



(19) 대한민국특허청(KR)  
(12) 등록특허공보(B1)

(45) 공고일자 2020년10월16일  
(11) 등록번호 10-2166315  
(24) 등록일자 2020년10월08일

(51) 국제특허분류(Int. Cl.)  
F02M 47/02 (2006.01) F02M 63/00 (2006.01)  
(52) CPC특허분류  
F02M 47/027 (2013.01)  
F02M 63/0017 (2013.01)  
(21) 출원번호 10-2016-7004841  
(22) 출원일자(국제) 2014년05월20일  
심사청구일자 2019년03월05일  
(85) 번역문제출일자 2016년02월24일  
(65) 공개번호 10-2016-0034407  
(43) 공개일자 2016년03월29일  
(86) 국제출원번호 PCT/EP2014/060288  
(87) 국제공개번호 WO 2015/010805  
국제공개일자 2015년01월29일  
(30) 우선권주장  
10 2013 214 589.6 2013년07월25일 독일(DE)  
(56) 선행기술조사문헌  
DE102010028844 A1\*  
KR1020090104844 A  
JP2000186647 A  
DE000019963389 A  
\*는 심사관에 의하여 인용된 문헌

(73) 특허권자  
로베르트 보쉬 게엠베하  
독일 데-70442 슈투트가르트 포스트파흐 30 02 20  
(72) 발명자  
크라우제 미하엘  
독일 67705 트립슈타트 링슈트라쎄 11  
올렉스 라스  
독일 70374 슈투트가르트 클라이너 오스트링 105  
니리홀로 토마스  
독일 37520 오스터로데 암 하르츠 암 오버렌 포겔  
헤어트 86  
(74) 대리인  
양영준

전체 청구항 수 : 총 9 항

심사관 : 임충환

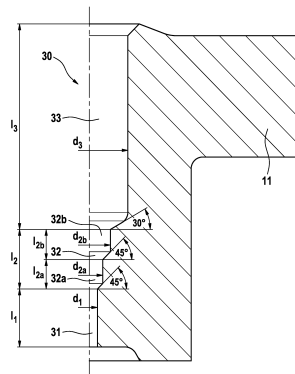
(54) 발명의 명칭 연료 인젝터용 제어 밸브

(57) 요약

본 발명은 내연기관을 위한 연료 인젝터(100)용 제어 밸브(10)에 관한 것으로, 상기 제어 밸브는 밸브 시트(12)를 구비한 밸브 피스(11)뿐만 아니라, 밸브 시트(12)와 상호작용하는 행정 운동형 밸브 폐쇄 전기자(20)를 포함한다. 밸브 피스(11) 내에는 원형 횡단면을 갖는 배출 보어(30)가 형성되며, 이 배출 보어는 지름( $d_1$ )을 가지면

(뒷면에 계속)

대표도 - 도2



서 스토틀(31)로서 이용되는 제1 영역과, 디퓨저(32)로서 이용되는 제2 영역과, 지름( $d_3$ )을 가지면서 후속 유동 기하구조(33)로서 이용되는 제3 영역을 포함한다. 상기 제2 영역은 적어도 지름( $d_2$ )을 갖는 섹션을 포함하고, 이때  $d_1 < d_2 < d_3$ 이 적용된다. 후속 유동 기하구조(33)로서 이용되는 제3 영역( $B_3$ )은 길이( $l_3$ )를 가지고, 비율 ( $l_3/d_3$ )에 대해  $2 < l_3/d_3 < 4$ 가 적용되며, 바람직하게는  $l_3/d_3$ 가 약 2.5이다.

(52) CPC특허분류

*F02M 2200/04* (2013.01)

*F02M 2200/28* (2013.01)

---

**명세서**

**청구범위**

**청구항 1**

내연기관을 위한 연료 인젝터(100)용 제어 밸브(10)로서, 상기 제어 밸브는 밸브 시트(12)를 구비한 밸브 피스(11)뿐만 아니라, 밸브 시트(12)와 상호작용하는 행정 운동형 밸브 폐쇄 전기자(20)를 포함하고, 밸브 피스(11) 내에는 원형 횡단면을 갖는 배출 보어(30)가 형성되며, 이 배출 보어는 지름( $d_1$ )을 가지면서 스로틀(31)로서 이용되는 제1 영역과, 디퓨저(32)로서 이용되는 제2 영역과, 지름( $d_3$ )을 가지면서 후속 유동 기하구조(33)로서 이용되는 제3 영역을 포함하며, 상기 제2 영역은 적어도 지름( $d_2$ )을 갖는 섹션을 포함하고, 이때  $d_1 < d_2 < d_3$ 가 적용되는, 연료 인젝터용 제어 밸브에 있어서,

후속 유동 기하구조(33)로서 이용되는 제3 영역( $B_3$ )은 길이( $l_3$ )를 가지고, 비율( $l_3/d_3$ )에 대해  $2 < l_3/d_3 < 4$ 가 적용되며,

디퓨저(32)로서 이용되는 제2 영역은 이중 디퓨저로서 형성되고, 지름( $d_{2a}$ )을 가지면서 스로틀(31)에 연결되는 제1 디퓨저(32a)와 지름( $d_{2b}$ )을 갖는 제2 디퓨저(32b)를 구비한 2개의 원통형 섹션을 가지며, 이때  $d_{2b} > d_{2a}$ 이고,

제2 디퓨저(32b)의 관류 횡단면의 크기는 제1 디퓨저(32a)의 관류 횡단면의 크기의 2배인 것을 특징으로 하는, 연료 인젝터용 제어 밸브(10).

**청구항 2**

제1항에 있어서, 후속 유동 기하구조(33)의 지름( $d_3$ )은 1.0mm 내지 1.5mm인 것을 특징으로 하는, 연료 인젝터용 제어 밸브(10).

**청구항 3**

제1항 또는 제2항에 있어서, 스로틀(31)은 0.80mm의 길이( $l_1$ )를 가지며, 상기 스로틀(31)의 지름( $d_1$ )은 0.25mm인 것을 특징으로 하는, 연료 인젝터용 제어 밸브(10).

**청구항 4**

제1항 또는 제2항에 있어서, 제1 디퓨저(32a)는 길이( $l_{2a}$ )를 가지며, 그 길이/지름 비율( $l_{2a}/d_{2a}$ )이 1인 것을 특징으로 하는, 연료 인젝터용 제어 밸브(10).

**청구항 5**

제1항 또는 제2항에 있어서, 제2 디퓨저(32b)는 길이( $l_{2b}$ )를 가지며, 그 길이/지름 비율( $l_{2b}/d_{2b}$ )이 1인 것을 특징으로 하는, 연료 인젝터용 제어 밸브(10).

**청구항 6**

제1항 또는 제2항에 있어서, 제1 디퓨저(32a)의 지름( $d_{2a}$ )은 0.35mm인 것을 특징으로 하는, 연료 인젝터용 제어 밸브(10).

**청구항 7**

제1항 또는 제2항에 있어서, 제2 디퓨저(32b)의 지름( $d_{2b}$ )은 0.50mm인 것을 특징으로 하는, 연료 인젝터용 제어 밸브(10).

**청구항 8**

제1항 또는 제2항에 있어서, 제어 밸브(10)는 압력 보상형 밸브로서 형성되는 것을 특징으로 하는, 연료 인젝터용 제어 밸브(10).

**청구항 9**

제1항 또는 제2항에 따른 제어 밸브(10)를 구비한 연료 인젝터(100)로서, 상기 제어 밸브(10)는 솔레노이드 밸브로서 형성되는, 연료 인젝터(100).

**청구항 10**

삭제

**청구항 11**

삭제

**발명의 설명**

**기술 분야**

[0001] 본 발명은 내연기관을 위한 연료 인젝터용 제어 밸브에 관한 것이다.

**배경 기술**

[0002] 바람직하게 내연기관의 연소실 내로의 직접 연료 분사를 위해 이용되는 것과 같은 연료 인젝터들이 예컨대 DE 198 59 537과 같은 종래 기술로부터 공지되었다. 이른바 커먼레일 원리에 따라 작동하는 분사 시스템들의 경우, 레일 내에서 고압 펌프에 의해 압축된 연료가 공급되어 연료 인젝터들에 의해 내연기관의 각각의 연소실들 내로 분사된다. 상기 분사는 연료 인젝터 내에 배치된 노즐 니들에 의해 제어되며, 상기 노즐 니들은 길이 방향 운동을 실행함으로써 하나 또는 복수의 분사 개구를 개방하고 폐쇄한다. 노즐 니들은, 제어 챔버 내 압력으로 인해 노즐 니들에 작용하는 유압을 통해 가동된다. 제어 챔버 내 압력 변동 및 그에 따른, 노즐 니들에 작용하는 폐쇄력의 변동을 통해, 노즐 니들의 길이방향 운동이 목표한 대로 제어될 수 있다. 노즐 니들의 개방 운동을 위해, 제어 챔버 내 압력이 제어 밸브에 의해, 제어 챔버와 저압 챔버 사이의 유압 연결부가 개방됨으로써 감소하며, 이 경우 유압 연결부는 스톱로서 형성된다.

[0003] DE 198 59 537로부터, 스톱과 디퓨저가 유압 연결부로서 조합됨으로써 매우 바람직한 분사 과정 형상화(injecting process figuration)가 달성될 수 있는 점도 공지되었다. 분사할 연료의 고압과 관련한 요구가 점점 더 높아짐에 따라, 제어 챔버 내에 인가되는 고압 및 그와 더불어 스톱을 통해 제어될 고압도 상승한다. 그 결과, 제어 공급되는 연료 내에서 증기 기포의 형성이 증가함으로써, 스톱 및 후속 유동 기하구조 내 캐비테이션 손상(cavitation damage)의 위험이 증가한다.

**발명의 내용**

**해결하려는 과제**

[0004] 본 발명의 과제는, 제어 챔버로부터 저압 챔버 내로 연료를 제어 공급하기 위한 유압 연결부를 가진 제어 밸브로서, 상기 유압 연결부의 내부에서 캐비테이션 손상이 가급적 적게 발생하는 제어 밸브를 제공하는 것이다.

**과제의 해결 수단**

[0005] 청구항 제1항의 특징들을 갖는, 본 발명에 따른 제어 밸브는 압력이 매우 높을 때에도 한편으로 매우 바람직한 분사 과정 형상화를 달성하고, 다른 한편으로 캐비테이션 손상의 발생을 최소화한다.

[0006] 이를 위해, 내연기관을 위한 연료 인젝터의 제어 밸브는, 밸브 시트를 구비한 밸브 피스뿐만 아니라, 밸브 시트와 상호작용하는 행정 운동형 밸브 폐쇄 전기자를 포함하며, 밸브 피스 내에는 원형 횡단면을 갖는 배출 보어가 형성된다. 이 배출 보어는, 지름( $d_1$ )을 가지면서 스톱로서 이용되는 제1 영역과, 디퓨저로서 이용되는 제2 영역과, 지름( $d_3$ )을 가지면서 후속 유동 기하구조로서 이용되는 제3 영역을 포함한다. 상기 제2 영역은 적어도

지름( $d_2$ )을 갖는 섹션을 포함하고, 이때  $d_1 < d_2 < d_3$ 이 적용된다. 후속 유동 기하구조로서 이용되는 제3 영역 ( $B_3$ )은 길이( $l_3$ )를 가지며, 비율( $l_3/d_3$ )에 대해  $2 < l_3/d_3 < 4$ 가 적용되고, 바람직하게는  $l_3/d_3$ 가 대략 2.5이다.

- [0007] 바람직한 방식으로, 후속 유동 기하구조는 1.0mm 내지 1.5mm, 바람직하게는 약 1.3mm의 지름( $d_3$ )을 갖는다. 지름( $d_3$ )이 밸브 시트의 지름보다 아주 약간 더 작게 형성됨으로써, 벽 근처 영역들이 유동축에 대해 최대한 멀리 떨어져 있어, 공동 기포들의 파열(implosion)이 캐비테이션 손상을 전혀 야기하지 않거나, 극히 최소의 캐비테이션 손상만을 야기하게 된다.
- [0008] 바람직하게, 스로틀은 약 0.80mm의 길이( $l_1$ ) 및 약 0.25mm의 지름( $d_1$ )을 갖는다. 약 0.25mm의 스로틀 지름( $d_1$ )은 특히 노즐 니들의 개방 행정 운동 동안 매우 유리한 분사 과정 형상화를 제공한다. 바람직하게 스로틀의 길이/지름 비율( $l_1/d_1$ )은, 후속 영역들 내에서의 연료 유동의 와류를 방지하거나 감소시키기 위해, 3보다 더 크다. 따라서 약 0.80mm의 최적화된 스로틀 길이( $l_1$ )가 도출된다.
- [0009] 한 바람직한 실시예에서, 디퓨저는 지름( $d_{2b}$ )을 갖는 제2 섹션을 포함한다. 그로 인해 디퓨저는, 지름( $d_2$  또는  $d_{2a}$ )을 가지면서 스로틀에 연결되는 제1 디퓨저와, 지름( $d_{2b}$ )을 갖는 제2 디퓨저를 구비한 이중 디퓨저로서 형성되며, 이때  $d_{2b} > d_{2a}$ 이다. 이중 디퓨저의 이용을 통해, 전체 배출 보어 내에서의 유동이 바람직하게 형성된다. 즉, 와류가 감소하고, 벽 근처의 "정체수 영역(dead water area)"(다시 말해, 대개 내측 에지 상의 유속이 매우 낮은 영역)에서의 증기 기포의 파열이 최대한 방지된다.
- [0010] 바람직한 방식으로, 제2 디퓨저의 관류 횡단면의 크기는 제1 디퓨저의 관류 횡단면의 약 2배이다. 그 결과, 스로틀링으로 인해 불리하게 높은  $\mu$  값(수증기 확산 저항)이 다시 감소한다.
- [0011] 바람직한 구현예에서, 제1 디퓨저는 길이( $l_{2a}$ )를 가지며, 그 길이/지름 비율( $l_{2a}/d_{2a}$ )이 약 1이다. 이러한 비율은 유동 패턴, 관류량,  $\mu$  값의 감소 및 캐비테이션 발생의 최적의 절충을 달성한다.
- [0012] 이와 유사하게, 바람직하게 제2 디퓨저 역시 길이( $l_{2b}$ )를 가지며, 그 길이/지름 비율( $l_{2b}/d_{2b}$ )이 약 1이다.
- [0013] 바람직한 방식으로, 제1 디퓨저는 약 0.35mm의 지름( $d_{2a}$ )을 갖는다. 이중 디퓨저의 영역에서는, 지름 확대를 위해 단차부마다 관류 횡단면이 대략 2배씩 증가하는 것이 특히 유리하다. 그럼으로써 최대한 적은 와류만을 갖는 연료 유동이 이루어짐과 동시에 압력 회수가 최적화된다. 따라서 스로틀 지름( $d_1$ )이 약 0.25mm일 때, 제1 디퓨저의 지름( $d_{2a}$ )은 약 0.35mm가 된다.
- [0014] 이와 유사하게, 제2 디퓨저의 지름( $d_{2b}$ )은 약 0.50mm이다.
- [0015] 바람직하게는 제어 밸브가 실질적으로 압력 보상형 밸브로서 형성된다. 그 결과, 높은 스위칭 속도가 달성될 수 있고, 그에 따라 제어 밸브는 다중 분사에 대한 적합성이 매우 우수하다.
- [0016] 바람직하게는 제어 밸브가 솔레노이드 밸브로서 형성된다. 본 발명에 따른 제어 밸브의 구성, 특히 밸브 시트에 대한 배출 스로틀 밸브의 근접성이 밸브 폐쇄 전기자의 전자기 여기를 촉진한다. 따라서 추가 스로틀링 지점을 이용한 압력 증강(pressure intensification)이 생략될 수 있다.

**도면의 간단한 설명**

- [0017] 도 1은 본 발명에 따른 제어 밸브의 주요 영역들만 도시한 종단면도이다.
- 도 2는 제어 밸브의 밸브 피스를 포함하는 도 1의 섹션을 확대 도시한 도이며, 여기에는 밸브 피스 내에 형성된 배출 보어가 더 정확하게 도시되어 있다.

**발명을 실시하기 위한 구체적인 내용**

- [0018] 도 1에는, 여기서는 연료 인젝터(100) 내에서 이용되는 본 발명에 따른 제어 밸브(10)가 도시되어 있다. 연료 인젝터(100)는 하우징을 포함하고, 이 하우징은 노즐 몸체(2) 및 상기 노즐 몸체(2)와 나사 체결된 밸브 하우징(40)을 포함한다. 노즐 몸체(2) 내에는 고압 상태에 있는 압력 챔버(3)가 형성되며, 이 압력 챔버는 작동 중에 고압 상태에 있는 미도시된 연료원, 일반적으로는 커먼레일과 연결된다. 압력 챔버(3) 내에는 슬리브(6) 내에

서 안내되는 노즐 니들(4)이 길이방향으로 변위 가능하게 배치되며, 이 노즐 니들은 내연기관의 미도시된 연소실 내로 통하는 미도시된 분사 개구들을 개방하고 폐쇄하는 데 이용된다.

- [0019] 밸브 하우스(40) 내에는 밸브 피스(11)가 배치되며, 이 밸브 피스는 밸브 하우스(40) 내의 견부 상에 안착되어 압력 챔버(3) 내측으로까지 돌출된다.
- [0020] 노즐 니들(4)의 개방 및 폐쇄 이동은 제어 챔버(5) 내 압력을 통해 제어된다. 제어 챔버(5)는 노즐 니들(4), 슬리브(6) 및 밸브 피스(11)에 의해 한정된다. 슬리브(6) 내에는, 제어 챔버(5)를 압력 챔버(3)와 연결하는 공급 보어(7)가 형성된다. 밸브 피스(11) 내에는, 밸브 하우스(40) 내에 형성되어 있는 저압 챔버(50)와 제어 챔버(5)를 스위칭 가능하게 연결하는 배출 보어(30)가 형성된다. 밸브 피스(11) 및 슬리브(6)는 다른 실시예들에서 대형 밸브 피스(6, 11)로서 단일 부재로도 형성될 수 있으며, 그럼으로써 노즐 니들(4)은 밸브 피스(6, 11) 내에서 안내되고, 공급 보어(7)뿐만 아니라 배출 보어(30)도 밸브 피스(6, 11) 내에 형성된다.
- [0021] 밸브 하우스(40) 내에는, 밸브 피스(11) 외에 전자석(42)과, 밸브 폐쇄 전기자(20)와, 밸브 볼트(44)를 포함하는 제어 밸브(10)가 배치된다. 밸브 하우스(40) 내에서 밸브 피스(11) 및 전자석(42)은 중간에 밸브 슬리브(41)가 개재된 상태로 인장 나사(43)에 의해 단단히 조여진다. 인장 나사(43)와 밸브 볼트(44)가 단단하게 결합되고, 밸브 볼트 상에서 밸브 폐쇄 전기자(20)는 자신 내부에 형성된 전기자 보어(21) 내에서 축방향으로 변위 가능하게 안내된다. 따라서 견고하게 배치된 밸브 볼트(44)에 의해, 압력 보상형에 준하는 제어 밸브(10)가 실현된다.
- [0022] 밸브 폐쇄 전기자(20)는, 밸브 볼트(44)와 밸브 폐쇄 전기자(20) 사이에 배치된 스프링(45)의 힘에 의해 밸브 피스(11) 상에 형성된 밸브 시트(12) 쪽으로 가압된다. 밸브 시트(12)의 지름과 밸브 볼트(44)의 지름은 거의 동일한 크기이다. 그로 인해, 축방향으로 밸브 폐쇄 전기자(20) 상에 작용하는 유압력은 거의 영(0)이고, 제어 밸브(10)는 거의 압력 평형 상태가 된다. 이는 구조적으로 예컨대 단차형 전기자 보어(21)를 통해 구현될 수 있다.
- [0023] 저압 챔버(50)는 저압 상태에 있는 연료 인젝터(100)의 귀환 시스템과 유압식으로 연결된다.
- [0024] 배출 보어(30)는 제어 챔버(5)로부터 저압 챔버(50) 쪽으로 가면서 3개의 영역으로, 즉, 스토틀(31)로서 이용되는 제1 영역과, 디퓨저(32)로서 이용되는 제2 영역과, 후속 유동 기하구조(33)로서 이용되는 제3 영역으로 분할된다. 이 경우, 스토틀(31)의 관류 횡단면은 디퓨저(32)의 관류 횡단면보다 더 작고, 디퓨저의 관류 횡단면은 다시 후속 유동 기하구조(33)의 관류 횡단면보다 더 작다.
- [0025] 도 2에는, 밸브 피스(11) 내 배출 보어(30)의 상세도가 도시되어 있다. 스토틀(31)은 제어 챔버 근처에서 제1 영역 내에 배치되고, 길이( $l_1$ )를 가지며, 지름( $d_1$ )을 갖는 원형 관류 횡단면을 갖는다. 바람직하게는 스토틀의 길이/지름 비율( $l_1/d_1$ )이 3이다. 스토틀(31)에는, 제2 영역에서 길이( $l_2$ )를 갖는 디퓨저(32)가 연결되고, 이 디퓨저는 도시된 실시예에서 이중 디퓨저(32)로 형성되며 스토틀(31)보다 더 큰 관류 횡단면을 갖는다. 즉, 이중 디퓨저(32)는, 스토틀 근처에 위치하고 길이( $l_{2a}$ )를 가진 제1 디퓨저(32a)와, 길이( $l_{2b}$ )를 갖는 제2 디퓨저(32b)로 구성되며, 지름( $d_{2b}$ )을 갖는 제2 디퓨저(32b)는 지름( $d_{2a}$ )을 갖는 제1 디퓨저(32a)보다 더 큰 관류 횡단면을 갖는다. 이중 디퓨저(32)에는 저압 챔버 근처에서 제3 영역의 후속 유동 기하구조(33)가 연결되며, 요컨대 유동 기하구조는 길이( $l_3$ ) 및 지름( $d_3$ )을 갖는다.
- [0026] 배출 보어(30)의 총 3개의 영역은 원형 관류 횡단면들을 특징으로 한다. 이 경우, 상기 관류 횡단면들은 제어 챔버 측으로부터 저압 챔버 측으로 갈수록 하기와 같이 계속 확대되는 점이 적용된다.
- [0027] 단일 디퓨저(32)를 구비한 배출 보어(30)의 경우:  $d_1 < d_2 < d_3$
- [0028] 이중 디퓨저(32a & 32b)를 구비한 배출 보어(30)의 경우:  $d_1 < d_{2a} < d_{2b} < d_3$
- [0029] 서로 상이한 관류 횡단면들 간의 전이부들[다시 말해 스토틀(31)에서 제1 디퓨저(32a)로의 전이부, 제1 디퓨저(32a)에서 제2 디퓨저(32b)로의 전이부, 및 제2 디퓨저(32b)에서 후속 유동 기하구조(33)로의 전이부]는 라운딩될 수 있는 챔퍼부들로 형성된다. 바람직하게는, 스토틀(31)에서 제1 디퓨저(32)로의 전이부 및 제1 디퓨저(32a)에서 제2 디퓨저(32b)로의 전이부가 각각 45° 챔퍼부를 가지고, 제2 디퓨저(32b)에서 후속 유동 기하구조(33)로의 전이부는 30° 챔퍼부를 갖는다.

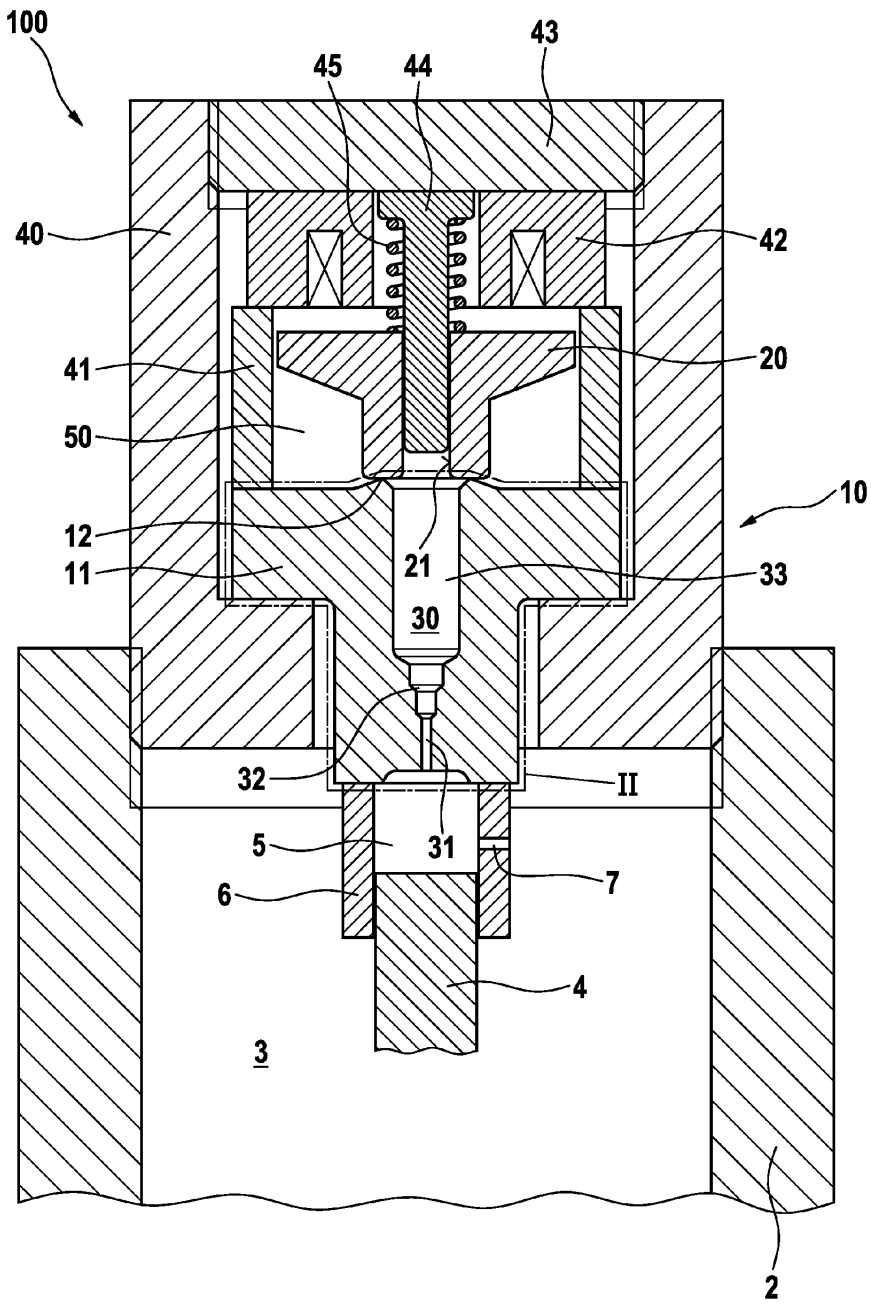
- [0030] 제어 밸브(10)의 작동 원리는 하기와 같다. 분사 과정의 시작 전에 노즐 니들(4) 및 제어 밸브(10)가 폐쇄되어, 내연기관의 연소실 내로 연료가 유입되지 않는다. 폐쇄된 제어 밸브(10)는, 밸브 폐쇄 전기자(20)가 밸브 시트(12) 쪽에 밀착되어 밸브 시트를 밀봉함을 의미한다. 제어 챔버(5)는 대략 커먼레일의 고압에 상응하는 고압 상태에 있다.
- [0031] 분사 과정의 시작 시, 전자석(42)이 전기 구동되어 밸브 폐쇄 전기자(20)에 견인력을 가한다. 이로 인해, 밸브 폐쇄 전기자(20)는 전자석(42)의 방향으로 스프링(45)의 힘에 대항하는 행정 운동을 실행하며, 그에 따라 밸브 시트(12)로부터 떨어진다. 이제 제어 챔버(5)는 배출 보어(30)를 통해 저압 챔버(50)와 연결된다. 이로 인해, 연료가 제어 챔버(5)로부터 저압 챔버(50) 내로 유입되고, 이는 연료의 제어 공급이라고도 지칭된다. 공급 보어(7)를 통해 공급되는 것보다 많은 연료가 배출 보어(30)를 통해 제어 챔버(5)로 유입되기 때문에, 제어 챔버(5) 내 압력은 감소한다. 그 결과로 분사 개구들의 방향으로 노즐 니들(4) 상에 가해지는 유압도 제어 챔버(5) 내 압력과 동일한 정도로 감소한다. 그로 인해, 노즐 니들(4)이 노즐 니들 시트로부터 떨어지면서 분사 개구들을 개방하며, 이때 연료가 내연기관의 연소실 내로 유입된다.
- [0032] 분사 과정의 종료를 위해, 전자석(42)의 전기 구동이 종료된다. 전자석(42)은 밸브 폐쇄 전기자(20)에 더는 견인력을 가하지 않고, 밸브 폐쇄 전기자(20)는 스프링(45)의 스프링 힘에 의해 다시 밸브 시트(12) 쪽으로 가압된다. 공급 보어(7)를 통해 제어 챔버(5)는, 상기 제어 챔버(5) 내에 압력 챔버(3) 또는 커먼레일 내에서의와 동일한 압력이 형성될 때까지, 고압 상태의 연료로 충전된다. 제어 챔버(5) 내 압력에 의해, 분사 개구들의 방향으로 노즐 니들(4) 상에 가해지는 유압도 증가하며, 노즐 니들(4)은 다시 노즐 니들 시트 쪽으로 가압된다. 연료는 더 이상 내연기관의 연소실 내로 유입되지 않는다.
- [0033] 내연기관의 연소실 내로 연료의 분사를 위한 고압 및 분사 과정 정상화에 근거하여, 제어 밸브(10)에는 제어 공급될 연료와 관련하여 높은 요건이 설정되는데, 요컨대 한편으로는 하나의 스위칭 주기 동안 제어 챔버(5) 내부와 배출 보어(30) 내에 큰 압력차가 발생한다. 다른 한편으로, 연료는 제어 공급 시 특히 배출 보어(30) 내에서 높은 관류 속도에 도달한다. 관류 속도가 증가함에 따라, 정압(static pressure)은 감소한다. 상기 정압이 연료의 증기압 미만으로 강하하면 증기 기포들이 형성된다. 증기 기포들은 유동과 더불어 정압이 상대적으로 더 높은(다시 말해 관류 속도가 더 낮고 관류 횡단면은 더 큰) 영역들 내로 이송된다. 상기 영역들에서 정압이 증기압을 초과하여 상승함에 따라, 증기 기포들은 급격히 응축되어 파열된다. 이러한 과정을 캐비테이션(cavitation)이라고 한다. 40kbar까지의 압력 피크를 보유할 수 있는 되튀기는 파열 기포들이 벽 근처에서 발생한다면, 둘러싸고 있는 유동 기하구조에 손상을 입힐 수 있으며, 다시 말해 재료 마모가 발생하게 되고, 이를 대개 캐비테이션 침식 또는 캐비테이션 손상이라 지칭한다. 그에 따라, 제어 밸브(10)의 영역들 중 캐비테이션 손상과 관련하여 매우 위험한 영역들은 스톱(31)의 단부 영역, 디퓨저(32), 후속 유동 기하구조(33), 밸브 시트(12), 밸브 폐쇄 전기자(20) 및 밸브 볼트(44)이며, 다시 말해 스톱(31)의 하류에서 고압이 가해지는 제어 밸브(10)의 영역들이다.
- [0034] 캐비테이션 손상을 방지하거나 감소시키기 위해, 배출 보어(30)의 구성의 관점에서 2가지 조치가 강구되는데, 한편으로는 스톱(31) 및 디퓨저(32)의 특수한 구성을 통해 벽 근처에서의 증기 기포들의 발생 및 안내를 감소시키고, 다른 한편으로는 큰 체적을 갖는 후속 유동 기하구조(33)의 이용을 통해 증기 기포들의 파열을 최대한 벽에서 멀리 떨어진 큰 영역으로 분산시킨다.
- [0035] 스톱(31)의 역할은, 연료를 제어 챔버(5)로부터 제어 공급 시 스톱(31)링하고, 그에 따라 연료 인젝터(100)를 위한 최적화된 분사 과정 정상화가 달성되도록 노즐 니들(4)의 운동을 제어하는 것이다. 스톱(31) 기능은 실질적으로 스톱(31)의 원형 관류 횡단면의 지름( $d_1$ )에 의해 결정된다. 분사 과정 정상화의 유압 설계로부터, 스톱(31) 지름( $d_1$ )이 0.2 내지 0.3mm, 특히 약 0.25mm일 때 가장 유리한 분사 과정 정상화가 달성되는 점을 알 수 있다.
- [0036] 스톱(31)의 길이/지름 비율은 3보다 약간 더 큰 것이 이상적이므로, 스톱(31)의 길이( $l_1$ )는 0.7 내지 1.0mm 이고, 특히 약 0.8mm이다. 그 결과, 디퓨저(32)에서 스톱(31)까지의 손상 영역의 이동을 통한 관류 변화가 방지된다. 또한, 상대적으로 더 짧은 스톱(31)의 경우보다, 후속 영역들에서, 즉, 디퓨저(32)에서 관류하는 연료의 상대적으로 덜 강한 와류가 발생한다. 와류는 증기 기포를 벽 근처의 영역들로 운반할 수 있고, 그럼으로써 캐비테이션 손상을 야기할 수 있다. 길이가 긴 스톱(31)은 디퓨저(32) 내로 유입되는, 증기를 동반한 제어 공급 유동을 유동축 상에, 다시 말하면 배출 보어(30)의 대칭축 상에 더 많이 집중시킨다. 물론 스톱(31)의 길이/지름 비율은 상대적으로 더 크게 선택될 수도 있지만, 이 경우 연료 유동은 추가로 개선되지 않으면서 더

많은 장착 공간이 요구될 수 있다.

- [0037] 상대적으로 길이가 긴 스토틀(31)의 피할 수 없는 단점 중 하나는  $\mu$  값(수증기 확산 저항)의 악화이다. 요컨대 스토틀 길이가 증가함에 따라  $\mu$  값이 상승하고, 이 값은 다시 높은 귀환 배압을 초래한다. 그 결과, 후속 유동 기하구조(33) 내로의 증기 기포들의 유동 또는 "확산"이 상대적으로 더 높은 저항과 결부되며, 이는 그에 상응하게 바람직하지 못한 와류를 야기한다. 디퓨저(32)의 역할은 최적화된 압력 회수를 통해  $\mu$  값을 다시 감소시키는 것이다. 바람직한 방식으로, 상기 과정은 이중 디퓨저(32)의 사용을 통해 충족된다.
- [0038] 이중 디퓨저(32) 내에서의 지름 확대는 전체 배출 보어(30) 내 연료 유동과 그에 따른  $\mu$  값에 결정적인 영향을 미친다. 바람직하게는 이중 디퓨저(32)의 영역 내에서 지름 확대는, 단차부마다 관류 횡단면이 약 2배씩 증가하도록 형성된다. 다시 말하면, 제1 디퓨저(32a)의 관류 횡단면( $A_{2a}$ )은 스토틀(31)의 관류 횡단면( $A_1$ )의 대략 2배이고, 제2 디퓨저(32b)의 관류 횡단면( $A_{2b}$ )은  $A_{2a}$ 의 대략 2배이다. 그에 따라, 제1 디퓨저(32a)의 원형 관류 횡단면의 지름( $d_{2a}$ )의 경우,  $d_{2a} = 0.28$  내지  $0.42\text{mm}$ , 특히  $0.35\text{mm}$ 가 산출된다. 그리고 제2 디퓨저(32b)의 원형 관류 횡단면의 지름( $d_{2b}$ )의 경우,  $d_{2b} = 0.40$  내지  $0.60\text{mm}$ , 특히 약  $0.50\text{mm}$ 가 산출된다.
- [0039] 디퓨저(32), 또는 제1 디퓨저(32a) 및 제2 디퓨저(32b)로 구성된 이중 디퓨저(32)의 길이/지름 비율에 대해, 지름 확대당 약 1의 비율이 유체 공학적으로 특히 유리한 것으로 확인되었다. 상기 비율은 유동 패턴, 관류량,  $\mu$  값의 감소 및 캐비테이션 발생의 최적의 절충을 달성한다.
- [0040] 그에 따라, 제1 디퓨저(32a)의 경우,  $l_{2a} = 0.28$  내지  $0.42\text{mm}$ , 특히 약  $0.35\text{mm}$ 의 길이가 산출되고, 제2 디퓨저(32b)의 경우에는  $l_{2b} = 0.40$  내지  $0.60\text{mm}$ , 특히  $0.50\text{mm}$ 의 길이가 산출된다.
- [0041] 유체 공학적으로 특히 유리하게는, 스토틀(31)에서 제1 디퓨저(32a)로, 그리고 제1 디퓨저(32a)에서 제2 디퓨저(32b)로의 지름 확대가  $45^\circ$  미만의 원추형으로 확대되는 방식으로, 다시 말해 자신의 예지들에서 라운딩될 수 있는  $45^\circ$  챔퍼부를 갖도록 수행된다. 모서리가 뾰족한, 다시 말하면  $90^\circ$ 의 전이부들의 경우, 이중 디퓨저(32)의 내측 예지들의 영역에 이른바 정체수 영역들이 발생할 수 있고, 이런 정체수 영역들은 다시 부압 구역들의 형성을 초래할 수 있고, 그에 따라 벽 근처에 추가로 공동 기포들이 형성되게 할 수도 있다.
- [0042] 이중 디퓨저(32)에 연결되는 후속 유동 기하구조(33)의 역할은, 밸브 시트(12)와 밸브 폐쇄 전기자(20) 사이의 유출량이 일정할 때, 증기 형성의 감소를 달성하기 위해, 후속 유동 기하구조(33) 내의 정압 레벨을 상승시키는 것이다. 이는 비교적 큰 체적을 통해 달성된다. 또한, 잔존하는 증기 기포 형성과 특히 증기 기포들의 과열도 상대적으로 더 큰 체적으로 분산되고, 밸브 시트(12) 및 밸브 폐쇄 전기자(20)로부터 이격 상태를 유지한다. 그럼으로써 디퓨저(32)의 하류 영역들에서 캐비테이션 손상이 최소화된다. 이와 동시에, 길이가 긴 후속 유동 기하구조(33)는 균일한 유동 패턴의 형성을 통해  $\mu$  값을 감소시키며, 그로 인해 연료 인젝터(100)의 기능성이 개선된다.
- [0043] 전술한 이중 디퓨저(32)의 사용을 통해, 후속 유동 기하구조(33)를 위한 지름 확대가 더는 2배의 관류 횡단면으로 제한되지 않아도 된다. 바람직하게는, 후속 유동 기하구조(33)의 지름( $d_3$ )이 밸브 시트(12)의 지름보다 아주 약간 더 작고,  $1.0$  내지  $1.5\text{mm}$ 의 범위 내에 놓이며, 바람직하게는  $1.3\text{mm}$ 이다. 밸브 시트(12)의 비교적 큰 지름은, 밸브 폐쇄 전기자(20)의 작은 행정 시에 이미 밸브 시트(12)와 밸브 폐쇄 전기자(20) 사이에 필요한 제어 공급량이 배출될 수 있는 장점이 있다.
- [0044] 후속 유동 기하구조(33)의 길이/지름 비율( $l_3/d_3$ )은 이제 3보다 더 크게 선택될 필요가 없는데, 그 이유는 스토틀(31) 및 이중 디퓨저(32)가 이미 제어 챔버(5) 내 고압의 대부분을 소멸시켰기 때문이며, 이로써 후속 유동 기하구조(33) 내에서 증기 기포 형성이 명백히 더 적게 발생하게 된다. 그러나 길이( $l_3$ )는,  $\mu$  값이 충분히 감소하도록 선택되어야 한다. 일반적으로,  $l_3/d_3 = 2$  내지  $4$ 로, 이상적으로는  $l_3/d_3 =$  약  $2.5$ 로 선택된다. 그에 따라, 후속 유동 기하구조(33)에 대해  $l_3 = 2.0$  내지  $6.0\text{mm}$ , 특히 약  $3.25\text{mm}$ 의 길이가 산출된다.
- [0045] 또한, 길이가 긴 후속 유동 기하구조(33)는, 배출 보어(30)의 응력 임계 영역들, 요컨대 스토틀(31)에서 디퓨저(32)로의 지름 전이부 및 디퓨저(32)에서 후속 유동 기하구조(33)로의 지름 전이부가, 밸브 피스(11)의 나사 체결로 인해 존재하는 정적 응력이 고압 하중에 의해 야기되는 동적 응력과 유리하게 중첩되도록 포지셔닝될 수 있는 장점이 있다.

도면

도면1



도면2

