

진공배력장치 출력특성에 대한 연구 A Study on the Output Characteristic of Vacuum Booster

이 춘 태
C. T. Lee

(접수일 : 2009년 8월 17일, 수정일 : 2009년 10월 9일, 채택확정 : 2009년 10월 19일)

Key Words : Vacuum(진공), Booster(배력장치), Pedal Force(페달압력), Reaction Disk(반력디스크)

Abstract : In the present study, we proposed a simulation model of vacuum booster with AMESIM software to predict the output characteristic. And we performed the sensitivity analysis of output characteristic with main design parameters, such as diaphragm diameter. All of these parameters are main design parameters in the procedure of vacuum booster design. The simulation results of this paper offer qualitative information of vacuum booster output. Therefore, the simulation results of this paper will be used effectively for the design procedure of vacuum booster in the industrial field.

1. 서 론

진공배력장치는 진공부스터(vacuum booster) 또는 마스터백(mastervac)이라고도 하며 차량의 클러치 또는 제동장치에 장착된다. 엔진의 흡기다기관(intake manifold)에서 발생하는 진공을 이용하여 운전자의 페달압력을 감소시킴으로서 운전자의 반복적인 페달 조작에 의한 피로를 경감시켜 주는 장치이다. 흡기다기관의 부압은 일반적으로 500~600mmHg 정도이다. 그러므로 큰 배력을 얻기 위해서는 다이어프램의 면적이 넓어야 하고 충분한 다이어프램의 운동공간을 필요로 한다. 그러나 다이어프램의 직경이 증가하면 대기(air)의 충전과 방출에 긴 시간이 소요되어 응답성이 감소하는 단점이 있다. 이러한 진공배력장치의 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 그림에서와 같이 다이어프램은 진공실(vacuum chamber)과 가변압력실(variable pressure chamber)을 분리한다. 진공배력장치의 작동 시, 항상 진공이 작동하는 공간을 진공실이라 하고, 푸시로드의 움직임에 따라 대기압 또는 진공이 선택적으로 작용하는 공간을 가변압력실이라고 한다¹⁾. 진공배력장치에 관한 기존의 연구는, 장치 자체의 특성에 대한

연구 보다는 차량에서의 기본적인 출력특성을 주로 다루었다²⁻⁴⁾. 최근, 진공배력장치 자체의 특성에 대한 연구가 제시되었지만 출력특성에 대한 정적해석만 수행되었고, 동적해석 및 설계변수에 따른 출력 특성 변화 등은 제시하지 않았다⁵⁾. 따라서, 본 논문에서는 이러한 진공배력장치의 출력특성 해석을 위한 동적 해석모델을 제시하고, 주요 설계변수가 출력특성에 미치는 영향에 대하여 연구하였다. 이를 바탕으로 진공배력장치의 설계 시 설계변수의 범위를 합리적으로 정할 수 있는 기초 자료를 제시하였다.

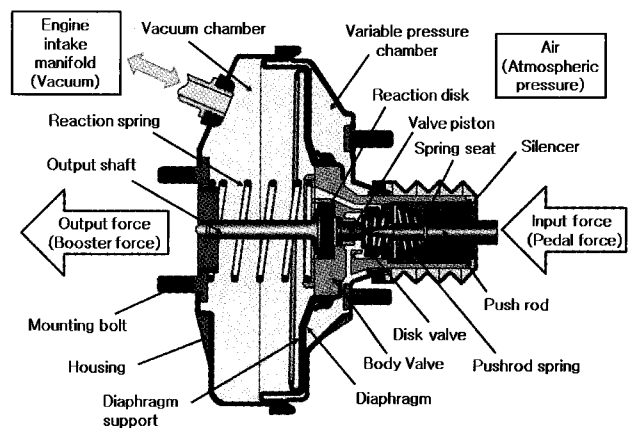


Fig. 1 General configuration of vacuum booster

이춘태(책임저자) : 신라대학교 자동차기계공학과
E-mail : charity@silla.ac.kr, Tel : 051-999-5468

2. 출력특성 및 진공배력비 계산

2.1 진공배력장치의 출력특성

진공배력장치의 작동원리를 설명하기 위한 특성곡선을 Fig. 2에 나타내었다. 특성곡선은 진공배력장치로 입력되는 힘과 출력되는 힘 사이의 관계를 나타내는 선도로서 그림에서 ①은 운전자에 의해 페달압력이 가해지지 않은 초기 위치를 나타낸다. ②는 페달압력이 가해지지만 출력이 발생하지 않는 임계부하(threshold load)를 나타낸다. 이 힘은 주로 푸시로드를 지지하고 있는 푸시로드 스프링의 반력에 의하여 결정된다. ③은 페달압력이 증가하지 않아도 순간적으로 출력이 증가하는 영역으로 점핑력(jumping force)이라고 한다. 이 힘은 푸시로드와 반력디스크(reaction disk)가 순간적으로 접촉하여 발생한다. ③과 ④ 사이의 영역은 진공에 의해 배력이 형성되는 배력구간(servo assist)으로 이 부분의 기울기를 진공배력비(boosting ratio)라고 한다. 특히, ④점을 전 부하점(knee point)이라 하고, 진공압력 등에 의하여 결정된다. 그리고, ④와 ⑤ 사이의 영역은 진공에 의한 배력작용이 끝나고 페달압력에 비례한 출력이 발생하는 영역이다.

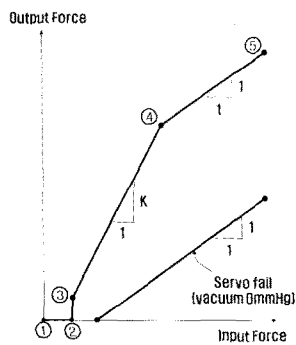
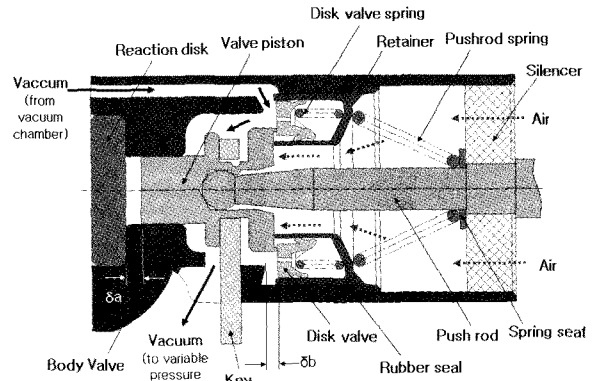
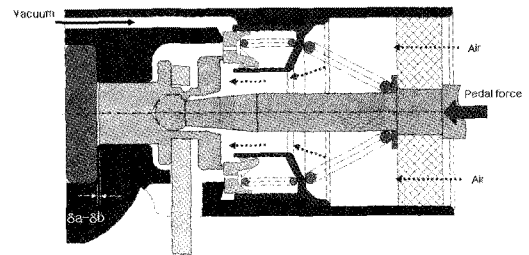


Fig. 2 Output characteristic curve of vacuum booster

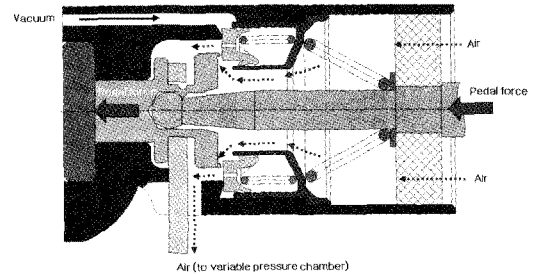
진공배력장치의 작동원리를 설명하기 위한 상세구조와 작동원리를 Fig. 3에 나타내었다. 그림 Fig. 3의 (a)는 페달압력이 가해지지 않은 진공배력장치의 초기 위치를 나타낸다. 그림에서와 같이, 푸시로드를 푸시로드 스프링에 의해 뒤로 밀린 상태가 되며 이로 인하여 밸브피스톤(valve piston)과 디스크 밸브(disk valve)가 접촉해 대기압이 차단되고, 진공실의 진공압력은 가변압력실까지 전달되어 진공실과 가변압력실은 동일한 진공압력이 되어 진공에 의한 배력은 발생하지 않는 상태이다.



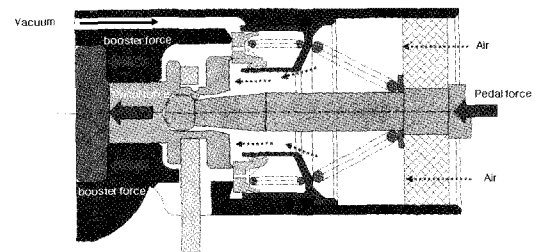
(a) Position ① of Fig. 2



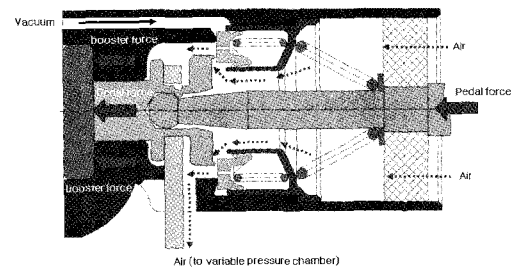
(b-1) Range ①-② of Fig. 2



(b-2) Range ①-② of Fig. 2



(c) Range ②-③ of Fig. 2



(d) Range ③-⑤ of Fig. 2

Fig. 3 Detailed configuration and operating principles of vacuum booster

페달에 힘이 가해져 푸시로드가 전진($\delta a - \delta b$)하면 Fig. 3의 (b-1)처럼 디스크밸브는 바디밸브에 부딪히게 되어 진공실로 부터의 진공압력과 대기로 부터의 대기압이 모두 차단되는 상태가 된다. 이후 푸시로드가 조금 더 전진하게 되면 Fig. 3의 (b-2)처럼 밸브피스톤이 반력디스크에 접촉하게 된다. 이와 함께 밸브피스톤과 디스크밸브 사이에 통로가 형성되고 이 통로를 통하여 대기압이 가변압력실로 일부 유입되게 된다. 이 구간은 푸시로드가 반력디스크에 닿기 전의 영역이므로 진공배력장치의 출력은 없는 구간이다. 점핑구간에서의 작동은 Fig. 3의 (c)와 같이, 가변압력실로 유입된 약간의 대기압은 다이어프램에 작용하고, 이로 인하여 다이어프램과 연결된 바디밸브(body valve)가 힘을 받아 반력디스크를 누르게 되어 반력디스크는 변형하게 된다. 반력디스크의 변형에 의해 밸브피스톤이 순간적으로 뒤로 밀리게 되고 이로 인하여 대기압 통로는 순간적으로 닫히게 된다. 배력구간에서의 작용은 Fig. 3의 (d)와 같이 푸시로드에 가해지는 힘이 증가하면 푸시로드는 반력디스크를 점차 누르게 되고 대기압 통로는 다시 점차 열리게 된다. 이로 인하여 유입된 대기압은 가변압력실의 다이어프램에 작용하게 되어 진공과 대기압의 압력차에 의한 힘이 페달답력과 함께 반력디스크에 작용하게 된다. 이후, 가변압력실의 압력이 완전히 대기압이 되면(Fig. 2의 ④) 진공에 의한 배압은 더 이상 없고 증가된 페달답력에만 비례하여 출력이 증가하게 된다.

2.2 진공배력비 계산

앞에서 설명한 진공배력비 K 를 정의하기 위한 그림을 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서와 같이 진공배력비 K 는 마스터실린더에 작용하는 진공배력장치 출력 F_{output} 에 대한 운전자 페달답력 F_p 에 의해 푸시로드에 가해지는 힘 F_{input} 의 비로서 정의한다.

$$F_{input} = F_p \cdot l_p \cdot \eta_p$$

$$F_{output} = F_{assist} + F_{input}$$

$$K = \frac{F_{output}}{F_{input}} = \frac{F_{assist} + F_{input}}{F_{input}} = 1 + \frac{F_{assist}}{F_{input}} \quad (1)$$

여기서, l_p 는 페달의 지렛대비, η_p 는 페달의 기계 효율, F_{assist} 는 유효진공배력을 나타낸다. 또한 다이어프램의 직경을 D_d , 반력디스크와 접하고 있는 밸브피스톤의 직경을 D_p 라고 하면 유효진공압력 P_B 가 작용하는 유효단면적 A_B 는 다음과 같이 주어진다.

$$A_B = \frac{\pi}{4}(D_d^2 - D_p^2) \quad (2)$$

따라서 유효진공배력 F_{assist} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{assist} = F_{vacuum} - F_{spring} = A_B P_B - F_{spring} \quad (3)$$

여기서, F_{vacuum} 은 진공에 의해 발생한 배력, F_{spring} 은 반력스프링 힘을 나타낸다. 제동장치의 경우 중대형 차량은 8~9배, 소형 차량은 4~5배의 진공배력비를 가지도록 설계하고 있다. 하지만 제동장치에서 사용하는 이러한 높은 배력비는 낮은 페달답력으로 높은 작동력을 나타내어 평소에는 유리하지만 장치가 고장인 경우는 운전자의 페달답력이 충분하지 못하여 사고의 위험이 높은 단점이 있다. 참고로 유압라인에서 발생하는 압력 P_l 은 다음과 같이 배력비 K 를 고려하여 계산한다.

$$F_{output} = F_{input} \cdot K = P_l \cdot A_{mc}$$

$$P_l = \frac{F_{input} \cdot K}{A_{mc}} \quad (4)$$

여기서, A_{mc} 는 마스터실린더의 단면적이다.

또한, 진공배력장치에서 발생하는 모든 힘은 반력디스크를 통하여 전달된다. 따라서 반력디스크에 작용하는 힘들을 Fig. 5에 나타내었다. 여기서, 고무재질의 반력디스크는 가압된 유압유체(pressurized hydraulic fluid)와 같이 거동한다고 가정하면 유효진공배력 F_{assist} 에 의한 힘은 반력디스크의 단면적 $A_2 (= \pi D_o^2/4)$ 와 반력디스크와 접하고 있는 밸브피스톤 단면적 $A_1 (= \pi D_p^2/4)$ 의 차에 해당하는 단면적에 가해진다. 그러므로 반력디스크 내부에서 발생하는 압력 P_r 은 반력디스크와 접촉하고 있는 모든 표면에 동일하게 작용하므로 다음과 같이 표현 할 수 있다.

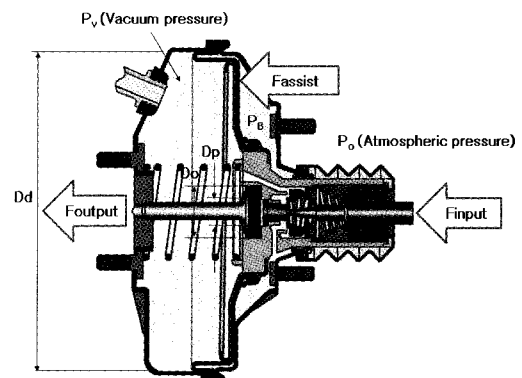


Fig. 4 Boosting ratio of vacuum booster

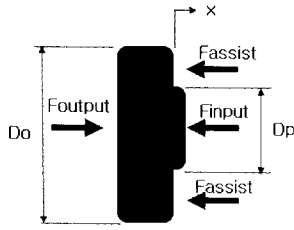


Fig. 5 Free body diagram of reaction disk

$$P_r = \frac{F_{assist}}{A_2 - A_1} = \frac{F_{input}}{A_1} = \frac{F_{output}}{A_2} \quad (5)$$

따라서 식(1)과 (5)로부터 진공배력비 K는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$K = 1 + \frac{F_{assist}}{F_{input}} = 1 + \frac{(A_2 - A_1)}{A_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (6)$$

여기서, 진공배력비 K는 반력디스크 단면적에 대한 반력디스크와 접촉하고 있는 밸브피스톤 단면적 이 비와 동일하다는 것을 알 수 있다.

3. 성능 해석모델

진공배력장치의 동특성 해석을 위한 해석 모델을 Fig. 6에 나타내었다. 해석모델은 유공압시스템 전용해석 소프트웨어인 AMESIM을 이용하여 구성하였다. 그림에서와 같이 다이어프램에 작용하는 진공과 대기압은 실린더 양단에 공기압 라이브러리(library)를 이용하여 구성하였다. 가변압력실의 압력을 결정하는 대기압과 진공압력이 흘러들어 오는 공기통로 개도(opening rate)는 가변오리피스(variable orifice)를 사용하여 구성하였으며, 가변오리피스의 개도는 푸시로드의 운동에 따라 결정되도록 구성하였다. 가변압력실의 진공압력은 0.5barA로 설정하였다. 가변오리피스에 의해 결정된 가변압력실 압력에 의한 힘(F_{assist})은 실린더로 모델링한 다이어프램으로 전해지고, 이 힘은 다이어프램에 설치된 반력스프링의 힘을 이기고 다이어프램을 움직이게 된다. 즉, 가변압력실의 압력에 의한 힘과 리턴스프링 힘과의 차이가 최종적으로 배력(F_{assist})으로 출력하게 된다. 반력디스크는 배력장치에서 발생한 힘(F_{input} , F_{assist})을 출력축에 전달하여 출력힘(F_{output})을 발생시키며, 마스터실린더에 최종적으로 전달하는 전달자(transformer)의 역할을 한다. 이러한 기능을 수행하기 위하여 반력디스크는 고무재질

을 사용한다. 고무의 특성을 공학적으로 모델링하는 방법은 여러 가지가 있지만 본 논문에서는, 실린더와 체적 그리고 표면이 움직이는 바디(moving body), 탄성부재를 이용하여 모델링하였다. 그리고 아래 Table 1에 해석에 사용한 주요 물성치를 나타내었다.

4. 진공배력장치 특성 해석결과

4.1. 기본 성능특성

해석 모델을 이용한 진공배력장치의 특성곡선 해석결과를 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서와 같이 진공배력비 K는 5.29 정도이며 685N의 입력에서, 3,544N의 출력(knee point)을 나타내었다. 또한 입력력초기에 점핑특성과 임계부하 특성이 잘 나타남을 알 수 있다.

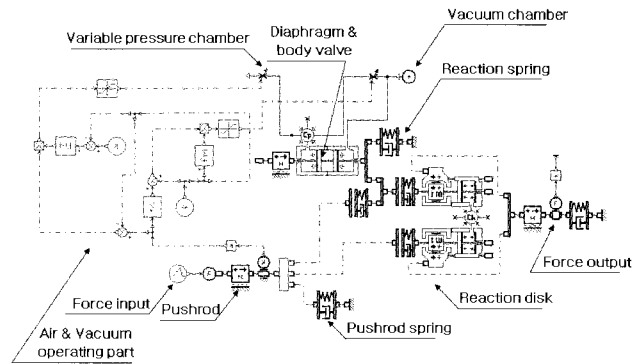


Fig. 6 Simulation model of vacuum booster

Table 1 Simulation parameters

no	parameter	value
1	Input force	0~1,000 N
2	Diameter of diaphragm	280 mm
3	Outer diameter of reaction disk	23 mm
4	Inner diameter of reaction disk	10 mm
5	Air orifice area at maximum opening	52 mm ²
6	Vacuum orifice area at maximum opening	20 mm ²
7	Reaction spring rate	8 N/mm
8	Oil density	850 kg/m ³
9	Oil bulk modulus	17,000 bar
10	Oil temperature	40 degC
11	Gas specific heat ratio	1.4
12	Gas perfect gas constant	287 J/kg/K
13	Gas absolute viscosity	0.0182 cP

4.2. 작동시간에 따른 출력특성 해석

앞에서 설명한 Fig. 7의 출력특성은 푸시로드의 작동 시간을 10초로 하여 해석을 수행한 결과이다. 하지만 실제 작동 시, 동작 시간은 매우 짧으며 짧은 작동시간에 의해 충분한 진공이 만들어지지 못하는 등의 문제가 있을 수 있다. 따라서 이러한 특성을 고려하여 작동시간에 따른 출력특성을 해석한 결과를 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서와 같이 작동시간이 짧아짐에 따라 가변압력실의 개도가 완전히 열렸음에도 불구하고, 디스크 밸브와 밸브피스톤에 의해 만들어지는 좁은 공기통로를 통하여 외부의 공기가 유입되기 때문에 압력상승이 충분히 이루어지지 못하고 작동 후에도 계속적으로 압력이 상승하고 있음을 알 수 있다. 이로 인하여 Fig. 9와 같이 작동시간에 따른 출력특성 저하가 약 8.3%로 나타났다.

4.3 다이어프램 직경변화에 따른 출력특성 해석

다이어프램은 배력장치의 배력을 결정하는 중요 부품이다. Fig. 10에서와 같이 다이어프램의 직경이 증가(16.6%)함에 따라 전 부하점이 29.5% 증가하였다. 따라서 설계사양에 적절한 출력을 얻기 위해서는 다이어프램 직경변화에 따른 출력변화를 확인하여야 함을 알 수 있다.

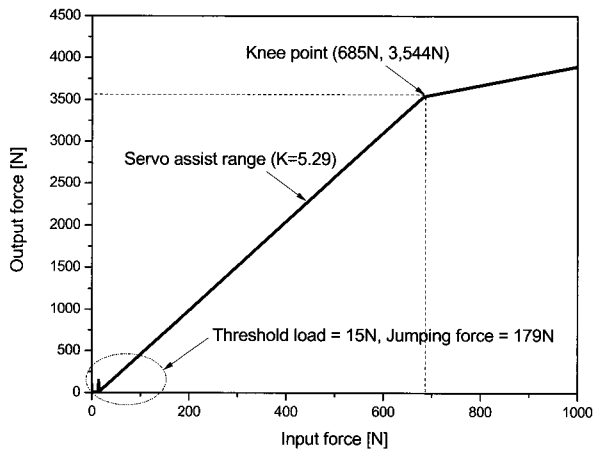
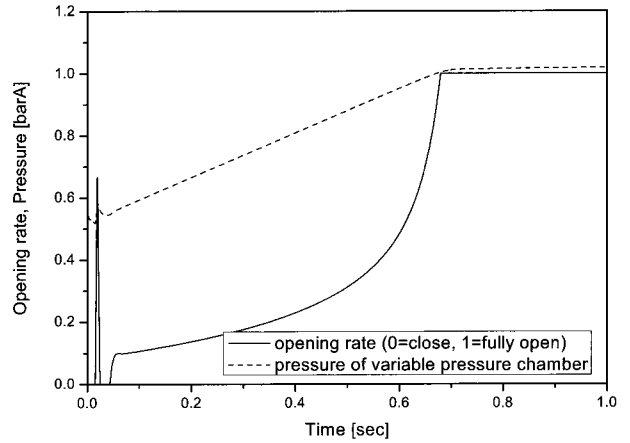


Fig. 7 Simulation result for Characteristic curve of vacuum booster

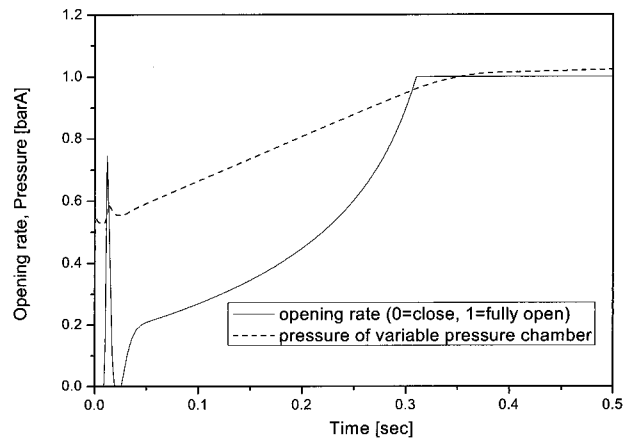
4.4 반력디스크 직경변화에 따른 출력특성 해석

반력디스크 역시 배력장치의 출력을 결정하는 핵심부품이다. 따라서 반력디스크의 내, 외경비에 따른 출력특성은 Fig. 11에서와 같이 배력비 K와 전 부하점의 위치에 큰 영향을 미친다. 그림에서와 같

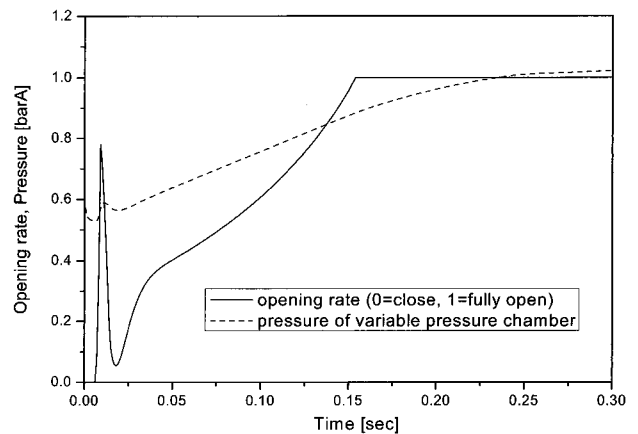
이, 직경비가 작아지면(내경 감소) 배력비는 증가하고, 전 부하점은 작아지므로 적절한 배력비와 전 부하점을 유지하기 위해서는 다이어프램의 직경과 반력디스크 직경비도 함께 고려해야 함을 알 수 있다.



(a) Operating time = 1sec



(b) Operating time = 0.5sec



(c) Operating time = 0.3sec

Fig. 8 Variations of pressure and opening rate of variable pressure chamber according to the operating time

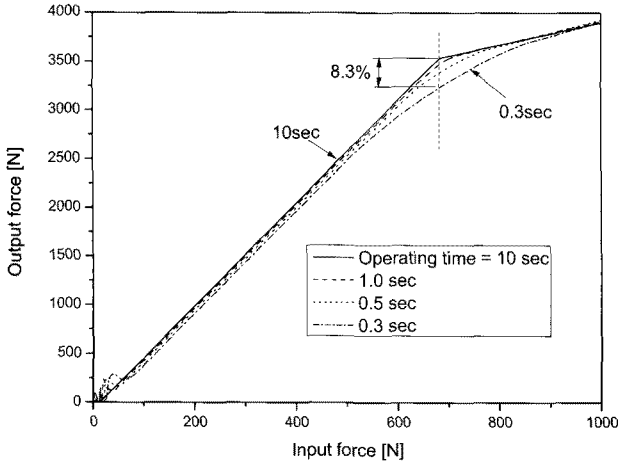


Fig. 9 Comparison of characteristic curve according to the operating time variations

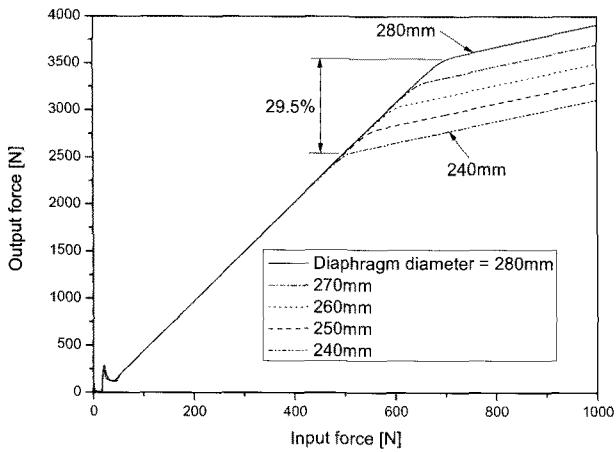


Fig. 10 Comparison of characteristic curve according to the diaphragm diameter variations

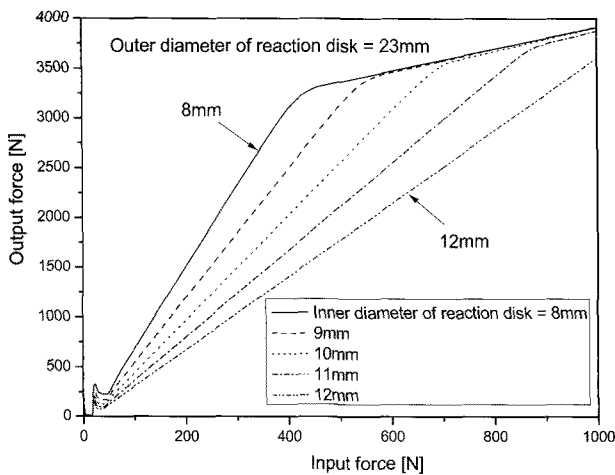


Fig. 11 Comparison of characteristic curve according to the reaction disk diameter variations

4.5 진공압력 변화에 따른 출력특성 해석
일반적으로, 엔진 흡기배기관의 진공압력은

0.5~0.6 barA이며 이러한 진공압력 변화에 대한 출력특성 변화를 Fig. 12에 나타내었다. 그림에서와 같이 진공압력이 0.5에서 0.6barA로 변화 시켰을 때 전 부하점이 21%정도 변화함을 알 수 있다.

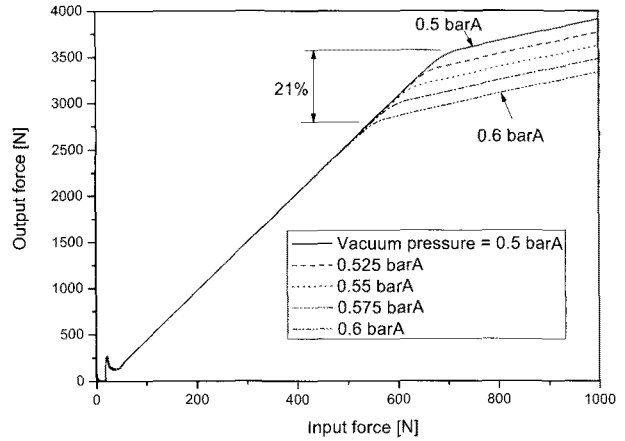


Fig. 12 Comparison of characteristic curve according to the vacuum pressure variations

5. 결 론

진공배력장치의 출력 특성에 대한 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 작동시간이 짧아짐에 따라 가변압력실의 개도가 완전히 열렸음에도 불구하고, 디스크 밸브와 밸브피스톤에 의해 만들어지는 좁은 공기통로를 통하여 외부의 공기가 유입되기 때문에 압력상승이 충분히 이루어지지 못하고 작동 후에도 계속적으로 압력이 상승하고 있음을 알 수 있다.

2) 다이어프램의 직경이 증가함에 따라 전 부하점이 증가하였다.

3) 반력디스크의 내, 외경비에 따른 출력특성은 배력비 K와 전 부하점의 위치에 영향을 미친다. 직경비가 작아지면 배력비는 증가하고, 전 부하점은 작아진다.

4) 진공압력이 낮아지면 전 부하점도 감소함을 알 수 있었다.

참고문헌

1. Rudolf Limpert, 1992, "Brake Design and Safety", SAE.
2. 김종일 외 2인, 2005, "제동감 향상과 원가절감을 위한 신개념 제동장치 개발", 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp. 836~841.

3. 정성필 외 5인, 2006, "브레이크 시스템 설계 프로그램 개발", 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp. 910~915.
4. 이재문 외 4인, 2009, "승용 차량의 제동 성능 예측 프로그램 개발", 한국자동차공학회 부문종합 학술대회, pp. 624~629.
5. 이명섭 외 3인, 2009, "승용차용 클러치 진공부스터의 개발 : 정역학 해석 및 제품개발", 한국자동차공학회 부문종합 학술대회, pp. 830~835.