

# UŽITNÝ VZOR

(11) Číslo dokumentu:

## 34 444

(13) Druh dokumentu: **U1**

(51) Int. Cl.:

*B61H 13/30* (2006.01)

*B61H 13/34* (2006.01)

(19)  
ČESKÁ  
REPUBLIKA



ÚŘAD  
PRŮMYSLOVÉHO  
VLASTNICTVÍ

(21) Číslo přihlášky: **2020-37891**

(22) Přihlášeno: **19.08.2020**

(47) Zapsáno: **06.10.2020**

(73) Majitel:  
DAKO-CZ, a.s., Třemošnice, CZ

(72) Původce:  
Ing. Michal Bartuš, Kováčová 96237, SK  
Ing. Stanislav Pechar, Třemošnice, CZ

(74) Zástupce:  
Pavel Reichel a kol., Ing. Pavel Reichel, Lopatecká  
152/14, 147 00 Praha 4, Podolí

(54) Název užitého vzoru:  
**Zátěžový brzdový ventil pro brzdění  
kolejového vozidla**

CZ 34444 U1

## Zátěžový brzdový ventil pro brzdění kolejového vozidla

### Oblast techniky

5

Předmětem technického řešení je uspořádání zátěžového brzdového ventilu pro kolejová vozidla se zlinearizovanou charakteristikou.

### 10 Dosavadní stav techniky

Jednoduchá brzdová výstroj výrobce DAKO kolejového osobního nebo nákladního vozu pozůstává z několika základních komponentů, a to z brzdového potrubí, rozvaděče, pomocného vzduchojemu, rozvodového vzduchojemu, řídicího vzduchojemu, brzdového zátěžového ventilu, snímače ložení a brzdového válce. Základní schéma brzdy DAKO je znázorněno na připojeném obr. 6. V pohotovostním stavu jsou stlačeným vzduchem z hlavního potrubí VII naplněny všechny potrubní prostory rozvaděče, pomocný a rozvodový vzduchojem I, II. Pracovní prostory řídicího vzduchojemu VII, zátěžového brzdového ventilu IV a brzdového válce III jsou v pohotovostním stavu odvětrané. K aktivaci pneumatické brzdy kolejového vozidla dochází při poklesu tlaku v hlavním potrubí VII. Tlaková změna se z hlavního potrubí VII šíří dále do potrubních prostorů rozvaděče V (napojeného také na napájecí potrubí VIII, jestliže je toto potrubí součástí brzdové výzbroje vozu), který se tak uvádí do činnosti. V závislosti od velikosti poklesu tlaku v hlavním potrubí VII se prostřednictvím rozvaděče V plní stlačeným vzduchem o příslušné hodnotě řídicí vzduchojem VI, z kterého dále proudí vzduch do brzdového zátěžového ventilu IV, který následně propojí pomocný vzduchojem I s brzdovým válcem III. Dochází tak k vyvození brzdné síly.

Zátěžový brzdový ventil DAKO se skládá ze dvou konstrukčních celků, a to z části rozvodné a přestavné. Hlavní součásti rozvodné části jsou řídicí píst rozvodné části ventilu, vstřicný píst, dvojrámenná páka, pístnice řídicího pístu, dutá pístnice a podvojná záklopka. Hlavními komponenty přestavné části jsou řídicí píst přestavné části, tlačná regulační pružina, volnoběžka, pístnice a pohyblivá podpěra.

Brzdění podle nákladu znamená přizpůsobení brzdné síly okamžité hmotnosti vozidla. Změna velikosti brzdné síly nastává pneumaticky kontinuální změnou tlaku v brzdovém válci v závislosti na hmotnosti vozidla. Regulace brzdné síly se uskutečňuje prostřednictvím řídicího tlaku T, který se přivádí od snímače ložení umístěného v místě vypružení vozidla. Na základě velikosti řídicího tlaku T ze snímače ložení a pilotního tlaku C<sub>v</sub> z řídicího vzduchojemu je vytvořen v zátěžovém brzdovém ventilu tlak C do brzdového válce. Závislost tlaku C na tlaku T je nelineární, což je způsobené převodem na dvojrámenné páce ventilu. V minulosti nastavení charakteristiky zátěžového brzdového ventilu v kombinaci s litinovými brzdovými špalky nebyl až takový problém, protože jeho nelinearita byla do značné míry vykompenzována klesajícím součinitelem tření na třecí dvojici „brzdový špalík – dvojkolí“ při zvyšujícím se přítlaku brzdových špalků na kola. Docházelo tedy k tomu, že rostoucí průběh charakteristiky ventilu byl korigován klesajícím průběhem charakteristiky součinitele tření na třecí dvojici. Výsledná charakteristika brzdění se tak blížila k ideální charakteristice, to znamená, že nedocházelo ani k přebrzdění, ani k podbrzdění vozidla. Takovým způsobem bylo možné bez jakýchkoli komplikací dosáhnout předepsaného tolerančního pásma brzdové účinnosti, která se vyjadřuje pomocí brzdícího procenta λ. S vývojem legislativy a rostoucími environmetálními nároky na železniční dopravu se od litinových brzdových špalíků přešlo k používání špalíků vyrobených z kompozitních materiálů. Jedním z hlavních důvodů k takovému kroku byla snaha o snížení emisí hluku při brzdění vlaku.

V současnosti existuje několik mezinárodně schválených typů kompozitních špalíků, přičemž při jejich aplikaci dochází ke komplikacím, zejména při návrhu a výpočtu brzdy. Příčinou těchto komplikací je relativně konstantní průběh třecího koeficientu kompozitních špalíků, neboť se

zvyšujícím se přtlakem špalíků na kolo nedochází až k tak velkému poklesu hodnoty součinitele tření jako při špalících litinových.

5 Z výše uvedeného rozdílu vlastností mezi litinou a kompozitními materiály dochází ke komplikacím při výpočtu samotné brzdy a stanovení parametrů zátěžového brzdového ventilu tak, aby se vyhovělo platné *UIC* a *TSI* legislativě určující hranice rozsahu hodnoty brzdové účinnosti, a to konkrétně pro vlaky jezdící v režimu „SS“ je  $\lambda = 100 \div 125\%$ , pro vlaky jezdící v režimu „S“ je  $\lambda = 65 \div 125\%$ . Proto je nutné posouvat krajní výpočtové body výsledné brzdové charakteristiky na hranici horní tolerance tak, aby nedocházelo k propadnutí brzdové účinnosti pod dolní hranici tolerance pro středně ložený vůz.  
10

### Podstata technického řešení

15 Cílem tohoto technického řešení je zlepšit současnou konstrukci zátěžového brzdového ventilu, aby se dosáhlo co nejideálnější brzdové charakteristiky kolejového vozidla, a tedy vlakové soupravy, bez nutnosti použití dalších přídavných zařízení.

20 Předmětem tohoto technického řešení je zátěžový brzdový ventil pro brzdění kolejového vozidla, podle nákladu s přizpůsobením brzdné síly okamžité hmotnosti vozidla, napojený na přívod řídicího tlaku T od snímače ložení, obsahující řídicí píst přestavné části ventilu, který je spojený prostřednictvím pístnice s pohyblivou podpěrou, jejíž poloha definuje převod  $m:n$  ramen na dvojramenné páce. Tato ramena jsou jednotlivě ve styku jednak s pístnicí řídicího pístu rozvodné části ventilu, na který trvale působí tlak C<sub>v</sub> z řídicího vzduchojemu brzdového systému, a jednak  
25 s dutou pístnicí vstřícného pístu, kde prostor nad tímto pístem je spojen s brzdovým válcem III, napájeného stlačeným vzduchem kanálem z pomocného vzduchojemu I tlakem R přes podvojnou záklopku.

30 Podstata tohoto technického řešení spočívá v tom, že zátěžový brzdový ventil obsahuje soustavu nejméně dvou tlačných pružin zapojených paralelně nebo sériově s výslednou lomenou charakteristikou, které jsou uloženy koaxiálně pro definování působení žádoucí síly v daném okamžiku na řídicí píst přestavné části ventilu a pro zlinearizování charakteristiky zátěžového brzdového ventilu.

35 V jednom provedení technického řešení soustava tlačných pružin obsahuje dvě až tři tlačné pružiny, a to tlačnou pružinu velkou a tlačnou pružinu malou, případně i tlačnou pružinu středovou, které jsou zapojeny paralelně.

40 V jiném provedení tohoto řešení soustava tlačných pružin obsahuje tři tlačné pružiny, a to tlačnou pružinu primární, tlačnou pružinu sekundární a tlačnou pružinu terciární, které jsou zapojeny sériově.

45 V dalším provedení tohoto řešení tlačná pružina sekundární a tlačná pružina terciární jsou nahrazeny pružinou s duální charakteristikou.

Uvedené konstrukční řešení značně eliminuje nelineárnost výsledné brzdové charakteristiky vozidla, která je zapříčiněna nelineární charakteristikou zátěžového brzdového ventilu.

### 50 Objasnění výkresů

Na připojených výkresech jsou zobrazeny příklady provedení předloženého technického řešení.

Na obr. 1 je průběh charakteristiky brzdění kolejového vozidla vybaveného špalíkovou brzdou s litinovými špalíky P10, na obr. 2 průběh charakteristiky brzdění kolejového vozidla vybaveného špalíkovou brzdou s kompozitními špalíky K.

- 5 Na obr. 3 je porovnání ideální (červená křivka) a původní lineární (modrá křivka) charakteristiky tlačné regulační pružiny v přestavné části zátěžového brzdového ventilu.

Na obr. 4 je porovnání ideální a původní charakteristiky brzdění kolejového vozidla vybaveného špalíkovou brzdou s kompozitními špalíky K.

10

Na obr. 5 je příklad průběhu vylepšené charakteristiky brzdění kolejového vozidla vybaveného špalíkovou brzdou s kompozitními špalíky K.

Na obr. 6 je schématické znázornění návaznosti komponentů brzdy DAKO.

15

Na obr. 7 je funkční schéma zátěžového brzdového ventilu s původním konstrukčním řešením přestavné části s jednou tlačnou pružinou a volnoběžkou.

Na obr. 8 je funkční schéma zátěžového brzdového ventilu s konstrukčním řešením přestavné části podle předloženého řešení se soustavou dvou paralelně zapojených pružin.

20

Na obr. 9 je funkční schéma zátěžového brzdového ventilu s konstrukčním řešením přestavné části podle tohoto řešení se soustavou tří paralelně zapojených pružin.

25

Na obr. 10 je funkční schéma zátěžového brzdového ventilu s konstrukčním řešením přestavné části se soustavou tří sériově zapojených pružin podle tohoto technického řešení.

Na obr. 11 je funkční schéma zátěžového brzdového ventilu s konstrukčním řešením přestavné části se soustavou dvou sériově zapojených pružin podle tohoto technického řešení.

30

### Příklady uskutečnění technického řešení

Názorné příklady konstrukčních provedení tohoto technického řešení jsou podrobně vysvětleny v následujícím textu, včetně funkce zátěžového brzdového ventilu.

35

Propad křivky brzdové účinnosti vozidla z důvodu nelineární charakteristiky zátěžového brzdového ventilu se dá v praxi vyřešit pro konkrétní brzděnou hmotnost vozidla dvěma způsoby, buď mechanicky změnou převodu tyčové při stálém tlaku v brzdovém válci, nebo pneumaticky změnou tlaku v brzdovém válci při stálém převodu tyčové. V následujícím textu se pojednává pneumatické řešení, to je úprava přestavné části zátěžového brzdového ventilu, a to konkrétně úprava jeho charakteristiky prostřednictvím změny charakteristiky tlačné regulační pružiny, od které de facto závisí velikost vnitřního převodu na dvojramenné páce, a tedy velikost tlaku C do brzdového válce.

45

Průběh změn pilotního tlaku  $C_v$  v řídicím vzduchojemu VI se přenáší prostřednictvím řídicího pístu 13 rozvodné části ventilu a pístnice 22 na dvojramennou páku 9, dutou pístnicí 23 a vstřícný píst 20 do brzdového válce III, který je napájený stlačeným vzduchem kanálem 16 do brzdového válce III od pomocného vzduchojemu I tlakem R přes otevřené vnější sedlo podvojně záklopkou 17. Zátěžový brzdový ventil je tedy zařízení, které umožňuje udržovat tlak vzduchu v brzdovém válci III na hodnotě vyplývající z momentové rovnováhy na dvojramenné páce 9 opírající se svou spodní částí o pohyblivou podpěru 8. Na řídicí píst 13 rozvodné části ventilu působí trvale tlak  $C_v$  z řídicího vzduchojemu VI, přičemž na vstřícný píst 20 působí tlak C od brzdového válce III.

50

Poměr ramen  $m:n$  na dvojramenné páce 9 je možné měnit posunem pohyblivé podpěry 8, přičemž dochází i ke změně velikostí momentů na dvojramenné páce 9. Tlak v brzdovém válci III tím nabývá různé hodnoty v závislosti od okamžité polohy otočného bodu pohyblivé podpěry 8.

- 5 Poloha pohyblivé podpěry 8 závisí od velikosti řídicího tlaku  $T$  a výsledné tuhosti soustavy tlačných pružin. Tato soustava může být řešena vícerymi způsoby, jak je znázorněno na obr. 8 až obr. 11, kde tlačná pružina 4 velká, tlačná pružina 5 malá a tlačná pružina 6 středová (obr. 8, obr. 9) jsou zapojené paralelně a pružiny 26, 28, 30, 31 (tlačná pružina 26 primární, tlačná pružina 28 terciární, tlačná pružina 30 sekundární a tlačná pružina 31 s duální charakteristikou na obr. 10 a obr. 11) jsou zapojené sériově. Taková soustava pružin působící na řídicí píst 3 přestavné části ventilu má výslednou charakteristiku lomenou, což znamená, že v určitém okamžiku po dosažení definované hodnoty poměru ramen  $m:n$  na dvojramenné páce 9 nastane skoková změna její tuhosti.

15 V prvním předloženém konstrukčním provedení, zobrazeném na obr. 8, je soustava tvořena dvěma tlačnými pružinami 4 a 5 (tlačnou pružinou 4 velkou a tlačnou pružinou 5 malou), které jsou zapojeny paralelně, to znamená, že řídicí píst 3 přestavné části ventilu se při působení řídicího tlaku  $T$  od snímače ložení posouvá směrem od nastavovacího šroubu 2 minimálního tlaku do brzdového válce III, přičemž stlačuje zpočátku jenom tlačnou pružinu 4 velkou. Jelikož dochází k stlačení jenom tlačné pružiny 4 velké, tuhost soustavy pružin je rovna tuhosti této pružiny. Po přejetí určité vzdálenosti řídicím pístem 3 přestavné části ventilu, a tedy od okamžiku, který je definován určitým poměrem  $m:n$  na dvojramenné páce 9, dochází k stlačení i tlačné pružiny 5 malé, což vyvolá skokovou změnu v tuhosti soustavy pružin. To stejné platí i pro konstrukční provedení v předloženém pořadí jako druhé, zobrazeném na obr. 9. Výsledná tuhost soustavy pružin v daném okamžiku se potom rovná součtu tuhostí všech stlačených pružin v dané soustavě.

25

$$k = k_1 + k_2 + k_3 + \dots + k_n$$

V třetím konstrukčním provedení, zobrazeném na obr. 10, je soustava pružin tvořena třemi tlačnými pružinami 26, 28 a 30 (tlačná pružina 26 primární, tlačná pružina 28 terciární, tlačná pružina 30 sekundární), které jsou zapojeny sériově, to znamená, že řídicí píst 3 přestavné části ventilu se při působení řídicího tlaku  $T$  od snímače ložení posouvá směrem od nastavovacího šroubu 2 minimálního tlaku do brzdového válce III, přičemž stlačuje všechny tři výše uvedené pružiny soustavy pružin. Po přejetí určité vzdálenosti řídicím pístem 3 přestavné části ventilu, a tedy od okamžiku, který je definován určitým poměrem  $m:n$  na dvojramenné páce 9, dochází k dosednutí dorazového tělesa 27 o stěnu ventilu, což má za následek vyřazení tlačné pružiny 26 primární z funkce. Dochází tak ke změně tuhosti soustavy. Při dalším pohybu řídicího pístu 3 přestavné části ventilu směrem od nastavovacího šroubu 2 minimálního tlaku do brzdového válce III se stlačují už jenom tlačná pružina 28 terciární a tlačná pružina 30 sekundární. To stejné platí i pro konstrukční provedení předloženému v pořadí jako čtvrté a zobrazené na obr. 11, avšak s tím rozdílem, že tlačná pružina 30 sekundární a tlačná pružina 28 terciární jsou nahrazeny tlačnou pružinou 31 s duální charakteristikou. Výsledná obrácená tuhost soustavy pružin v daném okamžiku se potom rovná součtu obrácených tuhostí všech stlačených pružin v dané soustavě.

45

Ve výsledné brzdové charakteristice kolejového vozidla se okamžiky, ve kterých došlo k změně tuhosti soustavy pružin v přestavné části zátěžového brzdového ventilu III, promítnou jako vrcholové body ležící v intervalu hmotnosti vozidla, v daném případě mezi 18 až 72 t (viz obr. 9).

- 50 Podle podmínek *UIC* má být na počátku brzdění velikost náskoku na brzdových zdržích přibližně 10 % z maximálního přitlaku. Tento požadavek je řešen tak, že dvojramenná páka 9 je v této fázi brzdění uložena na statické podpěře 10, která přitlačí dvojramennou páku 9 o horní opěrku 14 takovým způsobem, že pohyblivá podpěra 8 není v kontaktu s dvojramennou pákou 9. V náskokové fázi se (vahadlo) dvojramenná páka 9 vychýlí okolo otočného bodu statické podpěry

10, přičemž do brzdového válce III přes otevřené vnější sedlo podvojně záklopky 17 vnikne vzduch z pomocného vzduchojemu I a vytvoří tak prvou část náskoku nezávisle na poloze pohyblivé podpěry 8. Jakmile tlak vzduchu C v brzdovém válci III dosáhne takové hodnoty, že se jeho působením na vstříčný píst 20 spolu s působením tlaku Cv od řídicího vzduchojemu VI stlačí pružiny statické podpěry 10, klesá dvojamenná páka 9, až dosedne na pohyblivou podpěru 8. Další nárůst tlaku v brzdovém válci III je určený výlučně převodem  $m:n$  na dvojamenné páce 9.

V průběhu brzdění se rozvaděčem nastavený tlakový stupeň v řídicím vzduchojemu VI dále šíří prostřednictvím řídicího pístu 13 rozvodné části ventilu na rameno  $m$  dvojamenné páky 9. Rameno  $n$  dvojamenné páky posouvá dutou pístnici 23 a vstříčný píst 20 směrem nahoru, přičemž dutá pístnice 23 otvírá vnější sedlo podvojně záklopky 17. Spojení brzdového válce III s ovzduším je tak přerušeno a dochází k jeho plnění z pomocného vzduchojemu I. Hned jakmile dosáhne tlak C v brzdovém válci III hodnoty, při které dojde k momentové rovnováze řídicího pístu 13 rozvodné části ventilu a vstřícného pístu 20 na dvojamenné páce 9, vnější sedlo podvojně záklopky 17 se zavře a zabrání tak dalšímu plnění brzdového válce III z pomocného vzduchojemu I.

V průběhu odbrzdování klesá tlak v řídicím vzduchojemu VI a zároveň i síla působící na řídicí píst 13 rozvodné části ventilu a na rameno  $m$  dvojamenné páky 9. Přetlak ze strany brzdového válce III působící na vstříčný píst 20 vyvolá jeho pohyb spolu s dutou pístnici 23 směrem dolů, až se otevře vnitřní sedlo podvojně záklopky 17. Brzdový válec III je tak spojen s ovzduším přes otvor 21 ústící do dutiny v duté pístnici 23 a odvzdušňovací kanál 11.

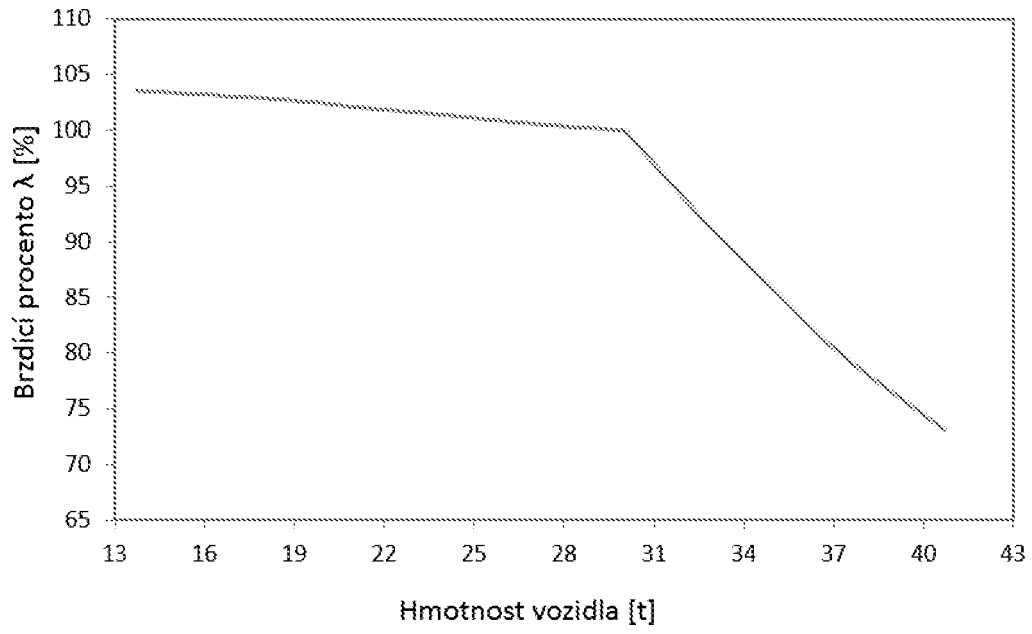
## NÁROKY NA OCHRANU

- 5 1. Zátěžový brzdový ventil pro brzdění kolejového vozidla, podle nákladu s přizpůsobením  
brzdné síly okamžité hmotnosti vozidla, napojený na přívod (1) řídicího tlaku T od snímače ložení  
a obsahující řídicí píst (3) přestavné části ventilu, který je spojený prostřednictvím pístnice (7)  
s pohyblivou podpěrou (8), jejíž poloha definuje převod  $m:n$  ramen na dvojramenné páce (9), kde  
tato ramena jsou jednotlivě ve styku jednak s pístnicí (22) řídicího pístu (13) rozvodné části ventilu,  
na který trvale působí tlak  $C_v$  z řídicího vzduchojemu (VI) brzdového systému, a jednak s dutou  
10 pístnicí (23) vstříčného pístu (20) do brzdového válce (III), napájeného stlačeným vzduchem  
kanálem (16) z pomocného vzduchojemu (I) tlakem R přes záklopku (17), **vyznačující se tím**, že  
obsahuje soustavu nejméně dvou tlačných pružin (4, 5, 6, 26, 28, 31) zapojených paralelně nebo  
sériově s výslednou lomenou charakteristikou, které jsou uloženy koaxiálně pro definování  
působení žádoucí síly v daném okamžiku na řídicí píst (3) přestavné části ventilu a pro  
15 zlinearizování charakteristiky zátěžového brzdového ventilu.
2. Zátěžový brzdový ventil podle nároku 1, **vyznačující se tím**, že soustava tlačných pružin  
obsahuje dvě až tři tlačné pružiny, a to tlačnou pružinu (4) velkou a tlačnou pružinu (5) malou,  
případně i tlačnou pružinu (6) středovou, které jsou zapojeny paralelně.  
20
3. Zátěžový brzdový ventil podle nároku 1, **vyznačující se tím**, že soustava tlačných pružin  
obsahuje tři tlačné pružiny, a to tlačnou pružinu (26) primární, tlačnou pružinu (30) sekundární  
a tlačnou pružinu (28) terciární, které jsou zapojeny sériově.
- 25 4. Zátěžový brzdový ventil podle nároku 3, **vyznačující se tím**, že tlačná pružina (30) sekundární  
a tlačná pružina (28) terciární jsou nahrazeny pružinou (31) s duální charakteristikou.

8 výkresů

## Seznam vztahových značek:

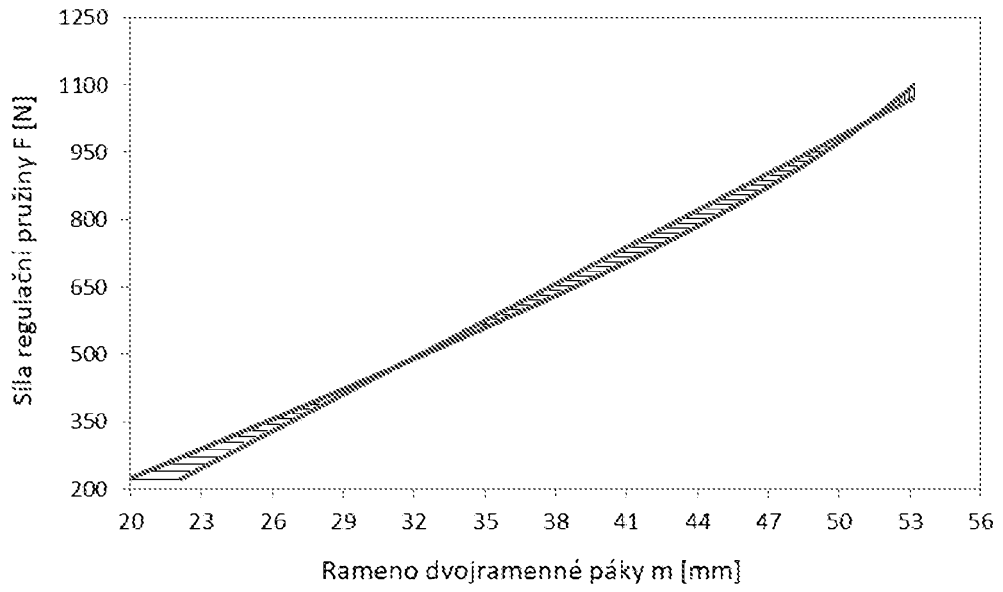
- I pomocný vzduchojem
- II rozvodový vzduchojem
- III brzdový válec
- IV zátěžový brzdový ventil
- V rozvaděč
- VI řídicí vzduchojem
- VII hlavní potrubí
- VIII napájecí potrubí
- 1 přívod řídicího tlaku od snímače ložení
- 2 nastavovací šroub minimálního tlaku do brzdového válce
- 3 řídicí píst přestavné části ventilu
- 4 tlačná pružina velká
- 5 tlačná pružina malá
- 6 tlačná pružina středová
- 7 pístnice přestavné části ventilu
- 8 pohyblivá podpěra
- 9 dvojramenná páka
- 10 statická podpěra
- 11 odvzdušňovací kanál
- 12 nastavovací šroub maximálního tlaku do brzdového válce
- 13 řídicí píst rozvodné části ventilu
- 14 horní opěrka
- 15 přívod od řídicího vzduchojemu
- 16 kanál do brzdového válce
- 17 podvojná záklopka
- 18 vratná pružina záklopky
- 19 přívod od pomocného vzduchojemu
- 20 vstřícný píst
- 21 otvor ústící do dutiny v pístnici
- 22 pístnice řídicího pístu
- 23 dutá pístnice
- 24 tlačná regulační pružina
- 25 volnoběžka
- 26 tlačná pružina primární
- 27 dorazové těleso
- 28 tlačná pružina terciární
- 29 distanční kroužek
- 30 tlačná pružina sekundární
- 31 tlačná pružina s duální charakteristikou.



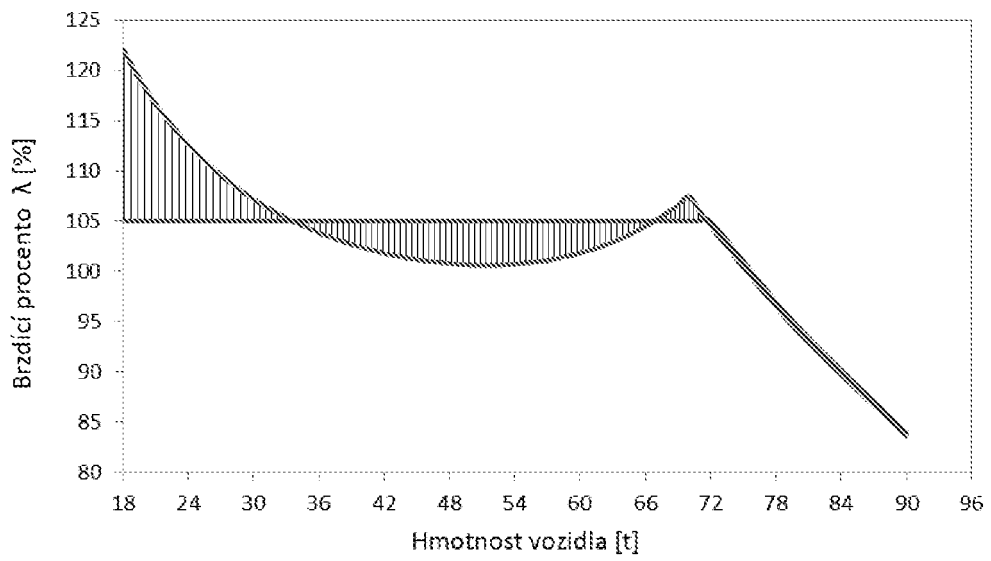
Obr. 1



Obr. 2



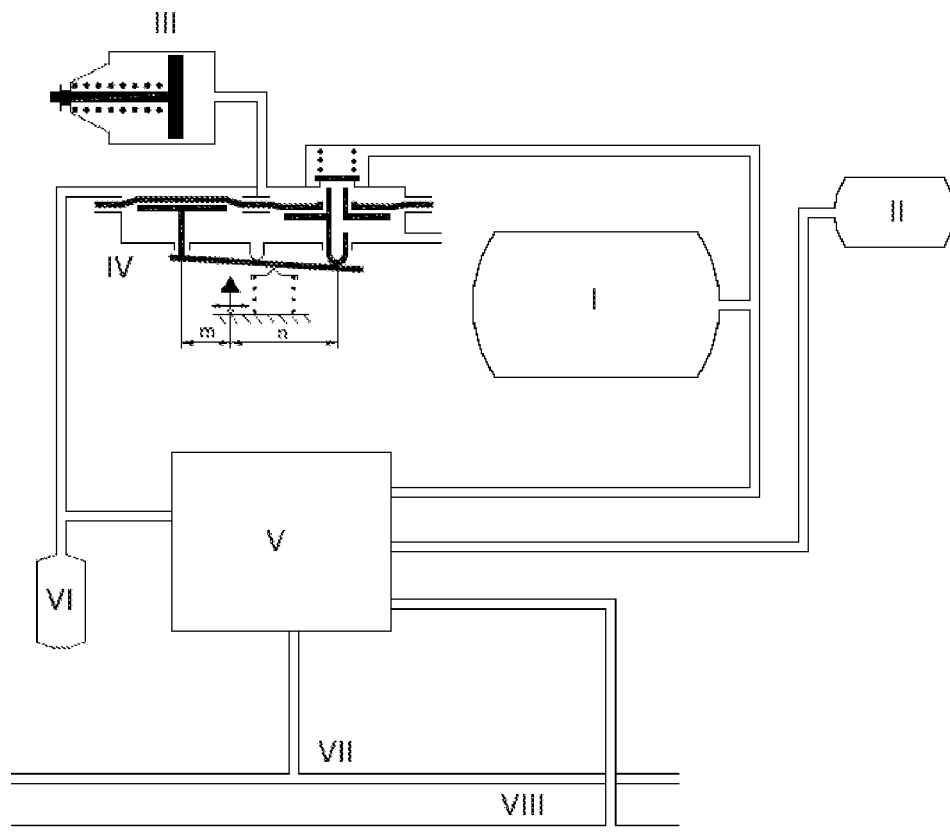
Obr. 3



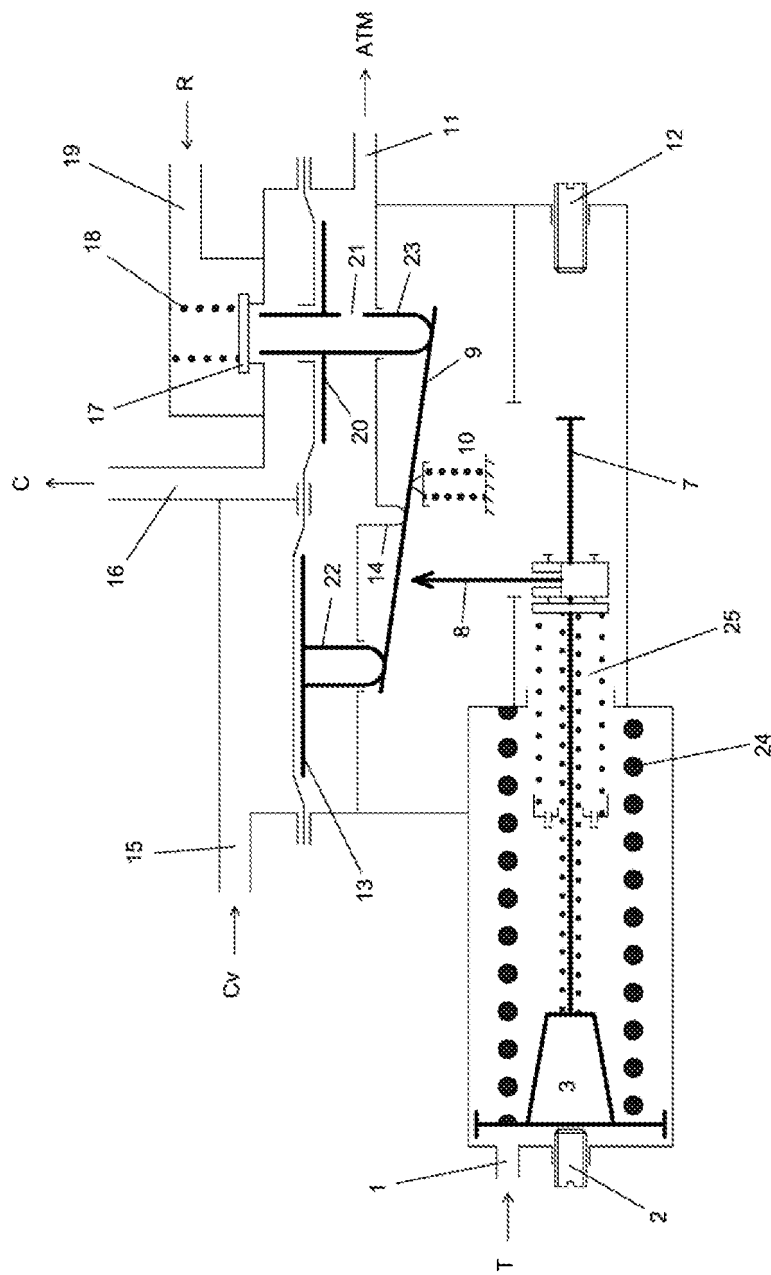
Obr. 4



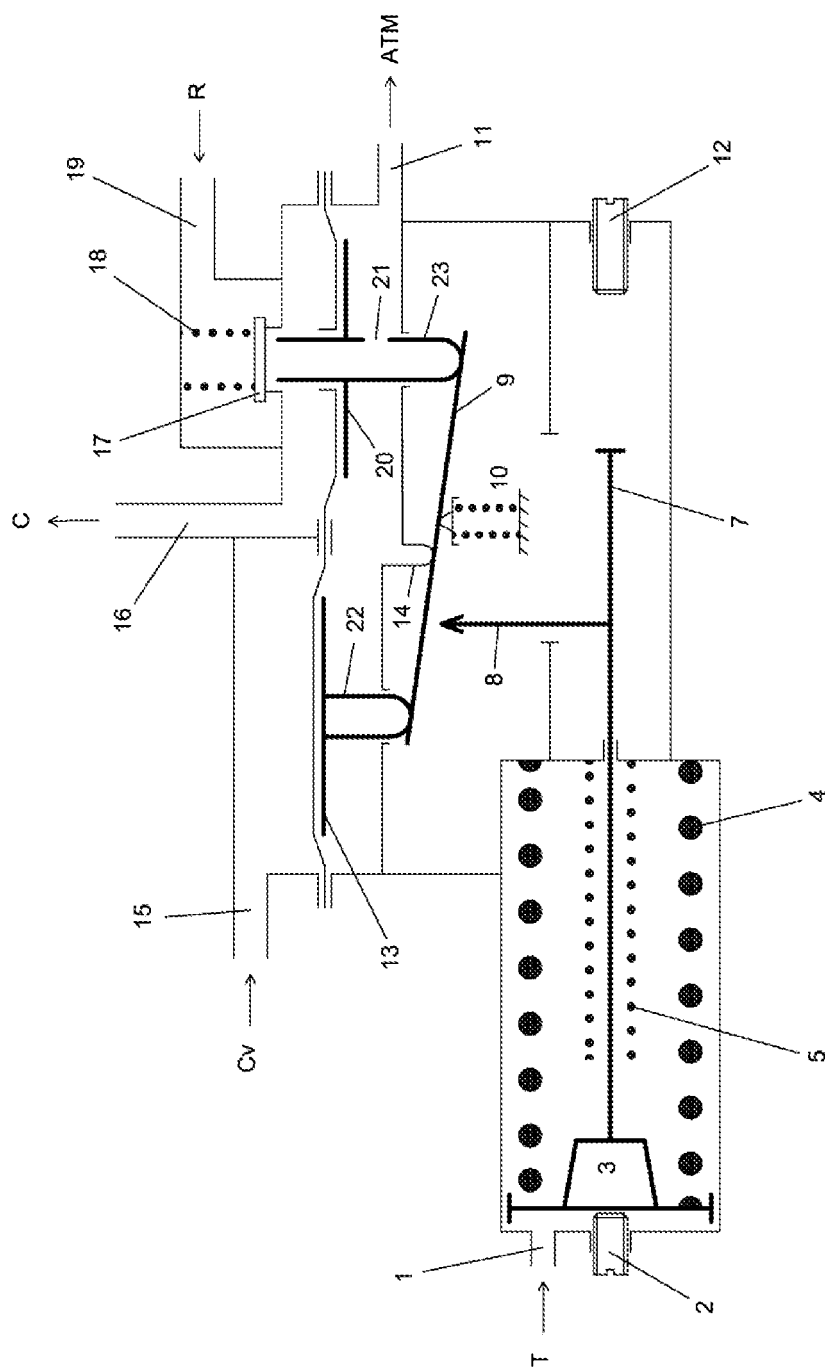
Obr. 5



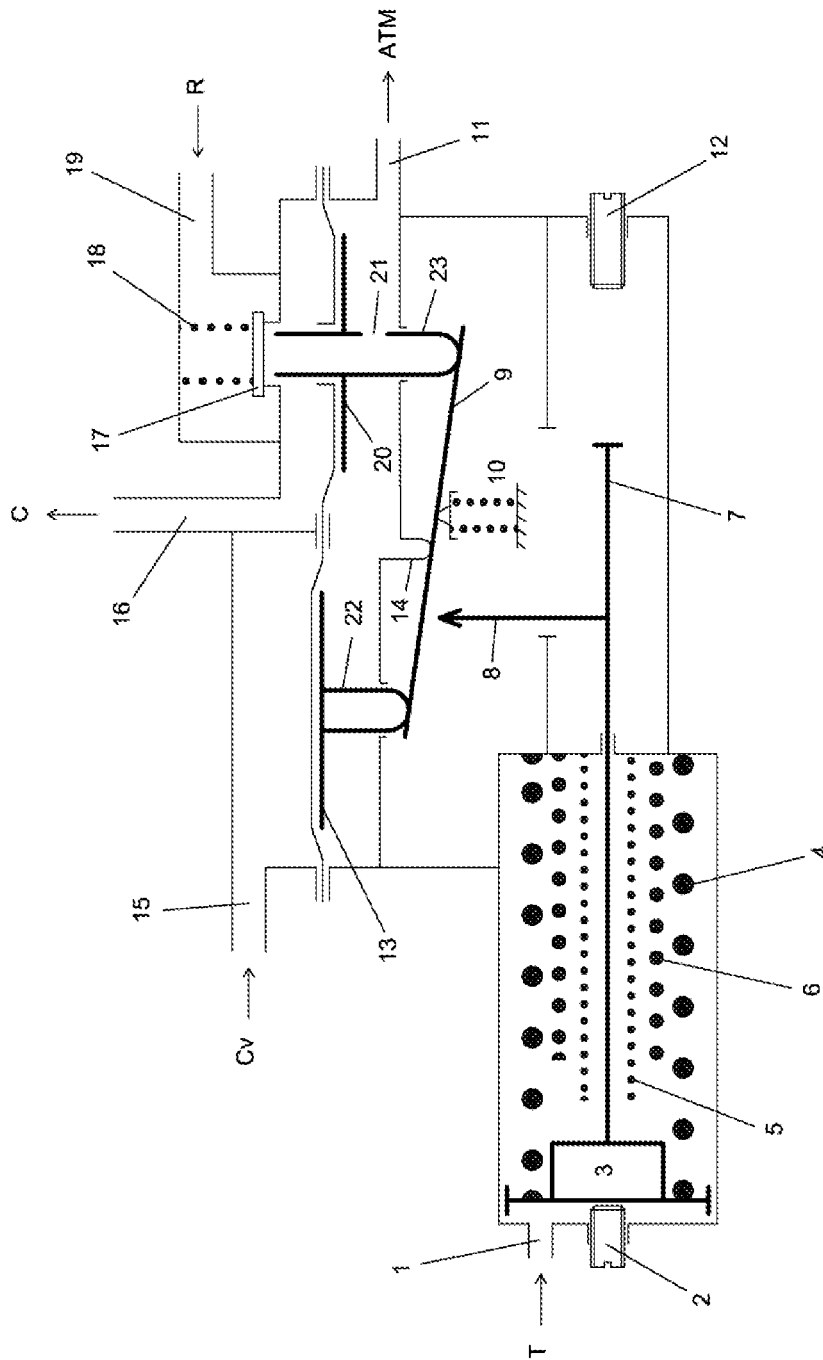
Obr. 6



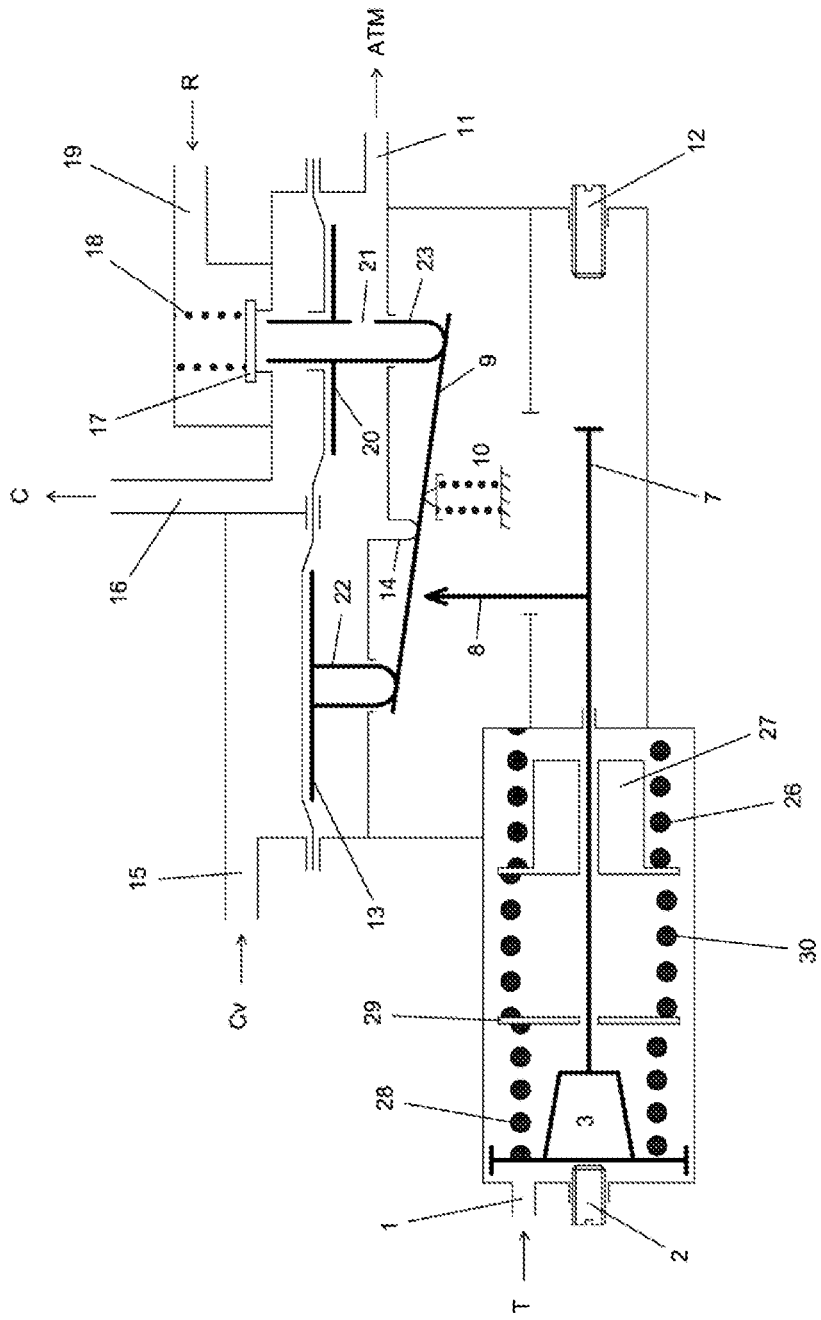
Obr. 7



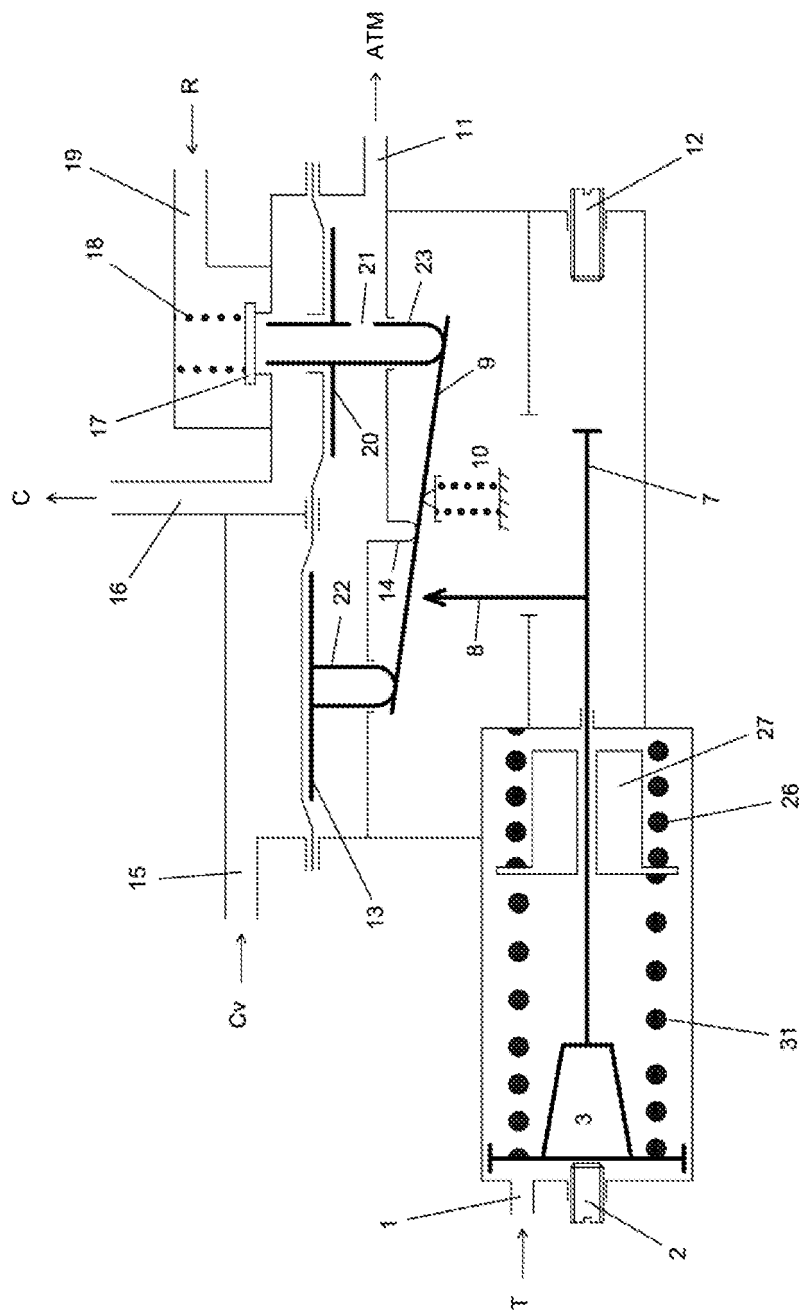
Obr. 8



Obr. 9



Obr. 10



Obr. 11