

FSI 기법을 이용한 Self Inflating Tire의 펌핑 튜브 내부 유동 해석

김명준¹⁾ · 성인철²⁾ · 황인경¹⁾ · 박태원^{*1)}

아주대학교 기계공학과¹⁾ · 금호타이어 동역학NVH팀²⁾

Analysis for Internal Flow of Tube on the Self Inflating Tire Using the FSI Method

Myeongjun Kim¹⁾ · Inchul Seong²⁾ · Inkyeong Hwang¹⁾ · Taewon Park^{*1)}

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Ajou University, Gyeonggi 16499, Korea

²⁾NVH Team, Kumho Tire, 215-21, Saeun-ro, Giheung-gu, Yongin-si, Gyeonggi 17076, Korea

(Received 1 July 2016 / Revised 25 August 2016 / Accepted 25 August 2016)

Abstract : Maintaining proper tire air pressure is an essential element in ensuring vehicle safety. UHP Tires that boast of many safety features are increasing in the market. In particular, the development of “Self-Inflating Tire” technology is accelerating around the globe. Self-inflating tire refers to a technique for maintaining appropriate tire pressure. An internal regulator senses when tire inflation pressure has dropped below the set air pressure. The tire boosts air through the valve when rolling and compressed air enters into the tire. This procedure keeps the tire air pressure at an appropriate level and increases tire safety. Flow analysis of the internal tube is required to examine self-inflating tires. In this study, a method of tube flow analysis using the FSI Method is proposed. The valve system is also implemented to optimize the regulator and sensor.

Key words : Self inflating(자가 팽창), FSI(유동-구조 연동), Ansys(앤시스), UHP tire(고성능 타이어), Safety(안전), Internal flow(내부 유동)

1. 서론

1.1 연구배경

1886년 최초의 자동차 ‘Patent Motorwagen’ 이후 차량은 놀라운 발전을 해왔다. 과거의 차량은 보다 고성능의 차량 개발에 초점이 맞춰져 있었다. 현재는 차량이 충분히 고성능화 되었고 소비자의 삶의 질이 높아졌다. 따라서 소비자는 차량의 안전성, 편의성을 요구하고 있다. 이러한 요구에 따라 타이어 시장에서 UHP(Ultra High Performance) 타이어가 차지하는 비중이 점점 커지고 있다. 글로벌 메이커를 중심으로 프리미엄 차량용 UHP 안전성 향상 타이어 개발에 박차를 가하고 있다.

적정 타이어 공기압을 유지하는 것은 다양한 측면에서 매우 중요하다. 먼저 안전성 확보에서 필수적인 요소이다. 타이어 공기압의 감소는 타이어 회전저항의 급격한 증가를 유발한다. 적정 공기압 대비 1 bar가 낮은 경우 회전저항이 약 30 % 증가하고, 이는 연비를 3 % ~ 5 % 감소시킨다. Fig. 1에서 볼 수 있듯이 환경적인 측면에서도 적정 공기압 유지는 마일리지 수명을 높임으로써 트레드 마모로 인한 CO₂의 배출을 저감시킬 수 있다.

자가 팽창 타이어(Self Inflating Tire)기술은 UHP 안전 타이어의 하나이다. 자가 팽창 타이어는 공기압이 일정 수준 이하로 떨어지면 외부의 공기를 흡입해 내부 공기압을 적정 수준으로 유지시켜준다. 별도의 전원공급 장치 및 운전자의 개입이 없이도

*Corresponding author, E-mail: park@ajou.ac.kr

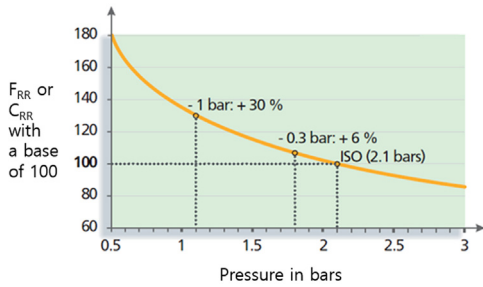


Fig. 1 Influence of tire pressure on the vehicle's fuel economy

타이어 내부의 적정공기압을 유지할 수 있다. 이를 통해 공기압 손실로 인한 타이어의 변형을 최소화하게 한다. 이는 운전자의 안전을 보장하고, 차량의 연비 및 타이어 트레드 마모 수명 등을 향상시킨다.

1.2 기술 동향 및 수준

세계적으로 자동차 부품의 수요와 투자가 운전자의 안전을 확보할 수 있는 지능형 자동차 부품의 확대에 이어지고 있다. 특히 미국은 TPMS(Tire Pressure Monitoring System) 장착을 2007년 9월 이후 의무적으로 시행하고 있다. 유럽 역시 2012년부터 단계적으로 CO₂ 저감을 목적으로 TPMS 장착을 의무화 하는 내용의 자동차 형식 승인에 관한 법안을 채택했다. 이렇게 타이어의 공기압에 대한 중요성이 커짐에 따라 미국의 'Goodyear tire'는 자가팽창 기술을 국제적으로 확보하고 있으며, 트럭용 타이어에 적용시키고 있다. 체코의 'CODA development' 부품회사 역시 기술에 대한 권리를 확보하고 있으며, 평가방법을 공식적으로 발표한 상태이다. 하지만 아직 국내 기업에서는 이러한 연구가 미비한 상태이다.

1.3 연구 필요성 및 동향

자가 팽창 타이어는 타이어 내부 공기압을 적정하게 유지 시키는 기술이다. 따라서 튜브 관료 내부의 유동해석이 필요하다. 타이어의 변형에 의해 튜브의 형상을 납작하게 누르게 된다. 납작한 튜브의 형상이 고압의 공기를 회전방향으로 이동시킨다. 이때, 타이어의 변형에 의한 튜브의 눌림과 회전으로 인한 압력의 변화는 매우 중요하다.

본 연구에서는 이를 위해 FSI(Fluid Structure

Interaction)해석 기법을 이용했다. 컴퓨터의 계산 속도가 향상되고, 이론적 배경 및 소프트웨어의 개발을 통해 연성해석이 가능해졌다. 최원 등²⁾은 단방향 FSI를 사용해 블레이드의 해석을 수행해 안정성을 파악했다. 또한 신재호 등³⁾은 움직이는 고체의 경계를 정확하게 나타내기 위해 응력 기반의 격자 재생성 모델에 대한 연구를 수행했다. 시스템이 복잡해짐에 따라 점차 FSI 등 연성해석이 차지하는 비중이 커져가고 있다.

본 연구에서는 타이어의 눌림 및 회전에 의한 튜브 내부의 유압 및 유속의 변화를 살펴본다. 또한 FSI 해석이 완료되면 펌핑 튜브의 입·출구에 가상의 밸브 시스템을 장착해 튜브 내부의 압력에 따라 밸브를 작동시킨다. 밸브 시스템은 실제 모델을 모사해 볼 수 있다. 해석 결과를 이용해 펌핑 튜브의 최적 형상 설계 및 압력 레귤레이터의 작동 환경을 설정할 수 있다.

2. 모델링 및 CAE 해석

2.1 모델링

해석 모델의 구성은 Fig. 2와 같다. 휠의 역할을 하는 강체로 가정된 실린더가 튜브를 누르고 있다. 튜브는 외경 4 mm, 내경 3 mm에 길이 1600 mm이다. 튜브의 규격은 실험과 휠의 외경의 길이를 통해 결정했다. 내부에는 30 psi ~ 40 psi의 공기가 흐르고 있다. 해석에 사용한 튜브는 고무물성을 사용하였다.

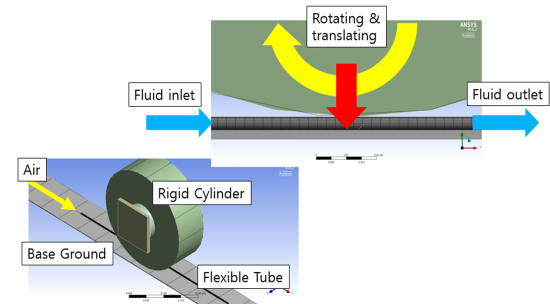


Fig. 2 Analysis model

2.2 내부 튜브의 유동

자가팽창 타이어 내부의 튜브는 정량펌프(peristaltic pump)의 원리로 작동된다. Fig. 3에 도시된 것

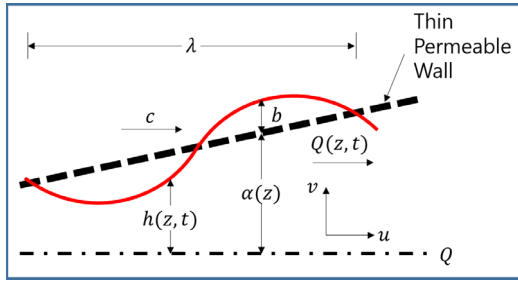


Fig. 3 Physical model

처럼 튜브의 점성 유체의 정량적 이동을 고려한다.

펌프의 선대칭 흐름은 Navier-Stokes 식을 따른다. 이때 투과성 벽면의 유동은 Darcy의 법칙으로 설명할 수 있다. 원통형 좌표계 (R, θ, Z)를 사용하여 유동의 무한 트레인에 의한 벽면의 변형식을 식 (1)과 같이 벽면 형상으로 표현할 수 있다.

$$R = H(z,t) = a(z) + b \sin \frac{2\pi}{\lambda}(z - ct) \quad (1)$$

여기서, $a(z) = a_0 + k(z)$

a : 튜브 반경

a_0 : 튜브 입구의 반경

$a(z)$: a_0 에서 z 거리에서의 튜브의 반경

H : 정량적 유동의 벽 좌표계

λ : 파장

튜브의 길이를 λ 의 정수배라고 하고, 튜브 끝단의 압력차이는 일정하다고 가정한다. 유동은 실험실 프레임(laboratory frame R, θ, Z)에 대해 불안정하다. 속도 c 로 이동하는 파는 파동 프레임 (r, θ, z)에서 정상상태가 된다고 하면, 두 프레임 사이의 변환은 아래의 식 (2)를 따른다.

$$r = R \quad \theta = \theta \quad z = Z - ct \quad (2)$$

$$V_r = 0, \quad V_\theta = 0, \quad V_z = u(r,t) \quad (3)$$

유동은 관성이 없고, 파의 길이는 무한하다고 가정하면, 파동 영역에서 유동 방정식은 아래 식 (4)와 같다.

$$\frac{\partial p^1}{\partial z^1} = \frac{\partial p^1}{\partial t^1} + \frac{\partial}{\partial r^1} \left(r^1 \mu_{(r)} \frac{\partial u^1}{\partial r^1} \right) \quad (4)$$

무차원 양을 사용하면

$$r = \frac{r^1}{a_0}; \quad z = \frac{z^1}{\lambda}; \quad \bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0}; \quad u = \frac{u^1}{c}; \quad p = \frac{p^1 a_0^2}{\lambda c \mu_0} \quad (5)$$

이때,

$p^1 = p^1(z,t)$: 압력, $u^1 = u^1(z,r,t)$: 축 방향 속도
무차원 구동방정식은 식 (6)과 같다.

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (6)$$

$$0 = \frac{\partial p}{\partial r} \quad (7)$$

무차원의 경계 조건은

$$\frac{\partial u}{\partial r} = \frac{\alpha}{\sqrt{Da}} (u_B - u_{porous}) \quad (8)$$

이때,

$$u_{porous} = \frac{-Da}{\mu_{(r)}} \frac{\partial P}{\partial z}, \quad [\text{Darcy law}] \quad (9)$$

u_{porous} : 투과성 경계에서의 속도

식 (6)에서 식 (9)를 풀어보면 다음과 같다.

$$u(h) - u(r) = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial z} \int_r^h \frac{r}{\mu_{(r)}} dr \quad (10)$$

$$u_r = -\frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial z} \int_r^h \frac{r}{\mu_{(r)}} dr + u_B \quad (11)$$

여기서,

u_B : 슬립속도, 식 (8)을 이용해 찾을 수 있다.

점도는 r 과 함께 지수적으로 감소한다고 가정.

$$\text{i.e. } \bar{\mu}_{(r)} = e^{-\delta r} \cong 1 - \delta r \quad (\text{for } \delta \ll 1) \quad (12)$$

δ : 점성 매개변수

슬립속도 u_B 는 식 (13)과 같이 정의된다.

$$u_B = \frac{\sqrt{Da}}{2\alpha(1-\delta h)} [h - 2\alpha\sqrt{Da}] \quad (13)$$

α : 슬립 파라미터, Da : Darcy 넘버

중심선과 벽 사이의 실험실 프레임의 순간 유량 $Q(z,t)$ 는 식 (14)와 같다.

$$Q(z,t) = \int_0^h 2\pi r u dr \quad (14)$$

식 (10) 및 식 (14)로부터

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -\frac{2}{\pi} \left[\frac{Q(z,t) - \pi h^2 u_b}{I_1} \right] \quad (15)$$

이때,

$$\frac{\partial p}{\partial z} : \text{압력구배} \ \& \ I_1 = \int_0^h \frac{r^3}{\mu(r)} dr$$

식 (15)를 z에 대해 적분하면, 1사이클 동안의 압력의 상승(하락)을 구할 수 있다.

$$\Delta P_L(t) = \int_0^1 \left(\frac{dp}{dz} \right) dz \quad (16)$$

$$= -\frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{[\bar{Q} - \pi h^2 u_B]}{I_1} dz \quad (17)$$

한 파장의 길이에 걸친 벽의 무차원의 마찰력은 식 (18)과 같이 주어진다.

$$F_L(t) = \int_0^1 h^2 \left(-\frac{dp}{dz} \right) dz \quad (18)$$

$$= \frac{2}{\pi} \int_0^1 h^2 \frac{[\bar{Q} - \pi h^2 u_b]}{I_1} dz \quad (19)$$

여기서, 펌핑의 기계적 효율은 식 (20)과 같다.

$$E = \frac{\bar{Q} \Delta P}{\frac{1}{T} \int_0^T \int_0^\lambda P \frac{\partial h}{\partial t} dz dt} \quad (20)$$

2.3 FSI 해석

해석은 튜브가 지면에 깔린 채 실린더가 튜브를 누르며 회전하는 경우와 튜브가 실린더에 둘러진 채 병진 및 회전 운동을 진행하는 경우로 나누어 진행한다.

2.3.1 해석 1

해석 1은 튜브가 지면에 깔린 채 실린더가 튜브를 누르며 회전하는 경우이다. 체원 및 물성을 적용하여 Fig. 4와 같이 모델링 한다. 이때 튜브는 지면에 고정하도록 한다.

Fig. 5는 유동 해석 결과가 입력 값으로 들어오고, 실린더를 중력방향으로 눌러주었을 때의 구조 해석 결과이다. 유동이 흐르지 않았을 때의 응력보다 유동을 흘려주었을 때 튜브에 작용하는 응력이 더 크게 나타났다.

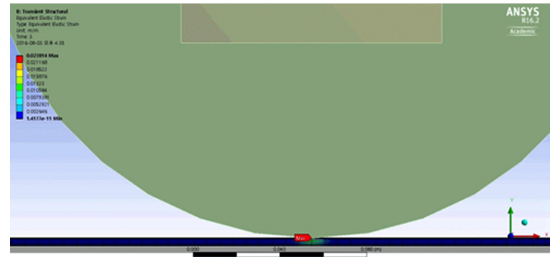


Fig. 4 Case 1 structure model

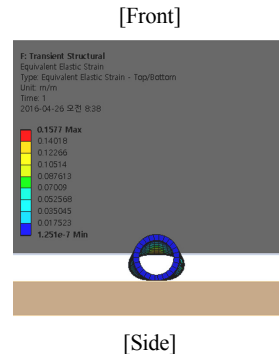
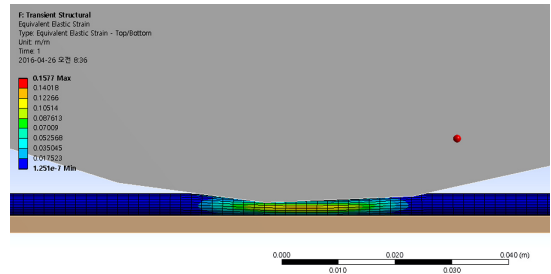


Fig. 5 Result of structure analysis

FSI 해석에서는 각 시간 간격 내에서 유동해석과 구조해석이 상호 결과 값을 주고받으며 해석을 반복 수행 한다. 이때 해석을 두 번으로 나누어서 진행했다. 첫 번째 CFX해석은 정상상태 해석을 진행하게 되고 두번째 CFX는 정상상태 해석 결과를 이용하여 시간에 따른 해석을 진행한다. 이렇게 두 번에 나누어 해석을 진행하는 이유는 정상상태 해석을 통해 급격한 유동의 변화로 인한 오류를 사전에 막기 위함이다.

구조해석 영역에서 튜브는 지면에 고정한다. 실린더의 양 끝에 있는 지지대는 횡방향 자유도가 구속된 2축 병진 조인트로 연결되어 있는데, 먼저 중력방향으로 힘을 작용하게 되면 실린더가 튜브를

눌러 힘을 가하게 된다. 이때 지지대에 튜브의 길이 방향으로 변위를 가해주면 회전 조인트로 연결된 실린더는 튜브와의 마찰에 의해 회전하며 움직이게 된다.

2.3.2 해석 2

해석 2는 실제 모델과 유사하게 튜브가 실린더에 둘러진 채 병진 및 회전 운동을 진행한다. 해석 1과 동일한 재료 및 물성 정보를 사용하여 Fig. 6과 같이 모델링 한다. 이때 튜브는 실린더에 고정하도록 한다.

튜브가 그라운드에 퍼진 해석 1과는 달리 실린더에 둘러져 있기 때문에 접촉영역을 새롭게 설정해 준다. 실제 모델에서 홈을 판 뒤 접촉제로 튜브를 고정시켜준다. 따라서 해석 모델에서도 튜브를 실린더에 두른 채로 고정시키고 그라운드와의 접촉을 설정해 준다. 해석의 조건 및 환경은 해석 1과 유사하다.

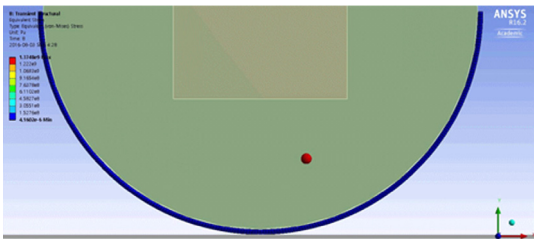


Fig. 6 Case 2 structure model

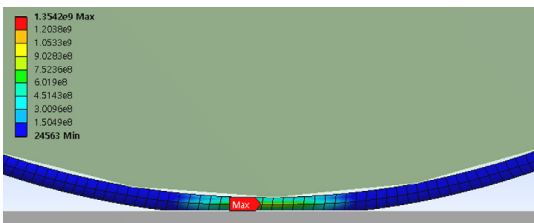


Fig. 7 Stress result

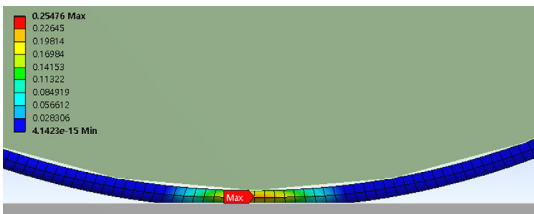


Fig. 8 Strain result

Fig. 7 및 Fig. 8은 유동 해석 결과가 입력 값으로 들어오고, 실린더를 중력방향으로 눌러주었을 때의 응력 및 변형을 해석 결과이다. 해석 1과 마찬가지로 유동이 흐르지 않았을 때의 응력보다 유동을 흘러주었을 때 튜브에 작용하는 응력이 더 크게 나타났다. 해석 1과 마찬가지로 먼저 정상상태에서 CFX 해석을 진행하고 이 결과를 이용해 시간에 따른 해석을 진행하게 된다.

2.4 밸브 시스템

자가 팽창 타이어는 밸브 시스템을 통해 제어된다. Ansys에서는 리드 밸브, 버터플라이 밸브 등을 비교적 쉽게 구현할 수 있다. 하지만 밸브의 구조를 새롭게 설계하고 그에 따라 시간도 수백이상 소요된다. 뿐만 아니라 밸브 구조물로 인해 유동의 흐름도 변화하게 된다. 이렇게 복잡해지고 변화된 유동 흐름에 의해 FSI 해석도 잘 이루어지지 않는 경우도 있다. 따라서 본 연구에서는 펌핑 튜브 내부의 압력에 따라 유동의 유입을 스위치 하는 가상의 밸브를 구현하였다. 실제의 밸브 역시 스위치 시스템으로 작동되는 밸브이다. 가상의 밸브 시스템은 Ansys CFX Expression Language(CEL)을 사용하였다.

$$IP(\text{Inlet Pressure}) = \text{If}(\text{areaAve}(p)@\text{FSI_Wall} < 1[\text{atm}] + 30[\text{psi}], 50[\text{psi}], 0)$$

이는 FSI(Fluid-Structure Interaction)이 이루어지는 면의 평균 압력이 40 psi보다 낮으면 입력부에서 50 psi의 압력을 받아들이고, 아니면 입력부가 닫히는 것을 의미한다. 실험 조건과 동일한 환경을 위해 50 psi의 값을 입력 값으로 주었다. 이때 내부 압력은 절대 압력으로 측정되기 때문에 1 [atm]을 더해주었다. 그리고 입력은 상대압력이기 때문에 50 [psi]만을 사용하였다. Transient 해석으로 시간의 흐름에 따라 내부 압력이 줄어들면 입력 압력이 들어간다. 내부 압력이 30 [psi] 이상으로 증가하면 입력부가 닫히게 된다. Expression Language를 사용함으로써 구조적 변경 없이 해석 모델에 밸브 시스템을 적용할 수 있다. 이를 통해 구조 기계 밸브를 장착함으로써 생기는 구조적 오차를 방지할 수 있고 해석 시간 역시 단축시킬 수 있다.

3. 실험 장비

본 연구의 모과제에서 튜브의 성능을 시험하기 위한 장비를 제작하였다. 장비는 Photo. 1 및 2와 같다. 제작한 장비와 해석을 통해 얻은 결과를 비교해 보았다.

실험 장비는 롤러에 의해 튜브를 가압한 후 일정 거리를 이동하면서 전달되는 공기량과 압력을 측정

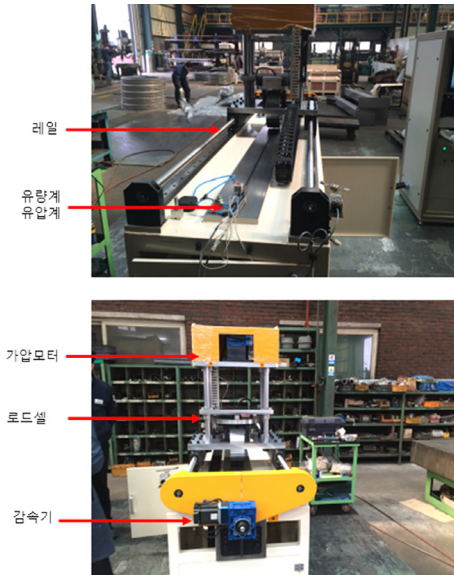


Photo. 1 Testing equipment

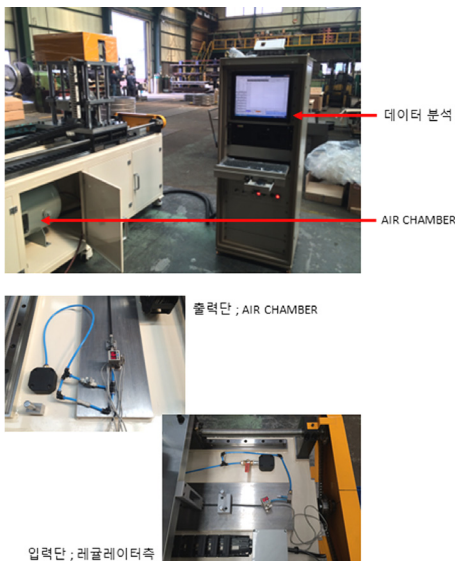


Photo. 2 Testing equipment

한다. 이때, 롤러는 자동으로 복귀해 지정 사이클을 왕복하도록 설계되었다. 데이터는 각 계측기의 데이터를 그래프화하여 볼 수 있도록 설계되었다.

실험 장비의 작동 원리는 롤러와 플레이트 사이에 튜브를 위치시키고 롤러에 의해 수직으로 가압해 정해진 스트로크를 왕복하면서 튜브 관로를 통해 공기의 전달 특성을 분석한다. 레귤레이터와의 연동을 통해 대기압 유입 및 차단 성능을 분석할 수 있다. 타이어 내부에 에어 챔버를 통해 공기압의 주입 상태를 분석하고, 레귤레이터 측의 압력과 챔버 측의 유량 및 압력을 측정한다. 가압 압력별, 속도별, 시료별 시험 실시를 통해 최적의 튜브 및 레귤레이터 성능을 도출할 수 있는 장비이다.

4. 결과

4.1 해석 1 결과 및 실험 결과

시험 및 해석 조건은 아래 Table 1과 같다. 각각의 해석 결과는 아래 Table 2에 나타내었다.

해석 결과와 실험 결과를 비교해 보면 FSI 해석의 200초의 시간동안 즉, 1 사이클 동안의 해석 결과와 실험 결과의 사이클 당 증가량이 0.001 MPa 정도로 유사하게 나타남을 확인 할 수 있었다. 실험 결과에서는 내부 부압이 0.004 MPa에서 대기압이 유입되고 대기압의 크기가 0.185 MPa에서 레귤레이터에 의해 차단되고 이때 챔버측 압력이 증가하며 레귤레이터 측의 압력이 낮아지고 부압 하한선에서 대기압이 유입되어 압력이 다시 증가함을 확인 할 수 있었다. 하지만 해석 결과에는 이러한 레귤레이터

Table 1 Test conditions and analysis conditions

Test conditions		Analysis conditions	
Normal force	100 kg	Normal Disp	3 mm
Velocity	300 mm/min	Velocity	300 mm/min
Stroke	1000 mm	Stroke	1000 mm
Cycle	3 Cycle	Time	200 s

Table 2 Compare of case1 result (단위 : MPa)

Test		Analysis	
Cycle	Pressure	Time(s)	Pressure
1	0.184	0	0.195
2	0.185	200	0.196
3	0.186		

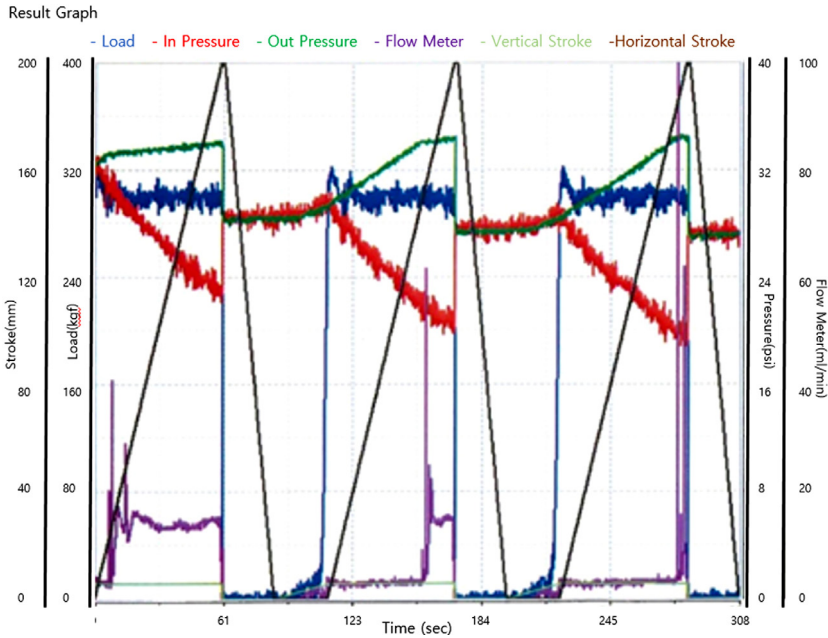


Fig. 9 Test report

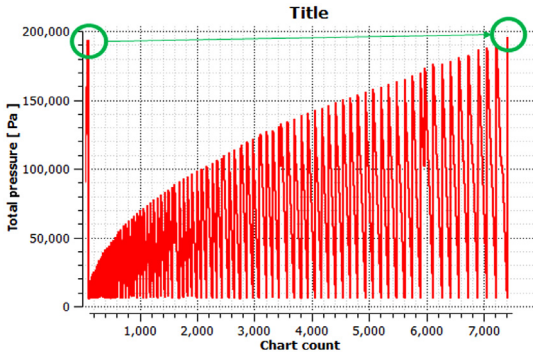


Fig. 10 Case 1 pressure increase

및 챔버가 구현되어 있지 않기 때문에 최종적으로 증가한 압력만을 확인할 수 있었다.

Fig. 9는 시험기의 실험 결과를 나타낸 그래프를 나타낸 것이고 Fig. 10은 해석 결과 그래프이다.

4.2 해석 1 & 해석 2 결과 비교

해석 2에서는 실제 시스템과 유사하게 실린더에 튜브를 장착한 채로 해석을 진행하였다. 그 외의 조건은 해석 1과 동일하게 하였다.

해석 1에서의 결과와 해석 2에서의 결과를 비교해보면 Table 3과 같다. 해석 2와 해석 1에서 같은 수

Table 3 Compare of Case 1 & Case 2 results (단위 : MPa)

Time	Case 1	Case 2
0 s	0.195	0.196
200 s	0.196	0.197

준의 압력 증가를 보임을 확인할 수 있었다.

해석 결과와 실험 결과를 비교할 때 레귤레이터와 챔버의 유무에 의해 전체 압력 및 진행 사이클에 약간의 차이가 있었다. 이를 해결하기 위해 해석 1 모델에 가상의 밸브시스템을 장착하는 방법을 고안했다. 타이어 내부 공기압이 30 [psi] 이상이 되면 밸브가 잠기게 되고 30 [psi] 이하로 떨어지게 되면 밸브가 열리게 되면서 50 [psi]의 공기를 주입시키도록 설계하였다. 그 결과 내부 압력에 따른 외부 압력의 입출력이 주기적으로 변화함을 확인할 수 있다.

아직 레귤레이터와 챔버의 최적화가 이루어지지 않았는데 밸브 시스템 장착을 통해 레귤레이터와 챔버의 최적화 역시 보다 효율적으로 이루어 질 수 있을 것이라 보여 진다.

5. 결론

자가 팽창 타이어 기술 개발의 핵심은 압력 레귤

레이터의 작동과 타이어 회전 메커니즘에 따른 유동의 흐름이다. 하지만 이러한 유동의 흐름은 실제로 관찰이 어렵다. 또한 튜브의 직경이 매우 작아서 구조적인 튜브의 변형 역시 관찰이 어렵다. 본 연구에서는 ANSYS FSI(Fluid-Structure Interaction)을 사용하였다. 먼저 튜브의 구조 해석을 통해 형상의 변형을 살펴보았다. 이후 FSI 해석을 통해 실린더의 눌림에 따라 장착된 펌핑 튜브의 내부의 유동 흐름을 살펴보았다. 실험을 통한 결과와 해석을 통한 결과는 전체 압력의 크기는 레귤레이터와 챔버의 유무에 의해 0.01 MPa 정도의 차이를 보였지만 사이클에 의한 압력의 증분은 0.001 MPa로 동일했다. 해석 1과 해석 2의 결과 비교 역시 전체 압력이 0.001 MPa의 차이가 나고 압력 증가는 0.001 MPa의 결과를 보임을 확인할 수 있었다.

다음으로 해석 모델에 가상의 밸브 시스템을 장착해 자가 팽창 타이어를 구현해 보았다. 내부의 공기압이 적정 공기압 이하로 낮아지는 경우 외부 공기압을 흡입하도록 설계된 가상 시스템이다. 이 시스템은 튜브 내부의 공기압에 따라 작동하는 압력 레귤레이터의 적정 범위 설정에 활용될 수 있다. 이를 실험 장비에 적용해 검증해 보고 실차 모델에 적용해 보다 효율적으로 시스템을 최적화할 수 있을 것으로 보여진다.

본 연구에서 만든 FSI 모델을 통해 추후 튜브의 형상 최적화에 활용할 수 있다. 응력 분석뿐 아니라 내부 유동역시 고려하였기 때문에 튜브의 형상에 따른 눌림량 변화, 이로 인한 튜브 내부의 압력 변화를 설계에 활용할 수 있을 것이다. 확정된 물성 정보에 따라 완전 압착이 보다 잘 이루어지는 최적의 형상을 도출하고, 완전 압착을 위해 필요한 최대 힘 및 이때 내부에 생기는 압력의 변화 등을 통해 최적의 튜브를 해석적으로 도출할 수 있을 것이라 생각된다.

후 기

본 논문은 산업통상자원부의 광역경제권거점기

관지원사업 과제 “프리미엄 고성능 차량용 고안전 UHP 타이어 개발”의 지원을 받아 연구되었습니다.

References

- 1) S. J. Hong and H. G. Lee, “An Experimental Study of Tire Safety & Economical Efficiency with Respect to Inflation Pressure,” Transactions of KSAE, Vol.18, No.1, pp.8-13, 2010.
- 2) W. Choi, K. H. Kim, Y. S. Won and W. J. Lee, “Aerodynamic Design and Analysis on 1600kW Class Propeller Blade,” Journal of Fluid Machinery, Vol.15, No.3, pp.19-24, 2012.
- 3) J. H. Shin, S. H. Lee and J. H. Lee, “Stress Based Node Refill Model for Lattice-boltzmann Method on Fluid-structure Interaction Problems,” Journal of Fluid Machinery, Vol.15, No.3, pp.12-18, 2012.
- 4) G. C. Everstine, “Transient Fluid-structure Interaction Using Finite Elements,” The American Society of Mechanical Engineers, PVP, Vol.310, pp.77-84, 1995.
- 5) D. C. Wiggert and A. S. Tijsseling, “Fluid Transients and Fluid-structure Interaction in Flexible Liquid-filled Piping,” ASME, Appl. Mech. Rev., Vol.54, No.5, pp.455-481, 2001.
- 6) P. L. Tallec and J. Mouro, “Fluid Structure Interaction with Large Structural Displacements,” Comput. Methods. Appl. Mech. Engrg., Vol.190, Issues 24-25, pp.3039-3067, 2001.
- 7) C. S. W. Lavooij and A. S. Tijsseling, “Fluid-structure Interaction in Liquid-filled Piping Systems,” Journal of Fluids and Structures, Vol.5, pp.573-595, 1991.
- 8) M. Pavan, N. V. S. Varun, B. Purushotham and N. R. Swaminathan, “Peristaltic Pumping of a Fluid of Variable Viscosity in a Non Uniform Tube/Channel with Permeable Wall,” Advanced Materials Research, Vol.433-440, pp.331-338, 2012.