

트럭 캡 틸팅 시스템의 성능 향상을 위한 전용 제어 밸브의 개발

박성환*, 이진걸**

The Development of Exclusive Control Valve for Improving the Performance of Truck Cab Tilting System

Sung-Hwan Park* and Jin-Kul Lee**

ABSTRACT

In this paper, the development of exclusive control valve for improving the performance of truck cab tilting system is discussed. Cab tilting system is implemented to the heavy truck for the convenience of driver. However when tilting up or down, sudden swing of cab has brought discredit on user. To improve this phenomena it is inevitable to use counter balance valve. But because of high pressure and low flow characteristic, general counter balance valve is unsuitable to cab tilting system.

Therefore, this paper presents the development of exclusive return pressure control valve which prevents sudden swing of cab and verify the validity of design through the computer simulation.

Key Words : Cab Tilting System(캡 틸팅 시스템), Hydraulic system(유압 시스템), Heavy Truck(대형 트럭), Counter balance valve(카운터 밸런스 밸브)

1. 서론

트럭의 수요 증가와 더불어 기존에 많이 판매되었던 트럭은 캡(cab)을 힌지(hinge)와 스프링 반력을 이용하여 수동으로 상승 시켜 정비 및 점검을 행하여 왔다. 한편, 최근에 시판되고 있는 트럭은 차량의 정비와 점검시 캡을 유압 시스템을 이용하여 상승 및 하강시키며, 또 주행시에는 캡으로 전달되는 주행진동 및 충격을 최대한으로 흡수하는 전동 유압 캡 틸팅 시스템이 장착되어 운전자의 승차감 및 편의성 향상을 추구하고 있다.⁽²⁾⁽³⁾ 그러나 캡 틸팅

시스템은 캡을 상승 및 하강시킬 때 캡의 무게중심의 이동 때문에 캡이 급회전 하는 구간이 존재하여 운전자에게 불안감을 유발하고 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위한 방안으로 저자는 카운터 밸런스 밸브를 사용한 개선된 캡 틸팅 시스템의 유압 회로⁽¹⁾를 제안하였으나, 캡 틸팅 시스템을 구성하는 유압 회로의 특수성과 생산성 및 가격 경쟁력을 고려할 때 구조가 간단한 전용의 배압 유지용 제어 밸브의 개발이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 트럭 캡 틸팅 시스템의 작동 성능 향상을 위하여 회로의 특성에 부합하며

* 東京工業大学 大学院 理工学研究科 및 부산대학교 기계기술연구소
** 부산대학교 기계공학부 및 부산대학교 기계기술연구소

구조가 간단한 캡 틸팅 시스템 전용의 정속 제어 밸브를 개발하고, 설계의 타당성을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 입증하였다.

2. 캡 틸팅 시스템의 구성 및 작동의 문제점

Fig.1은 캡 틸팅 시스템의 개략적인 구성도를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 캡 틸팅 시스템은 유압을 발생시키는 DC 모터 구동의 파워 유니트와 비상시에 사용하는 수동 펌프, 캡의 작동 방향을 조절하는 수동밸브, 캡 틸팅용 액츄에이터와 차량 주행시 서스펜션(suspension)의 역할을 동시에 하는 편로드 실린더 및 이중 구조의 힌지(hinge)로 구성된 틸팅 브라켓(bracket)으로 구성되어 있다.

Fig.2는 캡 틸팅 시스템의 유압 회로도를 나타낸다. 그림에 나타낸 캡 틸팅 시스템의 유압 파워 장치는 정격 토출 압력이 $210[\text{kg}/\text{cm}^2]$, 이론 배제 용적 $0.109 [\text{cm}^3/\text{rev}]$ 인 고정 실린더 방식의 레이디얼 피스톤 펌프를 사용하고 있다. 차량용 배터리로부터 전원을 공급받아 펌프의 구동에 사용되는 DC 모터는 정격 회전수 $3800 \pm 300[\text{rpm}]$ 이며 정격 전류는 $22[\text{A}]$ 이다. 한편, 전동 유압 시스템의 고장시에 사용되는 수동 펌프는 이론 배제 용적이 $4.22 [\text{cm}^3/\text{stroke}]$ 이다. 캡 틸팅 시스템의 액츄에이터로 사용되는 편로드 실린더는 캡을 틸팅 하지 않는 주행시에 캡으로 전달되는 주행 진동 및 충격을 흡수하는 서스펜션(suspension)의 역할을 하기 위하여⁽⁴⁾ 블랭크 앤드 포트(blank end port) 측을 확관하여 일부의 작동유가 피스톤과 실린더 튜브 사이로 상하 이동이 가능하게 설계되어 있으므로 실린더의 블랭크 앤드 포트 근방에서는 로스트 모션(lost motion)이 존재한다. 실린더 헤드 측에 압유를 공급하고 실린더 로드 측의 기름을 귀환하는 복동 회로로는 서스펜션의 역할을 위한 이러한 로스트 모션 때문에 작동 초기에 캡의 상승이 불가능하다. 따라서 캡 틸팅 시스템의 유압회로는 캡을 원활하게 상승시키고 캡의 상승 시간을 최소화하기 위하여 수동밸브를 작동하면 압유가 실린더의 헤드 측과 로드 측에 동시에 공급되고, 편로드 실린더의 수압 면적의 차이로 실린더 로드가 상승하면서 실린더 로드 측에서 귀환되는 기름은 다시 실린더 헤드 측으로 공급되는 차동 회로로 작동 되도록 설계되어 있다.⁽⁵⁾

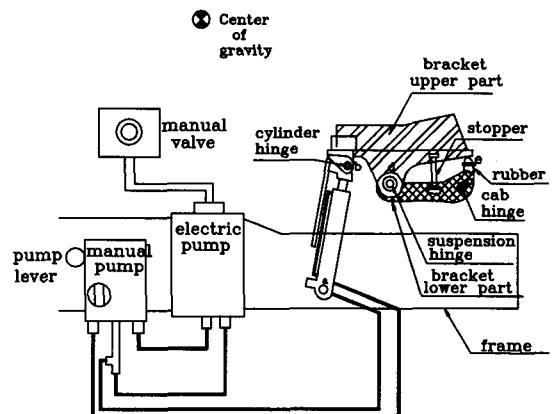


Fig. 1 Schematic diagram of the cab tilting system

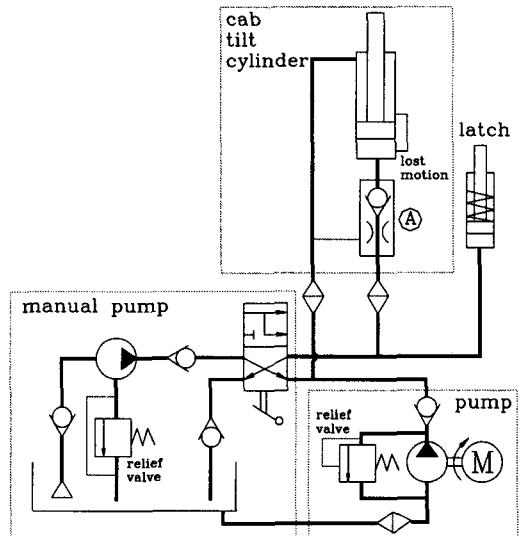


Fig. 2 Hydraulic circuit of the cab tilting system

한편, 캡의 하강시에는 실린더 로드 측으로 압유를 공급하면 실린더 헤드 측의 기름이 파일럿 작동형 체크밸브를 통과하여 배암을 유지하면서 귀환하는 형태로 설계되어 있다. 이 편로드 실린더의 스트로크는 $300[\text{mm}]$ 이며 실린더 튜브의 내경은 $35[\text{mm}]$, 실린더 로드의 지름은 $28[\text{mm}]$ 이다.

Fig.2에서 (A)로 표시된 파일럿 작동형 체크밸브(pilot operating check valve)는 실린더 헤드 측의 커버 부분에 설치되어 있으며 확대하여 나타내면 Fig.3과 같다. 그림에서 보는 바와 같이 파일럿 작

동형 체크밸브 내부에 설계되어 있는 오리피스의 역할은 캡이 하강할 때 실린더에서 빠져나가는 유량을 조절하여 자중에 의한 급하강을 방지하는 역할을 한다. 즉 캡의 하강은 펌프의 유량 공급으로 발생한 압력에 의해서만 가능하도록 설계되어 자중에 의한 비정속 하강 현상을 방지한다. 그러나 캡이 상승할 때는 이 오리피스가 아무런 역할을 하지 않으며, 오히려 심한 압력 강하 현상을 수반하여 시스템의 작동 최고 압력을 매우 높게 설정하지 않으면 안되게 설계되어 있다.

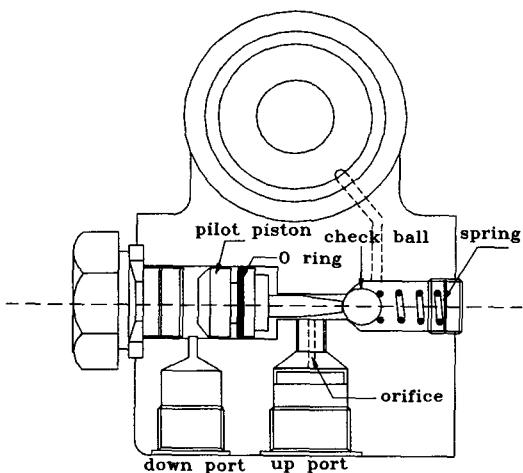


Fig. 3 Pilot operating check valve in the cab tilting system

Fig.1 및 Fig.2의 구조와 같이 설계된 캡 틸팅 시스템에서 캡이 상승하는 경우, 캡의 무게 중심은 Fig.1에 나타낸 바와 같이 차체의 프레임에 고정되어 있는 캡 힌지보다 훨씬 좌측에 위치하므로 브라켓 상단부(bracket upper part)와 브라켓 하단부(bracket lower part)는 그림과 같이 사이가 벌어진 상태에서 캡 힌지(cab hinge)를 중심으로 우측으로 회전한다. 그러나 캡의 무게 중심이 서스펜션 힌지(suspension hinge)의 상단 지점을 통과하는 순간부터는 캡의 무게 중심은 서스펜션 힌지를 중심으로 회전하게 된다. 이 때 브라켓 상단부의 우측 끝단이 서스펜션 힌지를 회전 중심으로 아래 방향으로 회전하여 그림에서 ⑥로 표시된 고무(rubber)에 닿으면 캡의 무게 중심은 다시 캡 힌지를 회전 중심으로 하여 회전하게 된다. 이와 같이 캡 틸팅 시스템은 캡 틸팅 브라켓의 이중 구조로 인하여 기구학

적으로 연속적인 틸팅이 불가능한 구조로 설계되어 있다.

Fig.4는 회전 중심의 변화에 따른 무게 중심의 이동 경로를 컴퓨터 시뮬레이션한 결과이다. 시뮬레이션 결과에 나타낸 바와 같이 회전 중심이 변화함으로 인하여 무게 중심의 회전 반경이 갑자기 짧아진다. 따라서 엑츄에이터인 유압 실린더에 인가되는 부하가 급격히 변동하게 된다. 이러한 부하의 급격한 변동은 압력의 변화를 수반하여 캡의 틸팅 속도가 일정하지 않는 현상이 발생함으로써 운전자에게 불안감을 유발한다.

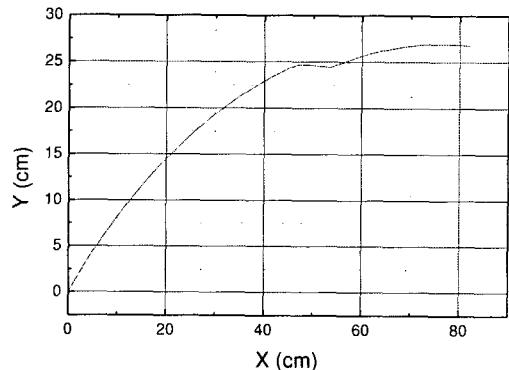


Fig. 4. Moving path of the center of gravity

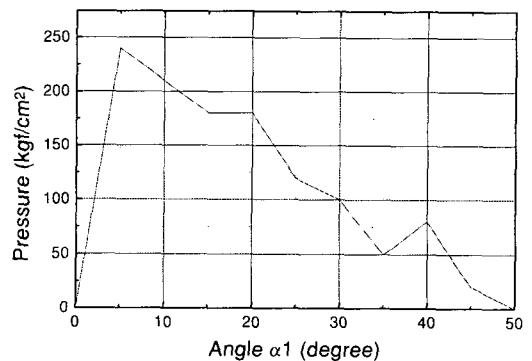


Fig. 5 Experimental result of pressure variation accordig to tilting angle

캡 틸팅 시스템의 틸팅 각도별 압력 변화의 실험 결과는 Fig.5와 같다. 그림에서 보는 바와 같이 캡의 틸팅-업 동작시에 $30^\circ \sim 35^\circ$ 구간에서 갑작스러운 압력 저하 현상이 발생하여 캡 틸팅 속도가 일정하지 않는 결과를 초래하고 있는 것을 알 수 있다. 그러나 Fig.5의 실험 결과는 캡 틸팅 시스템

이 장착된 트럭에서 실측한 결과이지만, 실험 환경의 제약으로 압력변환기가 아닌 부르돈관식 압력계 (bourdon pressure gage)를 사용하여 순간 순간 변화하는 압력을 캡 틸팅 각도가 5° 씩 변화 할 때마다 목측한 결과이므로 압력 변화의 전체적인 경향은 파악할 수 있으나 실험의 신뢰성이 떨어진다고 할 수 있다.

따라서 캡 틸팅 시스템의 틸팅 업-다운 정속 제어 전용 배압 유지 밸브를 개발하기 위하여 캡 틸팅 시스템의 틸팅 각도의 변화에 따른 압력 변화 상태를 컴퓨터 시뮬레이션한 결과를 Fig.6에 나타내었다. 캡 틸팅 브라켓의 이중 힌지 구조로 인하여 기하학적으로 캡 틸팅-업 동작시 $29.11^{\circ} \sim 33.61^{\circ}$ 구간에서 갑작스러운 압력 저하 및 음의 부하가 발생하고, 이로 인하여 캡이 급회전 하는 구간이 존재함으로써 운전자에게 불안감을 유발함을 컴퓨터 시뮬레이션 결과로부터 알 수 있다.

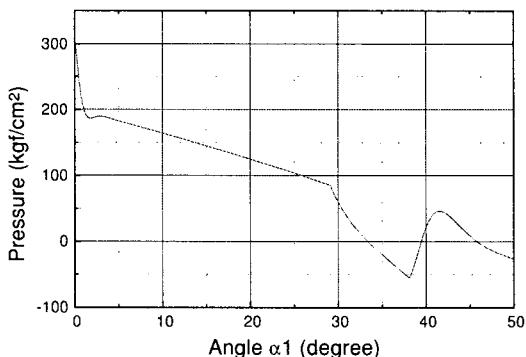


Fig. 6 Computer simulation result of pressure variation according to tilting angle

이와 같은 부하의 방향 변화에 따른 문제점을 해결 방안은 유압 실린더의 배압을 유지 하는 것이므로 저자는 이미 Fig.7과 같은 카운터 밸런스 밸브를 이용한 개선된 유압 회로⁽¹⁾를 제안한 바 있다.

3. 캡 틸팅 시스템 전용 배압 유지 밸브의 설계

캡 틸팅 시스템의 작동상의 문제점을 해결하여 정속 제어가 가능한 캡 틸팅 시스템을 구성하기 위해서는 Fig.7의 유압 회로와 같이 카운터 밸런스 밸브를 유압 실린더의 양측 포트에 설치하면 되므로 전문 메이커에서 생산 판매되고 있는 카운터 밸런스

스 밸브를 사용하는 것을 고려할 수 있다. 그러나 시판되고 있는 카운터 밸런스 밸브를 사용하기에는 다음과 같은 문제점이 있다.

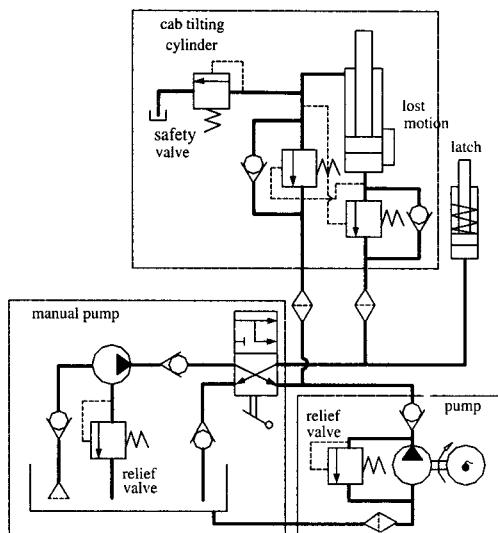


Fig. 7 The improved hydraulic circuit for the cab tilting system

첫 번째 문제점은 캡 틸팅 시스템에서 사용되고 있는 유압 회로의 구조이다. Fig.2에서 알 수 있듯이 캡이 상승하는 경우는 캡 틸팅 시스템은 차동회로로 작동되며, 캡이 하강하는 경우에는 일반적인 복동회로와 같은 형태로 작동된다. 따라서 캡의 상승의 경우에서와 하강의 경우에서의 유압 회로의 구조가 다르므로 이와 같은 특수한 작동 조건을 만족하는 카운터 밸런스 밸브는 시판되고 있지 않다.

두 번째 문제점은 정격 유량과 사용 압력의 문제이다. 캡 틸팅 시스템에서 사용 유량은 매우 적고, 사용 압력은 높게 설계되어 있다. 그러나 시판되고 있는 일반적인 카운터 밸런스 밸브는 정격 유량이 $40 \sim 120[\ell/\text{min}]$ 범위이며, 최대 사용 압력은 $210 \sim 250[\text{kgf}/\text{cm}^2]$ 범위로 캡 틸팅 시스템에서의 사용 범위와는 많은 차이가 있다.

가격 경쟁력 및 생산성은 고려하지 않더라도 이러한 두 가지의 문제점 때문에 캡 틸팅 시스템의 정속 제어에 필요한 전용 밸브의 개발이 불가피하다.

따라서 본 연구에서는 캡이 상승하는 경우에 유압 회로가 차동회로로 작동되더라도 카운터 밸런스

밸브로서의 정상 작동이 가능하고, 캡이 하강하는 경우에는 일반적인 복동회로로 작동되더라도 카운터 밸런스 밸브의 기능을 하며, 캡 틸팅 시스템의 사용 유량과 사용 압력의 조건을 만족하는 캡 틸팅 시스템 전용 카운터 밸런스 밸브를 개발하였다.⁽⁶⁾

캡 틸팅 시스템의 전용 제어 밸브의 개발에 있어서 핵심이 되는 배압 유지에 의한 정속 제어의 성능은 배압의 설정 범위에 따라 결정된다. 따라서 캡 틸팅 시스템에서는 Fig.6의 틸팅 각도에 따른 부하 압력 특성 선도에 나타낸 바와 같이 캡의 틸팅 각도 $29.11^\circ \sim 33.61^\circ$ 사이의 압력 변동 발생 구간에서 유압 실린더의 배압을 유지할 수 있는 회로를 구성하여, 유압 실린더에 인가되는 부하 압력을 일정하게 유지해야 한다.

본 연구에서 개발된 캡 틸팅 시스템의 정속 제어 전용 밸브의 배압 유지 설정 압력은 회전 중심의 급격한 변동으로 인하여 속도의 변화를 수반하는 캡의 틸팅 각도 $29.11^\circ \sim 33.61^\circ$ 바로 직전의 압력인 $110[\text{kg}/\text{cm}^2]$ 을 기준으로 설계하였다.

한편, 캡 틸팅 시스템의 정속 제어 전용 밸브는 실차에 장착되는 점을 고려할 때, 생산성 및 경제성 등의 실용적인 문제를 고려하여 설계되어야 한다. 기존의 카운터 밸런스 밸브의 구조는 볼(ball)이나 포핏(poppet)형식을 많이 사용하고 있으나, 캡 틸팅 시스템의 사용 압력이 높으므로 볼(ball)이나 포핏(poppet)을 사용하는 경우에는 아주 큰 스프링의 사용이 불가피하다. 따라서 크기가 작은 스프링으로 높은 압력을 가진 유로를 제어하기 위해서는 면적 차이가 있는 스팔(spool)의 압력 밸런스를 이용하는 것이 타당하다.

Fig.8은 면적차이가 있는 스팠의 압력 밸런스를 이용한 유로 제어 메카니즘을 나타낸다.

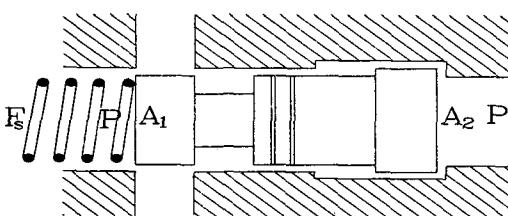


Fig. 8 Schematic diagram of spool and spring

그림에서 보는 바와 같이 스팠의 양단에 압력이 인가되지 않는 경우나 인가된 압력이 배압 유지 설

정 압력보다 낮은 경우에는 스팠이 유로를 막고 있는 형태로 설계되어 있으며, 스팠의 평형 상태는 배압 유지 설정 압력 $P[\text{kg}/\text{cm}^2]$ 에서 식(1)과 같은 평형 상태를 유지하도록 설계하였다. 또 스팠 양단의 면적관계는 식(2)와 같다.

$$F_s + P \cdot A_1 = P \cdot A_2 \quad (1)$$

$$A_1 < A_2 \quad (2)$$

여기서, F_s 는 스프링의 힘 [kg/cm]이고, P 는 스팠 양단에 걸리는 파일럿 압력 [kg/cm^2]이며, A_1, A_2 는 스팠 양쪽의 면적 [cm^2]이다.

한편, 유압 실린더에 인가되는 압력이 배압 유지 설정 압력을 초과하는 경우에는, 스팠 양단의 힘 관계가 식(3)과 같은 관계가 되어 스팠이 좌측으로 이동하여 유로가 개방된다. 따라서 항상 설정 압력 이상의 배압이 유지되는 기능을 한다.

$$F_s + P \cdot A_1 < P \cdot A_2 \quad (3)$$

Fig.9는 압력 밸런스를 이용한 스팠 작동형의 캡 틸팅 시스템의 정속 제어 전용 카운터 밸런스 밸브의 전체적인 개략도를 나타낸다.

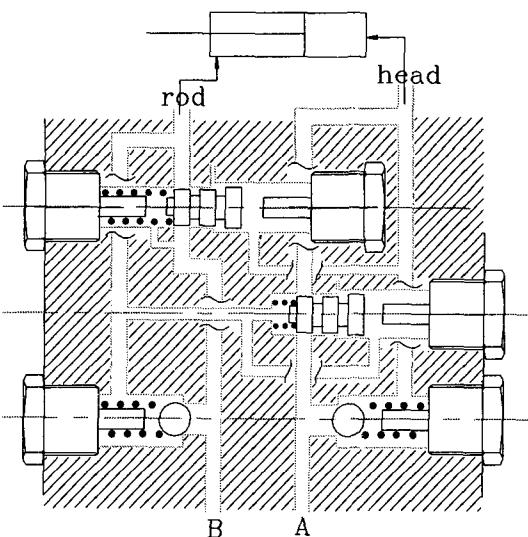


Fig. 9 Schematic diagram of developed exclusive control valve for cab tilting system

Fig.9에 나타낸 밸브에서 성능에 가장 큰 영향을 미치는 부분은 압력 밸런스에 의하여 작동되는 스플이다. 따라서 누유가 없이 원활한 작동을 하는 스플을 가공하기 위해서 스플 랜드(spool land)의 가공 오차를 재료의 열탄성 계수 등을 고려하여 1/100~2/100[mm]로 설계하였다. 또, 스플 지름과 스플 로드(spool rod) 지름 사이의 관계는 스플의 강도를 유지하기 위하여 스플 로드 지름이 스플 지름의 1/2보다는 더 크게 선정하였다. 한편, 스플 랜드(spool land)와 슬리브(sleeve)사이의 마찰을 줄이고 누유를 방지하기 위하여 라비린스 흄을 2개 설계하였으며, 작동의 신뢰성 보장을 위하여 스플 랜드에 2/100[mm]의 오버랩(overlap)을 설계에 포함하였다.⁽⁷⁾

4. 캡 틸팅 시스템 전용 배압 유지용 밸브의 장착 특성 및 성능 고찰

Fig.9에 나타낸 캡 틸팅 시스템 정속 제어 전용 밸브의 실차 장착 특성을 고찰하고, 설계상의 문제점을 파악하기 위하여 정속 제어 전용 밸브를 장착한 캡 틸팅 시스템의 동적 거동을 컴퓨터 시뮬레이션 한 결과를 Fig.12에서부터 Fig.16에 나타내었다.

먼저, 캡 틸팅 시스템의 정속 제어 전용 밸브의 설계 목표를 유압 회로의 관점에서 고찰하면 다음과 같다. Fig.10은 정속 제어 전용 밸브를 장착하기 전에 Fig.1과 같은 구조로 설계된 기존의 캡 틸팅 시스템에서 발생하는 유압 실린더에 인가되는 부하의 특성에 대한 시뮬레이션 결과이다. 그림에서 나타낸 바와 같이 약 18[s] 이후 구간에서 틸팅 브라켓의 이중 구조로 인하여 부하가 양과 음으로 심하게 변동하는 현상을 나타내고 있다. 결국 본 연구에서 개발된 정속 제어 전용 밸브는 약 18[s] 이후 구간에서 나타나는 이러한 부하 특성을 배압 유지를 통하여 음의 부하가 발생하지 않도록 개선하고자 하는 것이다.

한편, Fig.11과 같은 부하 조건에서 배압 유지에 의한 정속 제어 성능은 배압의 설정값에 따라 그 성능이 결정된다. 따라서 정속 성능 유지에 가장 적절한 배압의 설정을 위하여 정속 제어 전용 밸브를 장착하기 전에 기존의 캡 틸팅 시스템에서 발생하는 압력 변화 특성을 나타내는 Fig.6의 틸팅 각도에 따른 압력 특성 선도와 캡의 틸팅 시간에 따른 압력의 변화를 나타내는 Fig.10의 압력 특성 선도를

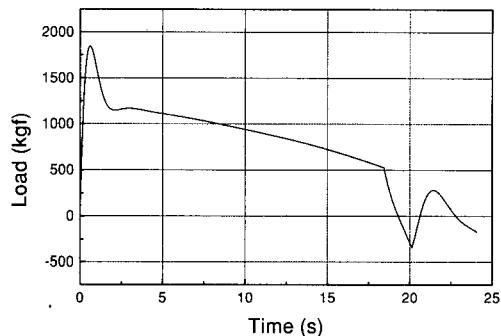


Fig. 10 Load applied to the cab tilting system

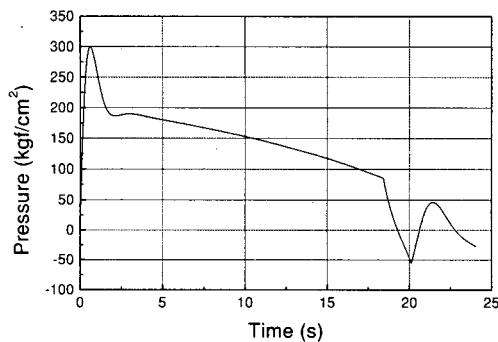


Fig. 11 Pressure characteristic in case of the cab tilt up

근거로 압력 변동 발생 구간인 캡의 틸팅 각도 29.11° ~ 33.61° 범위, 시간으로는 약 18[s] 이후 구간에서 유압 실린더의 배압을 유지할 수 있도록, 틸팅 각도 29.11° 직전의 압력인 110 [kg/cm²]을 정속 제어 전용 밸브의 배압 유지 설정 압력으로 선정하였다.

Fig.12와 Fig.13은 각각 캡 틸팅 시스템에 Fig.7에 나타낸 안전밸브(safety valve)⁽⁸⁾는 설치하지 않고, 개발된 정속 제어 전용 밸브만을 장착했을 때의 실린더의 헤드 측과 로드 측의 압력 변화를 시뮬레이션 한 결과이다. Fig.12의 결과에서 실린더 헤드 측의 압력은 릴리프 밸브의 설정 압력인 320[kg/cm²]까지 상승하며, 그 이상은 릴리프 밸브가 작동하고 있음을 나타낸다. 그러나 Fig.13의 결과에서는 압력이 최고 1200[kg/cm²]까지 상승하고 있으므로 폭발의 위험이 있어 사용할 수 없는 회로이다. 이러한 이상 고압의 발생은 캡 틸팅 시스템 유압 회로의 특수성에서 기인한 것이다. 즉, 캡의

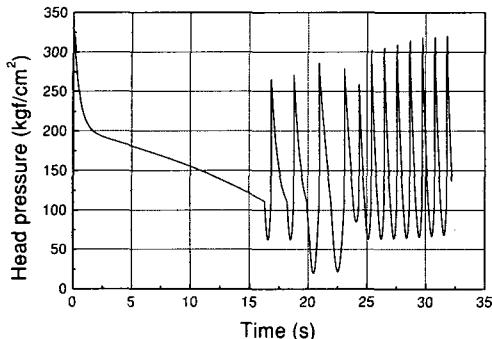


Fig. 12 Hydraulic cylinder head part pressure

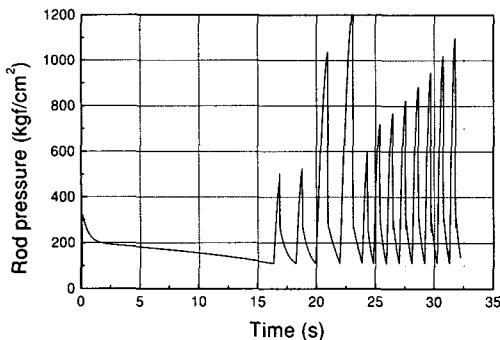


Fig. 13 Hydraulic cylinder rod part pressure

상승 작동시 Fig.9에 나타낸 정속 제어 전용 밸브의 좌측 상단의 스풀은 Fig.11에 나타낸 압력 110 [kgf/cm²]까지는 유로를 개방한 상태에서 작동되면서 전체 유압 회로는 차동회로로 작동된다. 이때 실린더 로드 측과 헤드 측의 압력은 차동회로이므로 같은 상태이다. 시간이 경과하여 실린더 내의 압력이 110 [kgf/cm²]보다 저하되면 Fig.9의 좌측 상단에 실린더 로드 측과 연결된 스풀이 유로를 폐쇄한다. 이때 이 스풀과 실린더 로드 측의 유압 라인은 펌프 상단에 설치된 릴리프 밸브와는 완전히 분리된 상태이기 때문에 Fig.13과 같이 실린더 로드 측의 압력이 스풀의 유로 폐쇄 직전 압력인 110 [kgf/cm²]에서부터 급격히 상승하며, 릴리프 되지는 않는다. 한편, 설정 배압 110 [kgf/cm²]에서 Fig.12에 나타낸 실린더 헤드 측의 압력은 실린더 로드 측 유로의 폐쇄로 공급되는 유량이 감소하여 순간적인 압력 강하 현상이 나타나지만, 로드 측의 유로가 폐쇄되어 있으므로 급속하게 압력을 회복한다. 압력이 회복되어 110 [kgf/cm²]를 초과하면 정속 제어 전용 밸브가 작동되어 실린더 로드 측의 유로가 개방되

므로, Fig.13에 피크(peak)로 나타나 있는 고압의 압유가 이 순간의 실린더 헤드 측 압유와 합류되면서 Fig.12의 110 [kgf/cm²] 이상에서 발생하고 있는 압력 피크를 발생시킨 후 일반적인 차동회로와 마찬가지로 실린더 로드의 변위에 따라 실린더 로드 측과 헤드 측의 압력이 동시에 서서히 저하하게 되며 이러한 현상이 계속 반복되고 있음을 알 수 있다. Fig.12와 Fig.13에 나타낸 압력이 110 [kgf/cm²]로 저하된 이후 구간에서 정속 제어 전용 밸브의 작동으로 발생하는 압력 피크의 하강 시간이 압력 상승 시간 보다 매우 길게 나타나는 것은 실린더 로드 측의 유로가 개방되어도 차동회로로 작동되므로 압력이 0으로 저하되는 것이 아니라 실린더 헤드 측과 로드 측의 평균 압력으로 저하되기 때문이다. 따라서 시스템의 안정적이고 안전한 작동을 위해서는 Fig.7에 나타낸 안전 밸브의 설치가 절대적으로 필요하다.

Fig.14와 Fig.15는 Fig.7에서 보는 바와 같이 각각 개발된 정속 제어 전용 밸브와 안전 밸브를 함께 장착한 캡 텔팅 시스템의 실린더 로드 측과 헤드 측의 압력을 나타낸다.

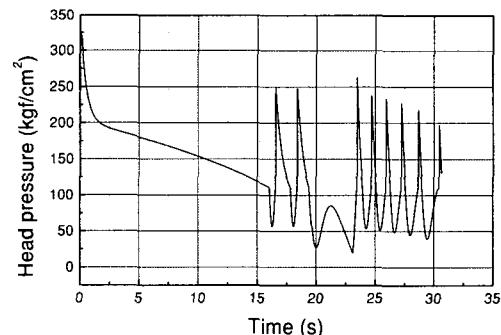


Fig. 14 Hydraulic cylinder head part pressure

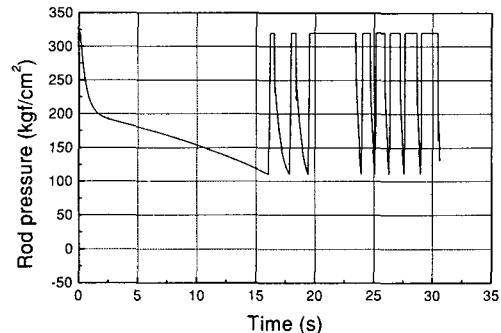


Fig. 15 Hydraulic cylinder rod part pressure

그림에서 알 수 있는 바와 같이 실린더 헤드 측의 압력 변화도 상당히 완화된 것을 알 수 있으며, 실린더 로드 측의 압력 또한 안전 밸브의 작동으로 안전 밸브의 설정 압력인 $320 [kg/cm^2]$ 이상은 상승하지 않음을 알 수 있다. 이러한 현상은 실린더 로드 측의 압력이 실린더 로드 측에 설치된 안전 밸브의 작동으로 $320 [kg/cm^2]$ 이상 상승하지 않으므로, 차동회로로 작동될 때 실린더 로드 측과 실린더 헤드 측 기름이 더해져 나타나는 평균 압력의 상승 폭이 둔화된 것을 나타낸다.

또, Fig.11과 비교해 볼 때 음의 압력도 발생하지 않고 있으므로 회전 중심의 이동으로 인한 압력 변화에 의한 속도 변화가 없는 정속 제어가 이루어지고 있음을 알 수 있다. 한편, 개발된 정속 제어 전용 밸브의 온-오프 작용으로 인하여 서지 현상 및 이로 인한 압력의 채터링(chattering) 현상이 심하게 나타나고 있으나 일반적으로 실제 유압 시스템에서의 서지 현상은 밸런스형 밸브(balance type valve)의 경우, 작동 압력의 20% 내외로 발생하는 것으로 알려져 있다⁽⁶⁾. 따라서 작동 압력의 범위가 $110 [kg/cm^2]$ 부근인 정속 제어 전용 밸브의 경우 계산적으로 나타난 서지 현상은 매우 크지만, 실제로 밸브를 사용하면 응답지연이 필연적으로 존재하며, 기계 시스템인 캡 틸팅 시스템도 저주파 통과 필터의 역할을 하기 때문에 실제 적용에 있어서는 큰 문제가 되지 않을 것으로 사료된다.

Fig.16은 Fig.14와 Fig.15의 압력으로 작동되는 유압 실린더의 변위를 시뮬레이션 한 결과로서 개발된 정속 제어 전용 밸브의 성능을 확인하기 위하여 기존의 캡 틸팅 시스템의 유압 실린더 변위와 함께 나타내었다.

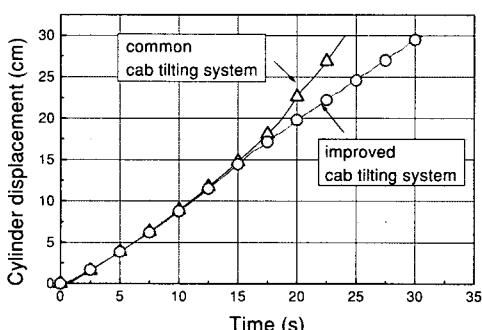


Fig. 16 Displacement of hydraulic cylinder

그림에서 보는 바와 같이 기존의 캡 틸팅 시스템에 안전 밸브와 개발된 전용 제어 밸브를 장착하면 약 18[s] 이후 구간에서 캡 틸팅 브라켓의 이중 구조에 의하여 가속되는 구간이 없이 정속으로 이동함을 알 수 있다. 또 기계 구조물인 캡 틸팅 시스템의 동특성에 의하여 고속으로 변화하는 압력의 채터링에 의한 떨림 현상도 완화되어 거의 나타나지 않음을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 캡 틸팅 시스템에서 틸팅 브라켓의 이중 흰지 구조로 인하여 발생하는 캡의 불연속 회전 문제를 유압 회로의 개선으로 해결하기 위해 정속 제어 전용 밸브를 설계하고, 그 성능을 시뮬레이션 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 캡의 불연속적인 회전의 원인은 틸팅 브라켓의 이중 구조 때문임을 입증하였다.

2. 유압 회로가 캡의 상승 작동시 차동회로로 작동하고 캡의 하강시 일반적인 복동회로로 작동하여도 일정의 배압을 유지함으로써 정속 제어가 가능함을 알 수 있었다.

3. 스플 양단의 압력 차를 이용하여 작은 스프링과 파일럿 압력으로 높은 압력을 가진 유로의 제어를 실현함으로써 제작 성능 및 경제성을 고려한 캡 틸팅 시스템 전용 배압 유지 밸브를 개발하였다.

4. 캡 틸팅 시스템의 안정적이고 안전한 작동을 위해서는 실린더 로드 측에 안전 밸브의 설치가 필수적임을 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 통하여 알 수 있었다.

5. 개발된 캡 틸팅 시스템 전용 정속 제어 밸브의 성능을 컴퓨터 시뮬레이션 하여 설계의 타당성을 입증하였다.

참고문헌

1. 박성환, 이진걸, “대형 트럭 캡 틸팅 시스템의 성능 향상 및 설계 파라미터의 자동 선정 프로그램의 개발,” 제어·자동화·시스템공학 논문지, 제5권, 제4호, pp. 496 - 503, 5, 1999.
2. 오춘식, “대형 카고 트럭의 주요 Trend 고찰,” ASIA technical review, 통권14호, 12, 1992.
3. 이금주, "An introduction of 8×4 super cargo

- truck," 통권18호, 4, 1993.
4. 박범수, "승차감 개선을 위한 트럭 Cab 현가 장치의 최적 설계," 석사학위논문, 경북대학교, 2, 1985.
 5. 佐蘇俊雄, "油圧装置設計の実際," 기전연구사, 서울, 1992.
 6. ダイキン工業油機技術グループ, "疑問にこたえる機械の油圧(上・下)," 技術評論社, 東京, 1974.
 7. Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems," John Wiley & Sons, Cincinnati, 1967.
 8. Anthony Esposito, "Fluid Power with Applications 4th Ed.," Prentice-Hall, New Jersey, 1997.