회전속도 상승에 따라 전체적인 토출 유량이 증가하 여 누설량의 영향이 줄어들었기 때문이다. B model의 경우 0.0975 mm, 2000 RPM 에서 토출유량이 14.3 l/m, 3000 RPM에서 24.1 l/m 으로 0.0375 mm에 비해 각각 3.3, 3.2 l/m 토출 유량이 감소하여 A model과 동일한 현상을 보였다.





Fig. 3.17 Variation of average mass flow rate with rotation speed.



Fig. 18은 가변형 베인펌프 사이드 리크 갭 변화에 따라 하나의 챔버에서 1회전 동안 캐비테이션 발생량을 보여주고 있다. 흡입부에서 챔버의 부피가 증가하면서 국부적인 저압영역이 발생해 작동 유체의 압력이 포화 증기압 이하로 내려가 유체 의 내부에서 증발하여 캐비테이션이 발생하였다. 발생한 캐비테이션은 고압인 토출 부에서 급격하게 붕괴되는 것으로 나타났다. 사이드리크 갭이 0.015, 0.0375 mm인 경우의 캐비테이션 발생량은 차이가 거의 없는 것으로 나타났다. 하지만 사이드 리 크 갭이 0.0975 mm로 증가함에 따라 A model, 3000 RPM에서 최대 발생량이 198.7 mm<sup>3</sup>로 갭의 크기가 0.015 mm인 모델에 비해 41.4 mm<sup>3</sup>, 0.0375 mm인 모델에 비해 35.2 mm<sup>3</sup> 감소했다. B model역시 갭의 크기가 0.0975 mm로 증가함에 따라 캐비테 이션 발생량이 크게 감소하는 것으로 나타났다. 기존에 비해 커진 사이드 리크 갭 을 통한 누설로 인해 베인 뒷면에서 빠른 회전속도로 인해 발생하는 국부적인 저 압 영역이 감소되기 때문이다.





Fig. 3.18 Variation of Cavitation volume with rotor rotation.


Fig. 3.19는 사이드 리크 갭에 따른 자동변속기용 가변형 베인펌프의 토출 압력맥 동을 회전각도 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 9개의 베인에 의해 1회전에 총 9번의 맥동을 보이고 있으며 챔버가 흡입부에서 토출부로 회전할 때와 토출부 에서 흡입부로 회전할 때 흡입부와 토출부의 압력차로 인한 역류발생에 의해 맥동 이 나타나는 것으로 파악되었다. 맥동은 회전속도가 상승함에 따라 캡비테이션 발 생량이 상승해 역류 유량이 많아짐에 따라 커지는 것으로 나타났으며, 갭이 증가함 에 따라 베인 팁에서의 누설이 증가해 캐비테이션이 감소함에 따라 압력맥동이 감 소하였다. 사이드 리크 갭이 0.015 mm에서 0.0375 mm로 증가함에도 불구하고 토 출 압력맥동의 변화는 거의 없는 것으로 나타났다. 하지만 사이드 리크 갭이 0.0975 mm로 증가함에 따라 A model, 3000 RPM에서 압력맥동의 크기는 2.5 bar로 0.015, 0.0375 mm에 비해 1.1 bar 감소했다. B model에서도 0.0975 mm, 3000 RPM 에서 압력맥동의 크기는 0.015, 0.0375 mm에 비해 0.9 bar 감소하는 결과를 보였다. 압력 맥동의 결과는 캐비테이션 발생량과 비례하는 결과를 보였다.



- 58 -



Fig. 3.19 Variation of outlet pressure ripples with rotor rotation.



Fig. 3.20은 사이드 리크 갭 변화에 따른 가변형 베인펌프 출구 유량맥동을 보여 주고 있다. 압력맥동과 동일하게 1회전 당 총 9번의 맥동을 보였다. 챔버가 흡입부 에서 토출부로 회전할 때와 토출부에서 흡입부로 회전할 때 흡입부와 토출부의 압 력차로 인한 역류 발생과 함께 맥동이 나타나는 것으로 파악되었다. 펌프의 회전속 도가 빨라질수록 평균 토출유량이 증가하고 그 결과 맥동이 점차 커지는 것으로 나타났다. Fig. 3.19와 동일하게 0.015, 0.0375 mm에서는 큰 유동맥동을 보이지 않 았지만 갭이 0.0975 mm로 증가함에 따라 맥동의 크기가 큰 폭으로 감소하는 것으 로 나타났다.



Fig. 3.20 Variation of outlet flow ripples with rotor rotation.

Collection @ chosun

## 제 5 절 피드백 압력(Feedback pressure)에 따른 가변량 및

#### 성능특성 분석

본 연구에서는 실제 작동환경인 피드백 압력 변화에 따른 가변량 변화와 성능특 성을 분석하기 위해 상용 수치해석 프로그램인 Pumplinx의 valve module을 이용하 여 가변 모델을 설계하고 회전속도 상승에 따른 성능특성 변화와 내부유동을 분석 하였다. Fig. 3.21은 가변 베인펌프의 가변에 따른 성능특성 해석을 위한 해석 모델 을 보여주고 있다. 가변량 고정 모델과 형상은 동일하지만 피드백 압력이 입력됨에 따라 챔버 외부로 밸브 모듈이 적용되어 피드백 압력과 토출 압력을 이용해 가변 량 변화에 따른 성능특성과 유동특성을 해석하게 된다. 가변량 분석에 필요한 피드 백 압력은 실험을 통해 토출유량이 38 l/m이 달성되는 압력을 측정하였다. 회전속 도 변화에 따른 가변량 및 내부유동 특성을 분석하기 위한 해석조건을 Table 3에 나타내었다.



- 61 -



Fig. 3.21 Valve module flow field of a vane type oil pump.

Table 3.1 Simulation conditions for valve module application

Specification	Specification
Inlet pressure (bar)	1
Outlet pressure (bar)	16
Feed back pressure (bar)	3.02 (2200 RPM)
	3.41 (2600 RPM)
	3.8 (3000 RPM)
Temperature (°C)	85



### 1. 유량제어 오일펌프 가변에 따른 토출유량 고찰

Fig. 3.22는 가변형 베인펌프의 가변 실험 결과와 시뮬레이션 결과 중 토출유량을 비교하여 보여주고 있다. 2200 RPM에서 피드백 압력이 발생함에 따라 토출유량은 일정하게 유지되는 것으로 나타났다. 실험결과 토출유량은 회전속도 상승에도 37 l/m으로 일정하게 유지되는 것으로 나타났다. 수치해석 결과는 2200 RPM에서 37 l/m으로 실험결과와 잘 일치했지만 회전속도가 상승함에 따라 2600 RPM에서 40 l/m, 3000 RPM에서 35 l/m으로 최대 6.8%의 오차를 보였다. 이는 가변 압력부의 피 드백 압력 맥동이 실험에 비해 크게 해석되어 가변량의 맥동이 크게 나타났기 때 문으로 판단된다. 하지만 전반적으로 실험 결과와 시뮬레이션 결과는 잘 일치하는 것으로 나타났다.



Fig. 3.22 Comparison of average discharge flow rate with rotation speed.



#### 2. 가변량에 따른 챔버 체적 변화 고찰

Fig. 3.23은 가변형 베인펌프의 회전각도 변화에 따른 챔버의 체적 변화를 회전속 도 에 따라 보여주고 있다. 즉, 가변이 발생함에 따라 챔버의 최대, 최소 체적이 변 하는 것으로 나타났다. 챔버 내의 압력 변화에 따라 아우터링의 편심에 맥동이 발 생하게 되고 이에 따라 챔버 체적 변화 역시 맥동이 발생하는 것으로 나타났다. 편 심량이 가장 작은 2200 RPM의 챔버당 이론 토출유량은 2.08 ml로 가변이 없는 A model에 비해 0.03 ml 감소하여 변화량이 작은 것으로 파악되었다. 하지만 2400 RPM에서 가변량이 크게 증가하여 챔버당 이론 토출유량이 1.29 ml까지 감소하는 것으로 나타났다. 이는 가변이 발생함에 따라 캐비테이션 발생량이 감소하고 이에 따라 토출유량이 감소하는 현상이 발생하였기 때문이다.



Fig. 3.23 Variation of chamber volume with vane angle.



#### 3. 가변형 베인펌프 가변량 고찰

Fig. 3.24는 자동변속기용 가변형 베인펌프의 1회전 동안 발생하는 가변량의 변화 를 보여주고 있다. 챔버가 토출부로 들어갈 때 발생하는 캐비테이션 붕괴에 의한 압력맥동과 흡입부 초기에 다량 발생하는 캐비테이션의 영향으로 챔버 가변량은 한바퀴 회전할 때 마다 총 9번의 맥동을 발생시켰다. 2200 RPM에서 평균 가변량은 0.07°로 가변량은 매우 작은 것으로 나타났으며 3000 RPM에서 1.080로 가변량이 급 격하게 커졌다. 이는 회전속도 상승에 따라 캐비테이션 발생량을 감소시키고 토출 유량을 감소시키기 위해 피드백 압력이 3.8 bar 까지 증가하기 때문이다. 맥동의 크기는 회전속도 상승이나 피드백 압력 증가에 영향을 받지 않고 모든 RPM에서 동일하게 0.14°로 나타났다.



Fig. 3.24 variation of chamber displacement angle with vane angle.

Collection @ chosun

#### 4. 챔버 내 캐비테이션 발생량 고찰

Fig. 3.25는 가변형 베인펌프의 1회전동안 챔버 내부의 캐비테이션 발생량 변화를 보여주고 있다. 흡입부에서 발생한 캐비테이션은 토출부에서 급격하게 붕괴되어 없 어지는 것으로 나타났다. 흡입부 초기에 캐비테이션이 다량 발생하는 것으로 나타 났다. 이는 토출부에서 고압으로 압축된 작동유체가 흡입부에 들어가면서 급격히 팽창하여 압력강하를 발생시키기 때문이다. 이 때 발생한 캐비테이션은 챔버의 회 전에 따란 안정되어 감소한다. 흡입부 초기 발생하는 캐비테이션은 가변량 증가에 따라 흡입부 초기 챔버의 체적이 커질수록 다량 발생하는 것으로 나타났다. 2200과 2600 RPM에서 발생한 캐비테이션 최대량은 각각 0.2와 1.9 cm<sup>3</sup>으로 나타났으며 가 변이 발생함에 따라 회전속도가 상승함에도 불구하고 가변량의 증가로 캐비테이션 발생량은 3000 RPM에서 0.14 cm<sup>3</sup>까지 감소하는 것으로 나타났다.



- 66 -



Fig. 3.25 Variation of cavitation volume in a chamber with vane angle.



Fig. 3.26은 챔버 내에서 발생하는 캐비테이션 체적의 비율을 보여주고 있다. 흡 입부 초기의 챔버 내 캐비테이션 비율은 32% ~ 25%로 매우 높게 나타났다. 이는 흡입부 초기의 챔버 체적이 가변량에 따라 0.06 ~ 0.4 cm<sup>3</sup>으로 매우 작아 캐비테이 션 발생량에 비해 챔버 내 캐비테이션 비율이 매우 큰 것으로 나타났다. 따라서 이 현상은 가변형 베인펌프의 성능에 큰 영향은 미치지 않을 것으로 판단된다. 흡입부 초기 다량 발생하는 캐비테이션을 제외하면 캐비테이션은 챔버 체적 변화에도 10% 이하로 낮은 발생률을 보였다.



Fig. 3.26 Variation of cavitation rate in a chamber with vane angle.



#### 5. 가변에 따른 구동 토크 변화 고찰

Fig. 3.27은 가변형 베인펌프의 회전속도 변화에 따른 구동 토크와 평균 가변량을 보여주고 있다. 구동 토크는 평균 가변량예 반비례하여 감소하는 것으로 나타났다. 이는 가변이 발생함에 따라 흡입부 챔버의 팽창률과 토출부 챔버의 압축률이 감소 해 흡입유량과 토출유량이 감소하기 때문이다. 2200 RPM에서 구동 토크는 5 Nm로 나타났으며 가변이 발생함에 따라 3000 RPM에서 3.4 Nm까지 감소하였다.



Fig. 3.27 Variation of driving torque and displacement angle with rotation speed.



# 제 4 장 결 론

차량의 자동변속기에는 엔진의 회전에 따라 내부에서 유압을 발생시키는 오일펌 프가 존재하며 현재까지 엔진의 회전력을 활용하여 윤활유를 순환시켜 윤활과 대 상 부품에 요구되는 필요 유압을 제공한다. 자동변속기용 오일펌프는 엔진의 회전 력을 사용하기 때문에 오일펌프의 작동 토크가 증가하면 엔진의 성능을 저하시킬 뿐 아니라 빠른 회전속도에서 불필요한 유량과 압력을 발생시켜 동력 손실의 주요 원인이 된다. 또한 흡입부에서 국부적인 저압영역이 발생하고 이에 따라 캐비테이 션이 발생하게 되며 흡입부에서 발생한 캐비테이션은 토출부에서 급격하게 붕괴되 어 소음, 진동을 유발하고 침식에 의해 손상이 발생하기도 한다. 이러한 현상을 해 결하기 위해 높은 회전수에서 토출유량을 제어하여 동력손실을 막고 캐비테이션 발생을 방지하는 가변형 베인펌프를 적용하기 위한 연구가 필요하다. 따라서 본 연 구에서는 상용 수치해석 프로그램인 Pumplinx를 이용하여 고압 자동변속기용 가변 형 베인펌프의 토출유량, 구동 토크, 캐비테이션 발생 등의 성능특성을 분석하여 가변 시점을 파악하기 위한 연구를 수행하였으며 피드백 압력에 따른 아우터링의 가변량을 분석하고 회전속도에 따른 성능특성을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻 었다.

자동변속기용 가변형 베인펌프의 최적 가변 시점과 가변량을 분석하기 위해 가 변량을 A, B, C model로 고정하고 1000 RPM부터 6000 RPM까지 성능특성 분석을 수행하였다. 베인펌프의 회전속도가 증가함에 따라 토출유량이 선형적으로 증가하 나는 것으로 나타났으며 작동온도가 20℃에서 120℃로 증가함에 따라 작동유체의 밀도와 점도가 낮아져 토출유량이 소량 감소하는 것으로 나타났다. 또한 A model 에서 B model로 가변량이 증가함에 따라 32%의 토출유량 감소를 나타냈고 B model에서 C model로 가변량이 증가하면 53%의 토출유량이 감소하였으며 이에 따 라 구동 토크 감소가 발생하였다. 회전속도 상승에 따라 클러어런스를 통한 누설량



- 70 -

의 영향이 감소하여 체적효율이 증가하는 것으로 나타났다. 하지만 회전속도가 일 정 속도 이상 증가하면 캐비테이션 발생량이 증가하여 체적효율이 감소하는 것으 로 나타났다. 작동온도 20℃, C model, 6000 RPM에서 체적효율이 64%까지 떨어지 는 것으로 나타났다. 이는 흡입부에서 캐비테이션이 다량 발생하기 때문이다.

캐비테이션은 흡입부의 챔버에서 발생하였으며 베인의 회전과 챔버의 팽창에 따 라 흡입유량이 증가함에 따라 국부적인 저압영역이 발생하여 캐비테이션이 발생하 였다. 가변이 없는 A model의 경우 흡입부 초기부터 소량의 캐비테이션이 나타난 후 발생량이 점점 증가하는 것으로 나타났으며 고압인 토출부에서 급격히 붕괴되 어 사라졌다. 이로 인해 토출부에서 역류가 발생하며 압력맥동과 유량맥동의 원인 이 된다. B, C model의 경우 흡입부 초기에 다량의 캐비테이션이 발생하는 것으로 나타났다. 이는 가변이 발생함에 따라 흡입부 초기 챔버의 체적이 B model에서 0.36 cm<sup>3</sup>, C model에서 0.65 cm<sup>3</sup>까지 증가해 큰 압력강하가 발생하기 때문이다.

회전속도가 상승함에 따라 구동 토크는 선형적으로 상승하는 것으로 나타났으며 작동온도 상승에 따라 작동유체의 점도 감소와 함께 누설량 증가로 토출유량이 소 량 감소해 구동 토크 역시 소량 감소하는 것으로 나타났다. 하지만 80℃이상 작동 온도가 상승해도 구동 토크 감소는 발생하지 않는 것으로 나타났다. 또한 가변 발 생시마도 모든 작동온도에서 1.8 Nm의 구동 토크 감소가 발생했다.

피드백 압력을 입력함에 따라 토출유량을 일정하게 유지할 수 있는 것으로 파악 되었다. 수치해석 결과 와 실험결과는 최대 6.8%의 오차를 보여 비교적 잘 일치하 는 것으로 나타났다. 3000 RPM에서 가변량이 급증하여 챔버당 이론 토출유량이 1.29 ml까지 감소하는 것으로 나타났다. 이는 가변발생에 따라 캐비테이션 발생량 이 줄어들고 이에 따라 가변량이 증가하기 때문이다. 가변량은 2200 RPM에서 0.068°로 나타났으며 회전속도가 증가함에 따라 2600 RPM에서 0.209°, 3000 RPM에 서 1.078°까지 증가하는 것으로 나타났다. 구동 토크는 가변량에 반비례하여 감소하 여 3000 RPM에서 3.4 Nm까지 감소했다.



본 논문의 연구결과인 통해 자동변속기용 고압 가변형 베인펌프의 내부 유동 특 성 수치해석을 이용해 고압으로 작동하는 자동변속기용 가변형 베인펌프 설계를 위한 기초 자료를 제공하고 정확한 가변시점을 파악하여 가변형 베인펌프의 효율 향상에 기여할 수 있을 것으로 판단된다.



## REFERENCE

Cho, I., Oh, S., Song, K. and Jung, J. (2006). The Lubrication Characteristics of the Vane Tip Under Pressure Boundary Condition of Oil Hydraulic Vane Pump. Journal of KSME 20, 10, 1716–1721.

Cho, I., Beak, I. and Jung, J. (2010). The Separation of the Vane and the Camring at High Speed of an Oil Hydraulic Vane Pump for Automobile. Journal of KSTLE 26, 2, 136–141.

Cho, M. and Han, D. (1998). Vane Tip Detachment in a Positive Displacement Vane Pump. Journal of KSME 12, 5, 881–887.

Choung, Y., Bae, S., Heo, H., Lee, H., Lee, D. and Kim, D. (2010). Performance Evaluation of Vane Type Steering Oil Pump for HEV Bus. journal of KSAE 11, 1745–1750.

Dickinson, A. L., Edge, K. A. and Johnson, N. (1993). Measurement and Prediction of Power Steering Vane Pump Fluid-borne Noise SAE 931294, 267–275.

Emiliano, M., Alessandro, A., Gianluca, D. and Giorgio, D. (2013). On the Ware and Lubrication Regime in Variable Vane Pump. Wear 306, 1–2, 36–46.

Gellrich, R., Kunz, A., Beckmann, G. and Broszeit, E. (1995). Theoretical and Practical Aspects of the Ware of Vane Pumps Part A. Adaptation of a Model for



- 73 -

Predictive Wear Calculation. Wear 2, 181-183, 862-867.

Giuffrida, A. and Lanzafame, R. (2005) Cam Shape and Theoretical Flow Rate in Valanced Vane Pumps. Mechanism and Machine theory 40, 3, 353–369.

Jang, J. and Kim, K. (2003). A Study on the Discharge Pressure Ripple Characteristics of Variable Displacement Vane Pump, Transactions of KSME 23, 3, 134–145.

Jang. J (2009). A Study on the Discharge Pressure Ripple Characteristics of the Pressure Unbalanced Vane Pump. Journal of KSPE 26, 4, 55–63.

Kim, N., Jin, H., Son. C. and Chung. W. (2013). Numerical Analysis on Cavitation of Centrifugal Pump. Jounal of KFMA 16, 2, 27–34.

Kojima, E., Shinada, M. and Oshino T. (1984). Characteristic of Fluid borne Noise Generated by Fluid Power Pump (2nd Report, Pressure Pulsation in Balanced Vane Pump). Bulletin of JSME 27, 225, 475–482.

Kunz. A., Gellrich. R., Beckmann, G. and Broszeit, E. (1995). Theoretical and Practical Aspects of the Ware of Vane Pumps Part B. Analysis of Wear Behaviour in the Vickers Vane Pump Test. Wear 2, 181–183, 868–875.

Lin, H., Storey, B. D. and Szeri A. J. (2002). Inertially Driven Inhomogeneities in Violently Collapsing Bubbles: The Validity of the Rayleigh-Plesset Equation. Journal



- 74 -

of Fluid Mechanics 4, 452, 145-162.

Lee, S., Hur, N. and Jin, B. (2007). Numerical Analysis on Flow Characteristics of a Vane pump. Journal of Fluid Machinery 10, 1, 34–40.

Lu, Y., Zhao, Y., Bu, G. and Shu, P. (2011). The Integration of Water Vane Pump and Hydraulic Vane Motor for a Small Desalination System. Journal of Desalination 276, 1–3, 60–65.

Lucius A. and Brenner, G. (2010). Unsteady CFD Simulations of a Pump in Part Load Conditions Using Scale-Adaptive Simulation. Journal of IJHFF 31, 6, 1113– 1118.

Mo, J., Kim, Y. and Lee, Y. (2012). Numerical Study on Cavitation Performance Evaluation in a Centrifugal Pump Impeller. Journal of KSME 36, 2, 286–293.

Park, J., Hwang, B. and Jung, J. (2004). Variable Displacement Vane Pump for Power Steering of Vehicle. Transactions of KFPS 1, 3, 16–19.

Peng, Y., Chen, X., Cao, Y. and Hou, G. (2010). Numerical Study of Cavitation on the Surface of the Gide Vane in Three Gorges Hydropower Unit. Journal of Hydrodynamics 22, 5, 703–708.

Singh, K., Mahajani, S., Shenoy, K., Patwardhan, A. and Ghosh, S. (2007) CFD Modeling of Pilot-Scale Pump-Mixer: Single-Phase Head and Power Characteristics.



- 75 -

Chemical Engineering Science 62, 5, 1308-1322.

Ueno, H. and Okajima, A. (1986). Detachment of vanes from a Cam Ring in a Vane Pump, JSME International Journal Series B 52, 477, 2152–2157.

Ueno, H., Shintani, R. and Okazima, A. (1986). Pressure and Flow Ripples of a Variable Displacement Vane Pump. Journal of the JSME 53, 490, 1742–1749.

