

F04B 39/12 (2006.01)
F04C 18/356 (2006.01)
F04C 29/12 (2006.01)
F25B 1/00 (2006.01)

(19)
ČESKÁ
REPUBLIKA



ÚŘAD
PRŮMYSLOVÉHO
VLASTNICTVÍ

(21) Číslo přihlášky: 2019-432
 (22) Přihlášeno: 01.02.2017
 (30) Právo přednosti: 01.02.2017 JP PCT/JP2017/003598
 (40) Zveřejněno: 31.07.2019
 (Věstník č. 31/2019)
 (47) Uděleno: 13.10.2021
 (24) Oznámení o udělení ve věstníku: 24.11.2021
 (Věstník č. 47/2021)
 (86) PCT číslo: PCT/JP2017/003598
 (87) PCT číslo zveřejnění: WO 2018/142505

(56) Relevantní dokumenty:
 (Stanislaw Antas: Exhaust System for Radial and Axial-Centrifugal Compressor with Pipe Diffuser; International Journal of Turbo and Jet Engines 36(3) DOI:10.1515/tij-2016-0068; https://www.researchgate.net/publication/311958966_Exhaust_System_for_Radial_and_Axial-Centrifugal_Compressor_with_Pipe_Diffuser) 2016.
 WO 2016189698 A1; JP 2014145366 A; CZ 306345 B6; WO 2011034164 A1; JP 2011002217 A; JP S5863380U U.

(73) Majitel patentu:
 Mitsubishi Electric Corporation, 100-8310 Tokyo, JP

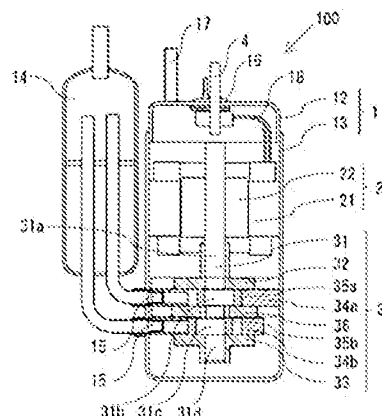
(72) Původce:
 Ryo Hamada, 100-8310 Tokyo, JP
 Kanichiro Sugiura, 100-8310 Tokyo, JP
 Takaya Kimoto, 100-8310 Tokyo, JP

(74) Zástupce:
 Rott, Růžička & Guttman a spol., Vyskočilova
 1566, 140 00 Praha 4, Michle

(54) Název vynálezu:

Kompresor

(57) Anotace:
 Kompresor obsahuje utěsněnou nádobu (1); jednotku (3) kompresního mechanismu, která je uspořádána v utěsněné nádobě (1) a stlačuje chladivo, které proudí do utěsněné nádoby (1); a vypouštěcí trubku (4), která je upevněna k utěsněné nádobě (1) a umožňuje vypouštění chladiva stlačeného jednotkou (3) kompresního mechanismu ven z utěsněné nádoby (1). Vypouštěcí trubka (4) obsahuje první část (43a) stěny mající oválný nebo eliptický průřez a druhou část (43b) stěny mající kruhový průřez. První část (43a) stěny je umístěna na jedné koncové části vypouštěcí trubky (4), která je připojena k utěsněné nádobě (1), a druhá část (43b) stěny je umístěna na druhé koncové části vypouštěcí trubky (4). Ve vypouštěcí trubce (4) je plocha (S1) průřezu první části (43a) stěny větší než plocha (S2) průřezu druhé části (43b) stěny.



Kompresor

Oblast techniky

5

Předkládaný vynález se týká kompresoru, který stlačuje a vypouští chladivo.

Dosavadní stav techniky

10

Patentová literatura 1: Japonská patentová přihláška č. JP 2012057503 A.

15

Hydrofluorolefiny a uhlovodíky mají potenciál globálního oteplování (GWP) nižší než R410A a R32, které představují známá používaná chladiva. Silně se očekává, že hydrofluorolefiny a uhlovodíky budou představovat chladiva, která budou použitelná v rámci protipatření proti globálnímu oteplování. S ohledem na to byly navrženy kompresory používající pracovní chladivo obsahující hydrofluorolefin jako hlavní složku (viz například patentovou literaturu 1).

20

Podstata vynálezu

25

Jak bylo popsáno výše, mají hydrofluorolefiny a uhlovodíky nižší GWP než R410 a R32, které se používají jako známá chladiva, a očekává se, že budou představovat chladiva, která budou použitelná v rámci protipatření proti globálnímu oteplování. Nicméně hydrofluorolefiny a uhlovodíky mají chladicí kapacitu na jednotku objemu, která je nižší než chladicí kapacita známých chladiv jako R32. Proto se v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá hydrofluorolefin nebo uhlovodík, musí k dosažení chladicí kapacity ekvivalentní k chladicí kapacitě známých chladiv zvýšit průtok pracovního chladiva a pokles tlaku, k němuž dochází, když se pracovní chladivo vypouští z utěsněné nádoby kompresoru, se zvyšuje.

30

Předkládaný vynález byl koncipován k vyřešení výše uvedených problémů a úkolem tohoto vynálezu je poskytnout kompresor, který sníží pokles tlaku, k němuž dochází, když se pracovní chladivo vypouští z utěsněné nádoby kompresoru.

35

Uvedený úkol řeší kompresor, který obsahuje: utěsněnou nádobu; jednotku kompresního mechanismu, která je uspořádána v utěsněné nádobě a stlačuje chladivo, které proudí do utěsněné nádoby; a vypouštěcí trubku, která je upevněna k utěsněné nádobě a umožňuje vypouštění chladiva stlačeného jednotkou kompresního mechanismu ven z utěsněné nádoby přes vypouštěcí trubku. Vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky a zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky kompresního mechanismu vyhovuje vztahu $5 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 9 \cdot (d - 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$.

40

Vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky a zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky kompresního mechanismu vyhovuje vztahu $5 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 9 \cdot (d - 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$. Tím je možné zabránit zvýšení poklesu tlaku ve vypouštěcí trubce v kompresoru, ve kterém se jako pracovní chladivo používá hydrofluorolefin, který proudí vysokou rychlostí průtoku, a rovněž je možné snížit tlakovou ztrátu, k níž dochází, když se pracovní chladivo vypouští z utěsněné nádoby kompresoru.

45

Objasnění výkresů

50

Obr. 1 je schéma znázorňující vnitřní uspořádání kompresoru podle provedení 1 předkládaného vynálezu.

55

Obr. 2 je pohled ve vertikálním řezu znázorňující jednotku kompresního mechanismu obsaženou v kompresoru podle provedení 1 předkládaného vynálezu.

Obr. 3 je pohled v řezu vedeném podél linie A-A na obr. 2.

Obr. 4 je pohled v řezu vedeném podél linie B-B na obr. 2.

5

Obr. 5 je graf znázorňující třecí koeficient λ vypouštěcí trubky obsažené v kompresoru podle provedení 1 předkládaného vynálezu v případě, kdy se mění rozměr vypouštěcí trubky a zdvihový objem.

10

Obr. 6 je graf znázorňující konturní linie poklesu tlaku ΔP na výstupu kompresoru podle provedení 1, předkládaného vynálezu.

15

Obr. 7 je graf znázorňující konturní linie poklesu tlaku ΔP na výstupu kompresoru podle provedení 2, předkládaného vynálezu, k němuž dochází v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá samotný propan.

Obr. 8 je diagram ilustrující směsné poměry mezi chladivem R32, chladivem R1234yf a chladivem R1123.

20

Obr. 9 je schematický diagram znázorňující vypouštěcí trubku obsaženou v kompresoru podle provedení 3, předkládaného vynálezu.

Obr. 10 je schematický půdorysný pohled na kompresor podle provedení 4, předkládaného vynálezu.

25

Obr. 11 je schematický pohled ze strany na horní část utěsněné nádoby.

Příklady uskutečnění vynálezu

30

Provedení 1

Obr. 1 je schéma znázorňující vnitřní uspořádání kompresoru podle provedení 1, předkládaného vynálezu. V následujícím popisu bude jako příklad kompresoru popsán dvojitý rotační kompresor 100 obsahující jednotku kompresního mechanismu opatřeného dvěma válci. Jak je znázorněno na obr. 1, kompresor 100 je elektromotorický kompresor utěsněného typu obsahující utěsněnou nádobu 1, jednotku 2 motoru uspořádanou v utěsněné nádobě 1 a jednotku 3 kompresního mechanismu, rovněž uspořádanou v utěsněné nádobě 1.

40

Utěsněná nádoba 1 obsahuje spodní utěsněnou nádobu 13, vytvořenou ve tvaru dutého válce se dnem, a horní utěsněnou nádobu 12, která uzavírá otvor opatřený na vrcholu spodní utěsněné nádoby 13. V utěsněné nádobě 1 jsou spojovací části mezi spodní utěsněnou nádobou 13 a horní utěsněnou nádobou 12 svařeny a upevněny k sobě, čímž se utěsněná nádoba 1 udržuje v utěsněném stavu.

45

Sací trubky 15 jsou připojeny ke spodní utěsněné nádobě 13 a sací tlumič 14 je uchycen k sacím trůbkám 15. Sací trubky 15 jsou spojovací trubky, které umožňují, aby plynné chladivo proudící sacím tlumičem 14 proudilo do jednotky 3 kompresního mechanismu sacími trůbkami 15. Spodní utěsněná nádoba 13 může být opatřena mechanismem pro dodávání oleje, který ukládá mazací olej určený k dodávání do jednotky 3 kompresního mechanismu.

50

K horní utěsněné nádobě 12 je připojena vypouštěcí trubka 4, která se nachází na prodloužení osy rotační hřídele 31. Vypouštěcí trubka 4 je upevněna k utěsněné nádobě 1 a umožňuje vypouštění chladiva stlačeného jednotkou 3 kompresního mechanismu mimo utěsněnou nádobu 1 vypouštěcí trůbkou 4. Vypouštěcí trubka má konstantní vnitřní průměr po celé její délce. V případě použití

55

vypouštěcí trubky 4 stačí, když je vypouštěcí trubka 4 umístěna na utěsněné nádobě 1. Není nezbytně nutné, aby vypouštěcí trubka 4 byla umístěna na prodloužení osy rotační hřídele 31. Horní utěsněná nádoba 12 obsahuje: hermetickou svorku 16, která uskutečňuje elektrické spojení s jednotkou 2 motoru v utěsněné nádobě 1; a tyč 17, ke které je upevněn kryt pro ochranu hermetické svorky 16.

Jednotka 2 motoru obsahuje stator 21, upevněný ke spodní utěsněné nádobě 13, a rotor 22, rotačně uspořádaný na vnitřní obvodové straně statoru 21. Rotor 22 má rotační hřídel 31 upevněnou ke středové části rotoru 22. Stator 21 je upevněn ke spodní utěsněné nádobě 13 utěsněné nádoby 1 různými způsoby upevnění, jako je smršťovací uchycení a přivaření. Stator 21 je elektricky připojen k hermetické svorce 16 vedením 18.

Obr. 2 je pohled ve vertikálním řezu znázorňující jednotku kompresního mechanismu obsaženou v kompresoru podle provedení 1 předkládaného vynálezu. Obr. 3 je pohled v řezu vedeném podél linie A-A na obr. 2. Obr. 4 je pohled v řezu vedeném podél linie B-B na obr. 2. Uspořádání jednotky 3 kompresního mechanismu bude popsáno s odkazem na obr. 2 až 4. Na obr. 3 a obr. 4 je vynecháno zobrazení excentrické části 31c hřídele a excentrické části 31d hřídele.

Jednotka 3 kompresního mechanismu je uspořádána v utěsněné nádobě 1 a stlačuje chladivo, které proudí do utěsněné nádoby 1. Jednotka 3 kompresního mechanismu je dvojitý rotační kompresní mechanismus obsahující dva válce. Jednotka 3 kompresního mechanismu je opatřena pod jednotkou 2 motoru v utěsněné nádobě 1 a je upevněna ke spodní utěsněné nádobě 13. Jednotka 3 kompresního mechanismu obsahuje rotační hřídel 31, hlavní ložisko 32, vedlejší ložisko 33, první válec 34a, první valivý píst 35a, druhý válec 34b, druhý valivý píst 35b a dělicí desku 36.

Rotační hřídel 31 je připojena k rotoru 22 jednotky 2 motoru a přenáší rotační sílu jednotky 2 motoru na jednotku 3 kompresního mechanismu. Rotační hřídel 31 obsahuje hlavní část 31a hřídele, upevněnou k rotoru 22 jednotky 2 motoru, a vedlejší část 31b hřídele, umístěnou naproti hlavní části 31a hřídele v axiálním směru. Rotační hřídel 31 rovněž obsahuje excentrickou část 31c hřídele, která je umístěna mezi hlavní částí 31a hřídele a vedlejší částí 31b hřídele a vsunutá skrz první valivý píst 35a, a excentrickou část 31d hřídele, která je umístěna mezi hlavní částí 31a hřídele a vedlejší částí 31b hřídele a vsunutá skrz druhý valivý píst 35b. Excentrická část 31c hřídele a excentrická část 31d hřídele jsou uspořádány tak, aby měly mezi sebou předem stanovený fázový rozdíl (například 180 stupňů). U rotační hřídele 31 je hlavní část 31a hřídele rotačně nesena hlavním ložiskem 32 a vedlejší část 31b hřídele je rotačně nesena vedlejším ložiskem 33.

Hlavní ložisko 32 je blokující prvek, který blokuje koncovou plochu jedné z obou koncových částí prvního válce 34a (která je blíže k jednotce 2 motoru). Hlavní ložisko 32 a první válec 34a jsou provedeny jako samostatné součásti a jsou smontované dohromady. Vedlejší ložisko 33 je blokující prvek, který blokuje koncovou plochu jedné z obou koncových částí druhého válce 34b (která je dále od jednotky 2 motoru v axiálním směru). Vedlejší ložisko 33 a druhý válec 34b jsou provedeny jako samostatné součásti a jsou smontované dohromady.

První válec 34a má v zásadě dutý válcovitý tvar a obě koncové plochy prvního válce 34a v axiálním směru rotační hřídele 31 jsou blokovány hlavním ložiskem 32 a dělicí deskou 36, takže je ve vnitřním prostoru prvního válce 34a vytvořena utěsněná komora 40a, jak je znázorněna na obr. 3. V komoře 40a jsou uspořádány excentrická část 31c hřídele rotační hřídele 31, jak je znázorněna na obr. 2, a první valivý píst 35a, který je rotačně uchycen k excentrické části 31c hřídele. Kromě toho, jak je znázorněno na obr. 3, má první válec 34a drážku 41a pro posouvání první lamely, která se rozprostírá v radiálním směru prvního válce 34a. V drážce 41a pro posouvání první lamely je uspořádána první lamela 37a. V prvním válci 34a jednotky 3 kompresního mechanismu je uspořádán první sací otvor 42a pro nasávání chladiva. První sací otvor 42a se rozprostírá v radiálním směru prvního válce 34a. K prvnímu sacímu otvoru 42a je připojena jedna z výše uvedených sacích trubek 15. První sací otvor 42a slouží jako průchod, který umožňuje vedení chladiva do komory 40a v prvním válci 34a.

První valivý píst 35a je upevněn k excentrické části 31c hřídele rotační hřídele 31, která je uspořádána, jak je znázorněno na obr. 2 a excentricky se otáčí v komoře 40a, když se otáčí rotační hřídel 31. První valivý píst 35a a první lamela 37a, která je přitlačována proti vnějšímu obvodu prvního valivého pístu 35a, tvoří kompresní komoru a provádějí proces nasávání a proces stlačování. Opět s odkazem na obr. 3 je první lamela 37a přitlačována proti prvnímu valivému pístu 35a pobízejícími prostředky (neznázorněnými). Když se excentrická část 31c hřídele otáčí, první lamela 37a se pohybuje tam a zpět v drážce 41a pro posouvání první lamely, přičemž je v kontaktu s prvním valivým pístem 35a. Konkrétněji se první lamela 37a pohybuje tam a zpět v drážce 41a pro posouvání první lamely a dělí prostor vymezený mezi prvním válcem 34a a prvním valivým pístem 35a na sací komoru a kompresní komoru.

Druhý válec 34b má v zásadě dutý válcovitý tvar a obě koncové plochy druhého válce 34b v axiálním směru rotační hřídele 31 jsou blokovány vedlejším ložiskem 33 a dělicí deskou 36, takže je ve vnitřním prostoru druhého válce 34b vytvořena utěsněná komora 40b, jak je znázorněna na obr. 4. V komoře 40b jsou uspořádány excentrická část 31d hřídele rotační hřídele 31, jak je znázorněna na obr. 2, a druhý valivý píst 35b, který je rotačně uchycen k excentrické části 31d hřídele. Kromě toho, jak je znázorněno na obr. 4, má druhý válec 34b drážku 41b pro posouvání druhé lamely, která se rozprostírá v radiálním směru druhého válce 34b. V drážce 41b pro posouvání druhé lamely je uspořádána druhá lamela 37b. V druhém válci 34b jednotky 3 kompresního mechanismu je uspořádán druhý sací otvor 42b pro nasávání chladiva. Druhý sací otvor 42b se rozprostírá v radiálním směru druhého válce 34b. K druhému sacímu otvoru 42b je připojena jedna z výše uvedených sacích trubek 15. Druhý sací otvor 42b slouží jako průchod, který umožňuje vedení chladiva do komory 40b ve druhém válci 34b.

Druhý valivý píst 35b je upevněn k excentrické části 31d hřídele rotační hřídele 31, která je uspořádána, jak je znázorněno na obr. 2 a excentricky se otáčí v komoře 40b, když se otáčí rotační hřídel 31. Druhý valivý píst 35b a druhá lamela 37b, která je přitlačována proti vnějšímu obvodu druhého valivého pístu 35b, tvoří kompresní komoru a provádějí proces nasávání a proces stlačování. Opět s odkazem na obr. 4 je druhá lamela 37b přitlačována proti druhému valivému pístu 35b pobízejícími prostředky (neznázorněnými). Když se excentrická část 31d hřídele otáčí, druhá lamela 37b se pohybuje tam a zpět v drážce 41b pro posouvání druhé lamely, přičemž je v kontaktu s druhým valivým pístem 35b. Konkrétněji se druhá lamela 37b pohybuje tam a zpět ve drážce 41b pro posouvání druhé lamely a dělí prostor vymezený mezi druhým válcem 34b a druhým valivým pístem 35b na sací komoru a kompresní komoru.

Jak je znázorněno na obr. 2, mezi prvním válcem 34a a druhým válcem 34b je uspořádána dělicí deska 36. Dělicí deska 36 je blokující prvek, který blokuje koncovou plochu jedné z koncových částí prvního válce 34a v axiálním směru rotační hřídele 31 (která je dále od jednotky 2 motoru) a koncovou plochu jedné z koncových částí druhého válce 34b v axiálním směru rotační hřídele 31 (která je blíže k jednotce 2 motoru).

Ted' budou popsány charakteristiky pracovního chladiva pro použití ve výše popsaném kompresoru 100. Je třeba poznamenat, že se jako pracovní chladivo určené pro tento kompresor 100 používá samotné chladivo R1234yf, což je jeden typ hydrofluorolefinu. Tabulka 1 uvádí srovnání mezi hodnotami fyzikálních vlastností R1234yf a R32, které je známé používané chladivo. Hodnoty fyzikálních vlastností každého chladiva jsou určeny za pomoci REFPROP ver. 9.0 Národního institutu pro normy a techniku (NIST) za následujících podmínek měření: teplota kondenzace je 52 °C; teplota odpařování je 5 °C, podchlazení je 5 stupňů a přehřátí je 10 stupňů.

Tabulka 1

Složení chladiwa	Kapacita na jednotku hmotnosti [kJ/kg]	Hustota chladiwa [kg/m ³]	Kapacita na jednotku objemu [kg/m ³]	Objemový průtok vzhledem k obj. průtoku R32 [-]	Viskozita chladiwa [μPa·s]
R1234yf	110,8	76,0	8417,5	196 %	14,3
R32	238,3	69,3	16523,6	100 %	16,4

Z tabulky 1 je vidět, že kapacita na jednotku objemu R1234yf je přibližně poloviční v porovnání s kapacitou na jednotku objemu R32. Proto v případě, kdy se jako chladivo v kompresoru používá samotné chladivo R1234yf, k dosažení chladicí kapacity rovnající se chladicí kapacitě kompresoru, ve kterém se používá jako samotné chladivo R32, musí být průtok chladiva v kompresoru, ve kterém se jako chladivo používá samotné R1234yf, dvojnásobný oproti kompresoru, ve kterém se jako chladivo používá samotné R32. V důsledku toho se zvýší průtok chladiva v dřívějším kompresoru, tj. kompresoru, ve kterém se jako chladivo používá samotné R1234yf, a zvýší se pokles tlaku, který nastává, když se pracovní chladivo vypouští z utěsněné nádoby kompresoru. Proto je v případě, kdy se jako chladivo používá samotné R1234yf, potřeba snížit pokles tlaku, který nastává, když se pracovní chladivo vypouští z utěsněné nádoby kompresoru.

Dále bude popsáno fungování kompresoru 100 majícího výše uvedené uspořádání. Když je jednotka 2 motoru v kompresoru 100 v chodu, rotační hřídel 31 se otáčí. Když se rotační hřídel 31 otáčí, excentrická část 31c hřídele a excentrická část 31d hřídele rotační hřídele 31 se rovněž otáčí. První valivý píst 35a upevněný k excentrické části 31c hřídele se excentricky otáčí v prvním válci 34a a druhý valivý píst 35b upevněný k excentrické části 31d hřídele se excentricky otáčí ve druhém válci 34b.

Když se první valivý píst 35a otáčí v prvním válci 34a, chladivo při nízkém tlaku se dodává do prvního válce 34a přes přidruženou jednu ze sacích trubek 15. Když se druhý valivý píst 35b otáčí ve druhém válci 34b, chladivo při nízkém tlaku se dodává do druhého válce 34b přes druhou ze sacích trubek 15.

Když se rotační hřídel 31 otáčí, první valivý píst 35a uspořádaný kolem excentrické části 31c hřídele rotační hřídele 31 se excentricky otáčí v prvním válci 34a, čímž se objem kompresní komory v prvním válci 34a, který je rozdělen první lamelou 37a, průběžně mění. To znamená, že když se první valivý píst 35a otáčí, objem prostoru obklopeného prvním válcem 34a, prvním valivým pístem 35a a první lamelou 37a v komoře 40a se snižuje, a tím se chladivo stlačuje.

Dále, když se rotační hřídel 31 otáčí, druhý valivý píst 35b uspořádaný kolem excentrické části 31d hřídele rotační hřídele 31 se excentricky otáčí ve druhém válci 34b, čímž se objem kompresní komory ve druhém válci 34b, který je rozdělen druhou lamelou 37b, průběžně mění. To znamená, že když se druhý valivý píst 35b otáčí, objem prostoru obklopeného druhým válcem 34b, druhým valivým pístem 35b a druhou lamelou 37b v komoře 40b se snižuje, a tím se chladivo stlačuje.

Každá z kompresních komor má vypouštěcí ventil (neznázorněný), který se otevře, když tlak v každé kompresní komoře dosáhne předem stanoveného tlaku nebo ho překročí. Vysokotlaký chladivý plyn se tedy vypouští z komory 40a nebo 40b v utěsněné nádobě 1, když tlak v komoře 40a nebo 40b dosáhne předem stanoveného tlaku nebo ho překročí. Stlačený chladivý plyn proudí mezerou v jednotce 2 motoru a vypouští se do okruhu chladiva, který je umístěn mimo kompresor 100, vypouštěcí trubkou 4. Mazací olej je uložen na dně utěsněné nádoby 1 a dodává se ke každé součásti pomocí mechanismu pro dodávání oleje (neznázorněného) rotační hřídele 31, čímž zajišťuje mazání jednotky 3 kompresního mechanismu.

Ted' bude popsán vztah mezi zdvihovým olejem a vypouštěcí trubicí, který představuje znak provedení předkládaného vynálezu. Kompresor 100 podle provedení 1 předkládaného vynálezu je dvojité rotační kompresor a obsahuje dva válce. Proto je pro každý z válců kompresoru 100 nastaven určitý zdvihový objem. Je třeba uvést, že zdvihový objem V_1 [m³] je objem prostoru, který je vymezený prvním válcem 34a, hlavním ložiskem 32, dělicí deskou 36, prvním valivým pístem 35a a první lamelou 37a a ze kterého se odebírá chladivo; a zdvihový objem V_2 [m³] je objem prostoru, který je vymezen druhým válcem 34b, vedlejším ložiskem 33, dělicí deskou 36, druhým valivým pístem 35b a druhou lamelou 37b a ze kterého se odebírá chladivo.

Kompresor 100 je dvojité rotační kompresor, jak bylo popsáno výše; nicméně se jako kompresor 100 může použít i jednoduchý rotační kompresor. V případě, kdy se používá jednoduchý rotační kompresor, zdvihový objem je objem prostoru, který je vymezen válcem, hlavním ložiskem, vedlejším ložiskem, valivým pístem a lamelou a ze kterého se odebírá chladivo. Je třeba poznamenat, že zdvihový objem podle provedení předkládaného vynálezu je zdvihový objem v kterémkoliv z válců a neznámá celkový zdvihový objem ze zdvihových objemů ve válcích. V následujícím popisu se zdvihový objem V_{st} [m³] používá jako obecný pojem pro zdvihové objemy. Zdvihový objem V_{st} [m³] je množství chladiva vypuštěné z kteréhokoli z válců, když rotační hřídel 31 provede jednu otáčku. Zdvihový objem, jak je popsán výše, a vypouštěcí trubka 4 mají následující vztah.

Ztráta třením ve vypouštěcí trubce 4 (dále označovaná jako pokles tlaku na výstupu) ΔP se odvozuje z níže uvedené rovnice 1, což je Darcy-Weisbachova rovnice. V rovnici 1 je ΔP pokles tlaku na výstupu [Pa], λ je koeficient tření trubky, l je délka [m] vypouštěcí trubky 4, d je průměr [m] vypouštěcí trubky 4, ρ je hustota chladiva [kg/m³] a U je rychlost průtoku chladiva [m/s].

Rovnice 1

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho U^2}{2}$$

(1)

Rychlost průtoku U chladiva [m/s] v rovnici 1 je možné vyjádřit níže uvedenou rovnicí 2. V rovnici 2 jsou r otáčky [ot/s] kompresoru, V_{st} je zdvihový objem [m³] a d je průměr [m] vypouštěcí trubky.

Rovnice 2

$$U = \frac{4rV_{st}}{\pi d^2}$$

(2)

Koeficient tření λ trubky v rovnici 1 je možné aproximovat pomocí Reynoldsova čísla Re definovaného rovnicí 3 uvedenou níže. V rovnici 3 je μ viskozita [Pa·s] chladiva.

Rovnice 3

$$Re = \frac{\rho U d}{\mu} = \frac{4\rho r V_{st}}{\pi \mu d}$$

(3)

Koeficient tření λ trubky se určuje opakovaným výpočtem za použití níže uvedené rovnice 4, což je Prandtl-Kármánova rovnice, s využitím Reynoldsova čísla Re z rovnice 3. Opakovaný výpočet se provádí při mírné změně koeficientu tření λ trubky na obou stranách rovnice, čímž se určí skutečný koeficient tření λ trubky.

Rovnice 4

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2.0 \log(Re \sqrt{\lambda}) - 0.80, \quad (Re > 10^5)$$

(4)

Pokles tlaku ΔP na výstupu kompresoru se určuje na základě rozměrů stávajícího kompresoru za použití koeficientu tření λ trubky vypočítaného pomocí rovnice 4. Výsledky a podmínky výpočtu jsou uvedeny v následující tabulce 2.

Tabulka 2

Provozní podmínky*1	Kondenzační teplota	[stupně C]	52
	Teplota odpařování	[stupně C]	5
	Podchlazení	[stupně]	5
	Přehřátí	[stupně]	10
	Otáčky kompresoru	[ot/s]	60
Vlastnosti chladiva	Název chladiva		R1234yf
	Hustota chladiva	[kg/m ³]	7,60E+01
	Viskozita chladiva	[Pa·s]	1,43E-05
Kompresor*2	Zdvihový objem	[m ³]	6,00E-06
	Průměr sacího otvoru	[m]	1,00E-02
Výsledky výpočtů	Reynoldsovo číslo	[-]	2,44E+05
	Koeficient tření trubky	[-]	0,0151
	Pokles tlaku na vstupu	[Pa]	1,21E+03

*1: Provozní podmínky jsou nastavené podmínky pro normální chladicí provoz

*2: Velikost kompresoru představují rozměry stávajícího kompresoru

Když jsou určeny provozní podmínky, určí se rovněž hustota ρ chladiva [kg/m³], otáčky r [ot/s] kompresoru a viskozita μ chladiva [Pa·s]. V následujícím popisu jsou podmínky uvedené v tabulce 2 nastavené podmínky pro normální chladicí provoz.

Obr. 5 je graf znázorňující koeficient tření λ vypouštěcí trubky obsažené v kompresoru podle provedení 1 předkládaného vynálezu v případě, kdy se změni rozměr vypouštěcí trubky a zdvihový objem. Stanoví se koeficient tření λ vypouštěcí trubky 4 v případě, kdy vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky 4 kompresoru splňuje $4 \times 10^{-3} \text{ m} < d < 20 \times 10^{-3} \text{ m}$ a zdvihový objem V_{st} [m³] splňuje vztah $5 \times 10^{-6} \text{ m}^3 < V_{st} < 130 \times 10^{-6} \text{ m}^3$. Obr. 5 uvádí výsledek výpočtu, který se provádí ke stanovení koeficientu tření λ trubky.

Kde hustota ρ [kg/m³] chladiva, otáčky r [ot/s] kompresoru a viskozita μ [Pa·s] chladiva jsou konstanty, Reynoldsovo číslo Re je proměnná daná vnitřním průměrem d [m] vypouštěcí trubky 4 a zdvihovým objemem V_{st} [m³]. Koeficient tření λ trubky je možné aproximovat za pomoci

vnitřního průměru d [m] vypouštěcí trubky 4 a zdvihového objemu V_{st} [m³]. Rovnice 5 udává koeficient tření λ trubky aproximovaný za pomoci vnitřního průměru d [m] vypouštěcí trubky 4 a zdvihového objemu V_{st} [m³].

5 Rovnice 5

$$\lambda = \frac{1}{8} \left(\frac{1}{V_{st}} \cdot 10^{-3} + 1 \right) \cdot (d - 4 \cdot 10^{-3}) + \frac{3}{V_{st}} \cdot 10^{-8} + 8 \cdot 10^{-3}$$

(5)

10 Rovnici 6 uvedenou níže je možné získat dosažením rychlosti průtoku U [m/s] chladiva za pokles tlaku ΔP [Pa] na výstupu.

Rovnice 6

$$\Delta P = 2918 \cdot \lambda \rho \frac{V_{st}^2}{d^5}$$

15

(6)

Obr. 6 je graf znázorňující konturní linie poklesu tlaku ΔP na výstupu kompresoru podle provedení 1 předkládaného vynálezu. Konkrétněji se graf z obr. 6 získá dosažením hustoty ρ chladiva, $\rho = 76 \text{ kg/m}^3$ v tabulce 2, a koeficientu tření λ trubky v rovnici 5 pro pokles tlaku ΔP na výstupu v rovnici 6. Na obr. 6 tečkovaná čára představuje $V_{st} = 9 \cdot (d - 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$ a je znázorněno, že se pokles tlaku ΔP na výstupu strmě zvyšuje v případě, kde $V_{st} > 9 \cdot (d - 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$. Proto je výhodné, když je kompresor 100 nakonfigurovaný tak, že vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky 4 a zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky 3 kompresního mechanismu mají vztah, který splňuje $V_{st} < 9 \cdot (d - 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$, čímž se pokles tlaku ΔP na výstupu nebude strmě zvyšovat. Je třeba poznamenat, že běžný kompresor má rozměry, které splňují vztah $5 \times 10^{-6} \text{ m}^3 < V_{st}$. Proto se zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky 3 kompresního mechanismu nastavuje tak, aby splňoval vztah $5 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 9 \cdot (d - 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$.

30 Zdvihový objem V_{st} [m³] kompresoru, ve kterém se R32 používá jako chladivo, se obecně nastavuje tak, aby splňoval vztah $5 \times 10^{-6} < V_{st} < 55 \times 10^{-6}$. V případě, kdy se R1234yf používá samotné jako chladivo, k dosažení chladicí kapacity rovnající se chladicí kapacitě kompresoru, ve kterém se používá jako chladivo samotné R32, musí být průtok chladiva, jako které je použito samotné R1234yf, 1,96krát vyšší než průtok chladiva, jako které je použito samotného R32, jak je zřejmé z tabulky 1. Proto je potřeba, aby se zdvihový objem V_{st} [m³] kompresoru, ve kterém se jako chladivo používá samotné R1234yf, nastavil na hodnotu 1,96krát vyšší než zdvihový objem V_{st} [m³] kompresoru, ve kterém se používá R32, a ve kterém je zdvihový objem V_{st} [m³] obecně nastaven tak, aby spadal do rozsahu $5 \times 10^{-6} < V_{st} < 55 \times 10^{-6}$. To znamená, že v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá samotné R1234yf, je potřeba zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky 3 kompresního mechanismu nastavit tak, aby spadal do rozsahu $9,8 \times 10^{-6} < V_{st} < 108 \times 10^{-6}$.

45 V případě, kdy je vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky 4 kompresoru větší než $20 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, rychlost cirkulace oleje, který cirkuluje z kompresoru do chladicího cyklu, se zvyšuje. To znamená, že se vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky 4 kompresoru nastaví tak, aby spadal do rozsahu $0 < d < 20 \cdot 10^{-3}$.

Jak je popsáno výše, kompresor 100 podle provedení 1 předkládaného vynálezu je nakonfigurován tak, že vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky a zdvihového objemu V_{st} [m³] jednotky kompresního

mechanismu mají vztah, který splňuje $5 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 9 \cdot (d-4 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$, takže pokles tlaku ΔP na výstupu v kompresoru, který používá jako chladivo hydrofluorolefin, který proudí při vysokém průtoku, se strmě nezvyšuje. Díky tomu, protože se jako chladivo používá hydrofluorolefin, se snižuje GWP chladiva, a protože se pokles tlaku ΔP na výstupu kompresoru strmě nezvyšuje, účinnost kompresoru se zlepšuje.

Dále je v kompresoru 100 v případě, kdy se jako chladivo používá samotné R1234yf, zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky kompresního mechanismu nastaven tak, aby spadl do rozsahu $9,8 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 108 \cdot 10^{-6}$, a vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky a zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky kompresního mechanismu jsou nastaveny tak, aby měly vztah, který splňuje vztah $5 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 9 \cdot (d-4 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$. Díky tomu se pokles tlaku ΔP na výstupu v kompresoru, ve kterém se jako chladivo používá samotné R1234yf proudící při vysokém průtoku, strmě nezvyšuje.

Provedení 2

U provedení 1 je výše uvedeno, že se jako pracovní chladivo v kompresoru 100 používá R1234yf, který je jeden typ hydrofluorolefinu. V případě kompresoru podle provedení 2 předkládaného vynálezu budou jako chladivo pro použití v kompresoru 100 popsána jiná pracovní chladiva. Je třeba poznamenat, že součásti, které mají stejné uspořádání jako součásti kompresoru znázorněné na obr. 1 až 6, budou označeny stejnými referenčními značkami a jejich popis bude tedy vynechán.

Pracovní chladivo se neomezuje pouze na R1234yf a jako pracovní chladivo se mohou používat jiné typy hydrofluorolefinů. Alternativně se mohou použít uhlovodíky jako propan. Pracovním chladivem může být také směsné chladivo obsahující dva typy hydrofluorolefinů nebo směsné chladivo obsahující dva nebo více typů chladiv včetně hydrofluorolefinu a chladiva jiného typu než hydrofluorolefiny (kterým je například R32). Je třeba uvést, že směsné chladivo by výhodně mělo mít GWP menší než 500 a výhodněji by mělo mít GWP menší než 100.

Tabulka 3 uvádí srovnání mezi fyzikálními vlastnostmi různých chladiv majících různá složení a určených k použití v kompresoru 100. Fyzikální vlastnosti každého z těchto chladiv jsou určeny za pomoci REFPROP ver. 9.0 Národního institutu pro normy a techniku (NIST) za následujících podmínek měření: teplota kondenzace je 52 °C; teplota odpařování je 5 °C; podchlazení je 5 stupňů a přehřátí je 10 stupňů.

Tabulka 3

Složení chladiva	Hustota [kg/m ³]	Viskozita [μPa·s]	Chladicí kapacita na jednotku objemu [KJ/m ³]	Relativní chladicí kapacita na jednotku objemu [%]	Relativní požadovaný průtok [%]	Dolní limit V_{st} [cm ³]	Horní limit V_{st} [cm ³]
R32 samotné	69,3	16,4	16523,6	100 %	100 %	5,0	55,0
R1234yf samotné	76,0	14,3	8417,5	51 %	196 %	9,8	108,0
Propan	36,4	9,8	9850,1	60 %	168 %	8,4	92,0
R32:R1234yf = 1:99	75,9	14,3	8498,5	51 %	195 %	9,8	107,4
R32:R1234yf = 20:80	74,6	14,7	10038,7	61 %	177 %	8,9	97,4
R32:R1234yf = 40:60	73,3	15,1	11659,9	71 %	158 %	7,9	86,8
R32:R1234yf = 60:40	72,0	15,5	13281,1	80 %	139 %	6,9	76,2
R32:R1234yf = 80:20	70,7	16,0	14902,4	90 %	119 %	6,0	65,6
R32:R1234yf = 99:1	69,4	16,4	16442,5	100 %	101 %	5,0	55,5

Obr. 7 je graf znázorňující konturní linie poklesu tlaku ΔP na výtlaku kompresoru podle provedení 2 předkládaného vynálezu v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá samotný propan. Konkrétně se graf z obr. 7 získá dosazením za provozních podmínek uvedených v tabulce 2, dosazením za ΔP v rovnici 6 hustoty chladiva z propanu, která je $\rho = 36,4 \text{ [kg/m}^3\text{]}$, jak je uvedeno v tabulce 3, a koeficientu tření λ trubky na základě viskozity chladiva z propanu, která je $\mu = 9,79 \text{ [Pa}\cdot\text{s]}$. Na obr. 7 tečkovaná čára představuje $V_{st} = 9 \cdot (d \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$ a je znázorněno, že se pokles tlaku ΔP na výstupu strmě zvyšuje v případě, kde $V_{st} > 9 \cdot (d \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$. Obr. 7 ukazuje, že ačkoliv se pokles tlaku ΔP na výstupu mění (zvyšuje) podle rozdílů v hustotě ρ chladiva a viskozitě μ chladiva, pokles tlaku ΔP na výstupu se strmě zvyšuje v případě, kde $V_{st} > 9 \cdot (d \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$, jako v kompresoru 100 podle provedení 1. Proto je i v případě, kdy se jako chladivo používá propan, výhodné, když je kompresor 100 nakonfigurovaný tak, že vnitřní průměr $d \text{ [m]}$ vypouštěcí trubky 4 a zdvihový objem $V_{st} \text{ [m}^3\text{]}$ jednotky 3 kompresního mechanismu mají vztah, který splňuje $V_{st} < 9 \cdot (d \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$, čímž pokles tlaku ΔP na výstupu strmě nestoupá. Je třeba poznamenat, že běžný kompresor má rozměry, které splňují $5 \times 10^{-6} \text{ m}^3 < V_{st}$. Proto se zdvihový objem $V_{st} \text{ [m}^3\text{]}$ jednotky 3 kompresního mechanismu nastavuje tak, aby spadl do rozsahu $5 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 9 \cdot (d \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$.

Zdvihový objem $V_{st} \text{ [m}^3\text{]}$ kompresoru, ve které se R32 používá jako chladivo, se obecně nastavuje tak, aby spadl do rozsahu $5 \times 10^{-6} < V_{st} < 55 \times 10^{-6}$. V případě, kdy se jako pracovní chladivo v kompresoru používá samotný propan, k dosažení chladicí kapacity rovnající se chladicí kapacitě kompresoru, ve kterém se používá samotné R32, musí být průtok chladiva v případě použití samotného propanu 1,68krát vyšší než průtok chladiva v případě použití samotného R32, jak je zřejmé z tabulky 3. Proto je potřeba, aby se zdvihový objem $V_{st} \text{ [m}^3\text{]}$ kompresoru, ve kterém se jako chladivo používá samotný propan, nastavil na hodnotu 1,68krát vyšší než zdvihový objem $V_{st} \text{ [m}^3\text{]}$ kompresoru, ve kterém se používá R32 a ve kterém bývá zdvihový objem $V_{st} \text{ [m}^3\text{]}$ obecně nastaven tak, aby spadl do rozsahu $5 \times 10^{-6} < V_{st} < 55 \times 10^{-6}$. To znamená, že v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá samotný propan, je potřeba zdvihový objem $V_{st} \text{ [m}^3\text{]}$ jednotky 3 kompresního mechanismu nastavit tak, aby spadl do rozsahu $8,4 \times 10^{-6} < V_{st} < 92 \times 10^{-6}$.

Dále v případě, kdy je vnitřní průměr $d \text{ [m]}$ vypouštěcí trubky 4 kompresoru větší než $20 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$, se rychlost cirkulace chladiva, které cirkuluje z kompresoru do chladicího cyklu, zvyšuje. Proto se vnitřní průměr $d \text{ [m]}$ vypouštěcí trubky 4 kompresoru nastaví tak, aby spadl do rozsahu $0 < d < 20 \cdot 10^{-3}$.

Jak bylo popsáno výše, v kompresoru 100 v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá propan, je zdvihový objem $V_{st} \text{ [m}^3\text{]}$ jednotky kompresního mechanismu nastaven tak, aby spadl do rozsahu $8,4 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 92 \cdot 10^{-6}$, a vnitřní průměr $d \text{ [m]}$ vypouštěcí trubky a zdvihový objem $V_{st} \text{ [m}^3\text{]}$ jednotky kompresního mechanismu jsou nastaveny tak, aby měly vztah, který splňuje vztah $5 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 9 \cdot (d \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$. To znamená, že se pokles tlaku ΔP na výstupu v kompresoru, ve kterém se používá propan, který proudí při vysokém průtoku, strmě nezvyšuje. Díky tomu, protože se jako chladivo používá samotný propan, je možné snížit GWP, aby byl nízký, a protože se pokles tlaku ΔP na výstupu kompresoru strmě nezvyšuje, účinnost kompresoru se může zlepšit.

Autoři předkládaného vynálezu zjistili, že rovněž v případě, kdy se jako pracovní chladivo v kompresoru používá směsné chladivo, které je směsí dvou typů chladiv, tj. R32 a R1234yf uvedenou v tabulce 3, pokles tlaku ΔP na výstupu se strmě zvyšuje v případě, kde $V_{st} > 9 \cdot (d \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$, jako v kompresoru 100 podle provedení 1. Proto je výhodné, když je kompresor 100 nakonfigurovaný tak, aby vnitřní průměr $d \text{ [m]}$ vypouštěcí trubky a zdvihový objem $V_{st} \text{ [m}^3\text{]}$ jednotky 3 kompresního mechanismu měly vztah, který splňuje vztah $5 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 9 \cdot (d \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$, čímž se pokles tlaku ΔP na výstupu nebude strmě zvyšovat. Nicméně v případě, kdy se jako pracovní chladivo použije směsné chladivo, v němž jsou smíchána R32 a R1234yf, se průtok chladiva požadovaný pro kompresor mění. Proto jsou stanoveny horní a dolní limity zdvihového objemu $V_{st} \text{ [m}^3\text{]}$ jednotky 3 kompresního mechanismu, jak jsou uvedeny v tabulce 3, které jsou založeny na chladicí kapacitě na objem každého z různých směsných chladiv,

5 která mají různý hmotnostní poměr každého z chladiv k celému pracovnímu chladivu. Ve výsledku se v případě, kdy jsou například R32 a R1234yf smíchané tak, že poměr R32/R1234yf spadá do rozsahu 1 k 99 až 20 k 80, zdvihový objem V_{st} [m³] nastaví tak, aby spadal do rozsahu $9,8 \times 10^{-6} \text{ m}^3 < V_{st} < 86,8 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ na základě dolního limitu V_{st} v případě, kdy R32 je 1, a horního limitu V_{st} v případě, kdy R32 je 20. To znamená, že se zdvihový objem V_{st} [m³] pro poměr každého z chladiv k hmotnosti celého pracovního chladiva nastaví tak, aby spadal do kteréhokoli z rozsahů definovaných v podmínkách (a) až (e) v následující tabulce 4.

Tabulka 4

(a)	Hmotnostní poměr chladiva k celému pracovnímu chladivu [hmotn. %]	R32:R1234yf = 1:99 - 20:80
	Rozsah nastavení V_{st} [m ³]	$9,8 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 97,4 \cdot 10^{-6}$
(b)	Hmotnostní poměr chladiva k celému pracovnímu chladivu [hmotn. %]	R32:R1234yf = 21:79 - 40:60
	Rozsah nastavení V_{st} [m ³]	$8,9 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 86,8 \cdot 10^{-6}$
(c)	Hmotnostní poměr chladiva k celému pracovnímu chladivu [hmotn. %]	R32:R1234yf = 41:59 - 60:40
	Rozsah nastavení V_{st} [m ³]	$7,9 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 76,2 \cdot 10^{-6}$
(d)	Hmotnostní poměr chladiva k celému pracovnímu chladivu [hmotn. %]	R32:R1234yf = 61:39 - 80:20
	Rozsah nastavení V_{st} [m ³]	$6,9 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 65,6 \cdot 10^{-6}$
(e)	Hmotnostní poměr chladiva k celému pracovnímu chladivu [hmotn. %]	R32:R1234yf = 81:19 - 99:1
	Rozsah nastavení V_{st} [m ³]	$6,0 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 55,5 \cdot 10^{-6}$

15 Jak bylo popsáno výše, v kompresoru 100 podle provedení 2 předkládaného vynálezu v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá směsné chladivo, které je směsí dvou typů chladiv, tj. R32 a R1234yf, se zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky kompresního mechanismu nastaví tak, aby spadal do kteréhokoli z rozsahů uvedených v tabulce 4 a vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky a zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky kompresního mechanismu jsou nastaveny, aby měly vztah, který splňuje vztah $5 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 9 \cdot (d - 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$. Tím se pokles tlaku ΔP na výstupu v kompresoru, ve kterém se používá propan, který proudí při vysokém průtoku, strmě nezvyšuje. Díky tomu, protože se jako chladivo používá R1234yf, je možné snížit GWP chladiva, a protože se pokles tlaku ΔP na výstupu kompresoru strmě nezvyšuje, lze účinnost kompresoru zlepšit.

25 Obr. 8 je diagram udávající směsné poměry mezi R32, R1234yf a R1123. Autoři předkládaného vynálezu zjistili, že rovněž v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá směsné chladivo, které je směsí tří typů chladiv, tj. R32, R1234yf a R1123, uvedených v tabulce 3, pokles tlaku ΔP na výstupu se strmě zvyšuje v případě, kde $V_{st} > 9 \cdot (d - 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$, jako v kompresoru 100 podle provedení 1. Proto je výhodné, když je kompresor 100 nakonfigurovaný tak, aby vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky a zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky 3 kompresního mechanismu měly vztah, který splňuje vztah $5 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 9 \cdot (d - 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$, díky čemuž pokles tlaku ΔP na výstupu strmě nestoupá. Nicméně v případě, kdy se jako pracovní chladivo použije směsné chladivo, ve kterém jsou smíchána R32, R1234yf and R1123, se průtok chladiva požadovaný pro kompresor liší. Proto se určí horní a dolní limity zdvihového objemu V_{st} [m³] jednotky 3 kompresního mechanismu na každém z vrcholů A až F na obr. 8, jak jsou uvedeny v tabulce 5, na základě chladicí kapacity na jednotku objem každého z různých směsných chladiv, která mají různý hmotnostní poměr každého z chladiv k celému pracovnímu chladivu.

Tabulka 5

	Procento chladiva [hmotn. %]			Požadovaný průtok [%]	Dolní limit V_{st} [cm ³]	Horní limit V_{st} [cm ³]
	R32	R1234yf	R1123			
R32 samotné	100	0	0	100 %	5,0	55,0
R1234yf samotné	0	100	0	196 %	9,8	108,0
Samotné R1123	0	0	100	97 %	4,9	53,6
A	50	30	20	117 %	5,8	64,1
B	60	20	20	110 %	5,5	60,6
C	70	20	10	111 %	5,5	60,8
D	70	29	1	117 %	5,8	64,1
E	59	40	1	124 %	6,2	68,4
F	50	40	10	124 %	6,2	68,2

- 5 Ve výsledku se podle tabulky 5 v případě, kdy jsou R32, R1234yf a R1123 smíchané tak, že poměr R32/R1234yf/R1123 spadá do rozsahu 50-70:20-40:1-20, zdvihový objem V_{st} [m³] nastaví tak, aby spadl do rozsahu $6,2 \times 10^{-6} \text{ m}^3 < V_{st} < 60,6 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ na základě dolního limitu V_{st} na vrcholu E a horního limitu V_{st} na vrcholu B.
- 10 Jak bylo popsáno výše, v kompresoru 100 podle provedení 2 předkládaného vynálezu se rovněž v případě, kdy se jako pracovní chladivo používá směsné chladivo, které je směsí tří typů chladiv, tj. R32, R1234yf and R1123, zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky kompresního mechanismu nastaví tak, aby spadl do kteréhokoli z rozsahů uvedených v tabulce 5, a vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky a zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky kompresního mechanismu se nastaví tak, aby měly
- 15 vztah, který splňuje $5 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 9 \cdot (d - 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}$. Díky tomu je možné zabránit strmému nárůstu v poklesu tlaku ΔP na výstupu v kompresoru, ve kterém se používá směsné chladivo obsahující tři typy chladiv; tj. R32, R1234yf a R1123, které proudí při vysokém průtoku chladiva. Díky tomu, protože se jako chladivo používá R1234yf a R1123, je možné snížit GWP chladiva, a protože se pokles tlaku ΔP na výstupu kompresoru strmě nezvyšuje, lze účinnost kompresoru
- 20 zvýšit.

Provedení 3

- 25 Obr. 9 je schematický diagram znázorňující vypouštěcí trubku obsaženou v kompresoru podle provedení 3 předkládaného vynálezu. Součásti, které mají stejné uspořádání jako součásti kompresoru znázorněné na obr. 1 až 8, budou označeny stejnými referenčními značkami a jejich popis bude vynechán. Vypouštěcí trubka 4 obsažená v kompresoru 100 podle provedení 1 má konstantní vnitřní průměr po své celé délce, zatímco kompresor 100 podle provedení 3 předkládaného vynálezu obsahuje vypouštěcí trubku 4A, která je vytvořena tak, že obsahuje
- 30 přívodní část 51 a průchozí část 50 tak, že vnitřní průměr r2 přívodní části 51 je větší než vnitřní průměr r1 průchozí části 50.

- 35 Jak bylo popsáno výše, ve vypouštěcí trubce 4A v kompresoru 100 podle provedení 3 předkládaného vynálezu je vnitřní průměr r2 přívodní části 51 větší než vnitřní průměr r1 průchozí části 50. Díky tomu je možné snížit pokles tlaku způsobovaný náhlým smrštěním chladiva, k němuž by docházelo na vstupu do vypouštěcí trubky 4A.

Provedení 4

Obr. 10 je schematický půdorysný pohled na kompresor podle provedení 4 předkládaného vynálezu. Obr. 11 je schematický pohled ze strany na horní část utěsněné nádoby. Je třeba
 5 poznamenat, že součásti, které mají stejné uspořádání jako součásti kompresoru znázorněné na obr. 1 až 9, budou označeny stejnými referenčními značkami a jejich popis bude vynechán. Vypouštěcí trubka 4 obsažená v kompresoru 100 podle provedení 1 má dutý válcovitý tvar, zatímco kompresor 100 podle provedení 4 předkládaného vynálezu obsahuje vypouštěcí trubku 4B obsahující horní koncovou část a dolní koncovou část mající různé tvary. Vypouštěcí trubka 4B je
 10 přivařena a upevněna k utěsněné nádobě 1 ve spojovací části 1b horní utěsněné nádoby 12. Jak je znázorněno na obr. 10 a 11, ve vypouštěcí trubce 4B má první část 43a stěny, umístěná na jedné koncové části vypouštěcí trubky 4B, která je připojena k utěsněné nádobě 1, oválný nebo eliptický průřez, a druhá část 43b stěny, umístěná na druhém konci vypouštěcí trubky 4B, má kruhový průřez. Dále je u vypouštěcí trubky 4B plocha S1 průřezu první části 43a stěny větší než plocha S2
 15 průřezu druhé části 43b stěny.

Obecně má stávající kompresor zdvihový objem V_{st} [m^3] 50 cm^3 . Nicméně k dosažení chladicí kapacity rovnající se chladicí kapacitě kompresoru majícího zdvihový objem V_{st} [m^3] 50 cm^3 může
 20 být potřeba, aby zdvihový objem V_{st} [m^3] byl větší (například 100 cm^3), ačkoliv to, zda bude nutné, aby byl větší, nebo ne, závisí na tom, jaké chladivo se použije jako pracovní chladivo. Když bude potřeba, aby byl větší, vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky se rovněž zvětší. Nicméně protože může být kompresor nainstalovaný v jiném typu stroje nebo zařízení, co se týká instalovatelnosti, nevyžaduje se, aby nádoba kompresoru měla větší vnější průměr. Rovněž protože vnější průměr nádoby kompresoru není možné zvětšit, může být obtížné jednoduše zvýšit vnitřní průměr d [m]
 25 vypouštěcí trubky. Je to proto, že nejen vypouštěcí trubka 4B, ale i jiné součásti, jako hermetická svorka 16, jsou opatřeny na vrcholu utěsněné nádoby 1 kompresoru 100, a požaduje se, aby utěsněná nádoba 1 měla dostatečnou pevnost.

S ohledem na výše uvedené má u vypouštěcí trubky 4B v kompresoru 100 podle provedení 4
 30 předkládaného vynálezu první část 43a stěny, umístěné na jedné koncové části vypouštěcí trubky 4B, která je připojena k utěsněné nádobě 1, oválný nebo eliptický průřez, a druhá část 43b stěny, umístěná na druhé koncové části vypouštěcí trubky 4B, má kruhový průřez. Díky tomuto uspořádání je možné vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky 4B zvětšit. Dále je u vypouštěcí trubky 4B plocha S1 průřezu první části 43a stěny větší než plocha S2 průřezu druhé části 43b
 35 stěny. Rovněž díky tomuto uspořádání je možné vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky 4B zvětšit. Proto lze u kompresoru 100 zvýšit průtok chladiva a předejít zvýšení poklesu tlaku i v případě, kdy se jako pracovní chladivo použije nové chladivo (chladivo HFO nebo chladivo HC) mající menší chladicí kapacitu na objem. Navíc je možné zajistit, že utěsněná nádoba 1 má dostatečnou pevnost.

Je třeba poznamenat, že se vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky 4B určuje jako hydraulický
 40 průměr, který činí $d = 2\sqrt{(S/\pi)}$ (kde S je plocha průřezu vypouštěcí trubky). Vypouštěcí trubka 4B nemusí mít nekruhový (například oválný nebo eliptický) průřez po celé své délce, tj. stačí, když nekruhový průřez (například oválný nebo eliptický průřez) má pouze ta koncová část vypouštěcí trubky 4B, která je připojena k utěsněné nádobě 1.

Provedení předkládaného vynálezu se neomezují na provedení 1 až 4, jak jsou popsána výše, a je
 45 možné provádět různé jejich úpravy. Například, ačkoliv je kompresorem 100 podle každého z provedení 1 až 4 předkládaného vynálezu dvojitý rotační kompresor, ve kterém jednotka 3 kompresního mechanismu obsahuje dva válce, může být kompresor vytvořen jako jednoduchý
 50 rotační kompresor.

PATENTOVÉ NÁROKY

1. Kompresor obsahující:
- 5 utěsněnou nádobu (1);
- jednotku (3) kompresního mechanismu, uspořádanou v utěsněné nádobě (1) a nakonfigurovanou ke stlačování chladiva, které proudí do utěsněné nádoby (1); a
- 10 vypouštěcí trubku (4), upevněnou k utěsněné nádobě (1) a nakonfigurovanou tak, aby umožňovala vypouštění chladiva stlačeného jednotkou (3) kompresního mechanismu ven z utěsněné nádoby (1),
- 15 **vyznačující se tím**, že vypouštěcí trubka (4) obsahuje první část (43a) stěny mající oválný nebo eliptický průřez a druhou část (43b) stěny mající kruhový průřez, přičemž první část (43a) stěny je umístěná na jedné koncové části vypouštěcí trubky (4), která je připojena k utěsněné nádobě (1), a druhá část (43b) stěny je umístěná na druhé koncové části vypouštěcí trubky (4), a
- 20 kde je ve vypouštěcí trubce (4) plocha (S1) průřezu první části (43a) stěny větší než plocha (S2) průřezu druhé části (43b) stěny.
2. Kompresor podle nároku 1,
- 25 kde vnitřní průměr d [m] vypouštěcí trubky (4) a zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky (3) kompresního mechanismu vyhovují následujícímu vztahu:
- $$5 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 9 \cdot (d \cdot 4 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-5}.$$
- 30 3. Kompresor podle nároku 2,
- kde je zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky (3) kompresního mechanismu nastaven tak, aby spadl do následujícího rozsahu:
- 35 $9,8 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 108 \cdot 10^{-6},$
- pro samotné R1234yf použité jako pracovní chladivo.
4. Kompresor podle nároku 2,
- 40 kde je zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky (3) kompresního mechanismu nastaven tak, aby spadl do následujícího rozsahu:
- $$8,4 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 92 \cdot 10^{-6},$$
- 45 pro samotný propan použitý jako pracovní chladivo.
5. Kompresor podle nároku 2,
- 50 kde je zdvihový objem V_{st} [m³] jednotky (3) kompresního mechanismu nastaven tak, aby spadl do kteréhokoli z následujících rozsahů (a) až (e), které jsou nastaveny v příslušných případech:
- (a) rozsah $9,8 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 97,4 \cdot 10^{-6}$, který je nastaven v případě, kdy jsou R32 a R1234yf obsaženy tak, že poměr R32/R1234yf [hmotn. %] spadá do rozsahu 1:99 až 20:80;
- 55

(b) rozsah $8,9 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 86,8 \cdot 10^{-6}$, který je nastaven v případě, kdy jsou R32 a R1234yf obsaženy tak, že poměr R32/R1234yf [hmotn. %] spadá do rozsahu 21:79 až 40:60;

5 (c) rozsah $7,9 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 76,2 \cdot 10^{-6}$, který je nastaven v případě, kdy jsou R32 a R1234yf obsaženy tak, že poměr R32/R1234yf [hmotn. %] spadá do rozsahu 41:59 až 60:40; a

(d) rozsah $6,9 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 65,6 \cdot 10^{-6}$, který je nastaven v případě, kdy jsou R32 a R1234yf obsaženy tak, že poměr R32/R1234yf [hmotn. %] spadá do rozsahu 61:39 až 80:20; a

10 (e) rozsah $6,0 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 55,5 \cdot 10^{-6}$, který je nastaven v případě, kdy jsou R32 a R1234yf obsaženy tak, že poměr R32/R1234yf [hmotn. %] spadá do rozsahu 81:19 až 99:1,

pro směsné chladivo, ve kterém jsou smíchána R32 a R1234yf, použité jako pracovní chladivo.

15 6. Kompresor podle nároku 2,

kde v případě, že poměr R32/R1234yf/R1123 [hmotn. %] spadá do rozsahu 50-70:20-40:1-20, je zdvihový objem V_{st} [m^3] jednotky (3) kompresního mechanismu nastaven tak, aby spadal do následujícího rozsahu:

20 $6,2 \cdot 10^{-6} < V_{st} < 60,6 \cdot 10^{-6}$,

pro směsné chladivo, ve kterém jsou smíchána R32, R1234yf a R1123, použité jako pracovní chladivo.

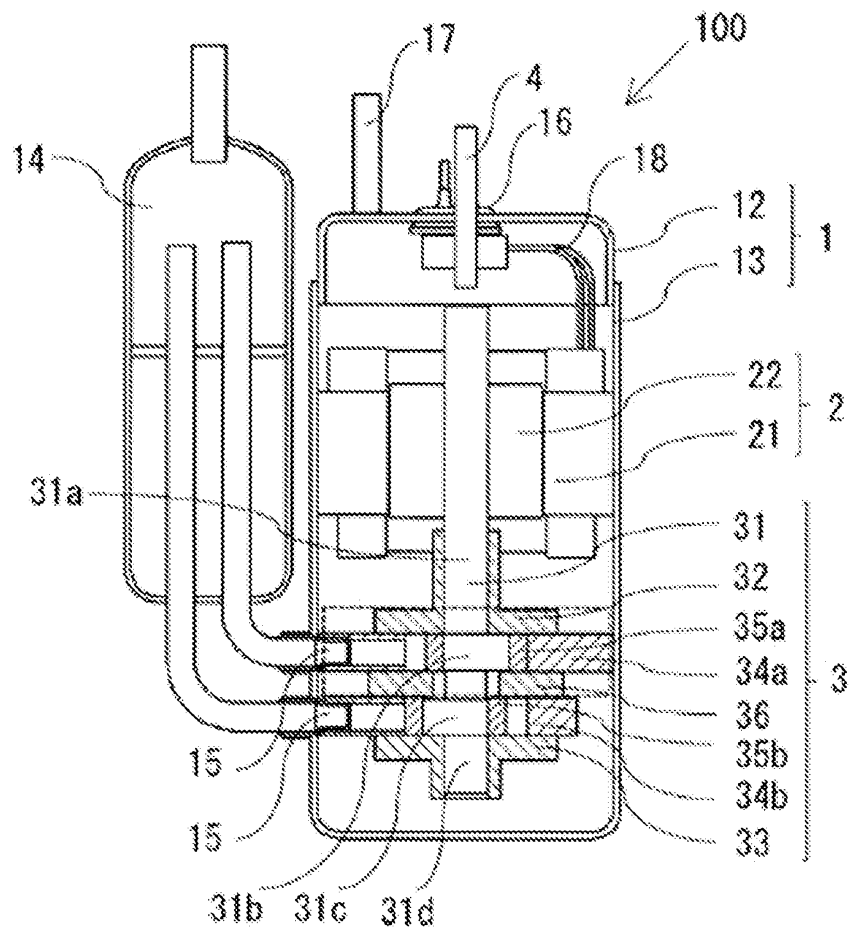
25

6 výkresů

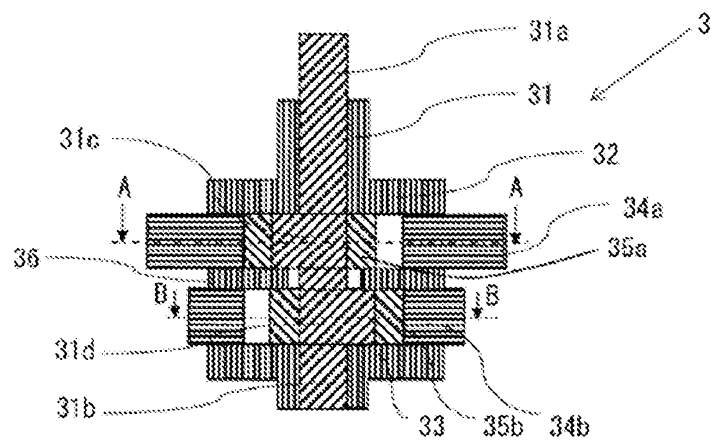
Seznam vztahových značek

1	utěsněná nádoba
1b	spojovací část
2	jednotka motoru
3	jednotka kompresního mechanismu
4	vypouštěcí trubka
4A	vypouštěcí trubka
4B	vypouštěcí trubka
12	horní utěsněná nádoba
13	spodní utěsněná nádoba
14	sací tlumič
15	sací trubka
16	hermetická svorka
17	tyč
18	vedení
21	stator
22	rotor
31	rotační hřídel
31a	hlavní část hřídele
31b	vedlejší část hřídele
31c	excentrická část hřídele
31d	excentrická část hřídele
32	hlavní ložisko
33	vedlejší ložisko
34a	první válec
34b	druhý válec

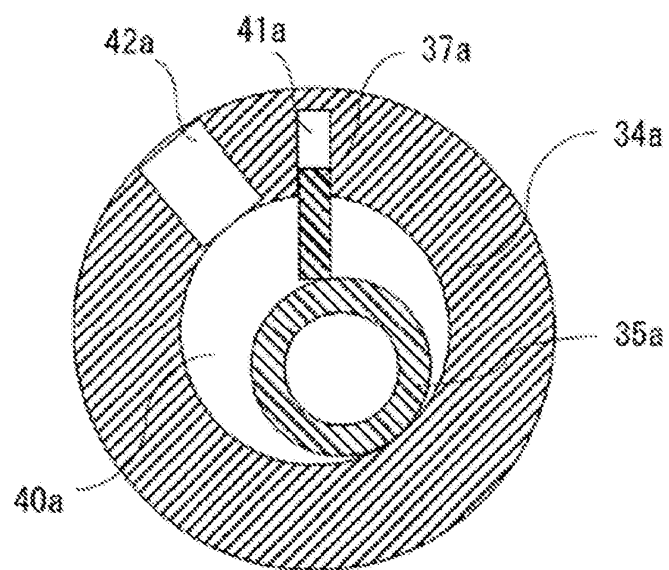
35a	první valivý píst
35b	druhý valivý píst
36	dělicí deska
37a	první lamela
37b	druhá lamela
40a	komora
40b	komora
41a	drážka pro posouvání první lamely
41b	drážka pro posouvání druhé lamely
42a	první sací otvor
42b	druhý sací otvor
43a	první část stěny
43b	druhá část stěny
50	průchozí část
51	přívodní část
100	kompresor



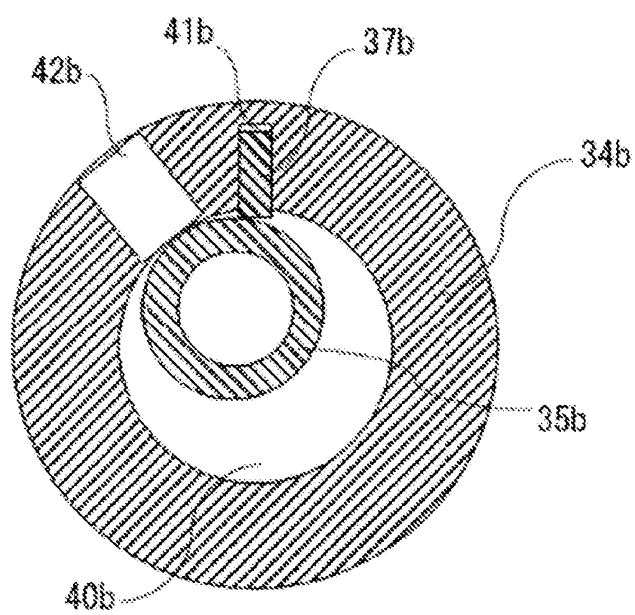
Obr. 1



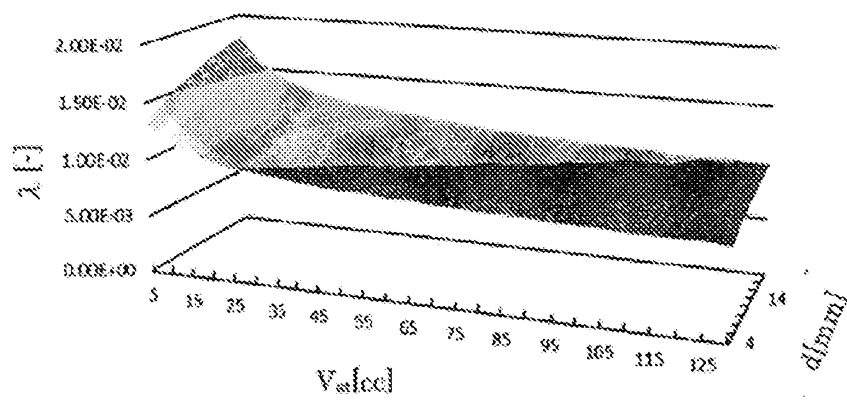
Obr. 2



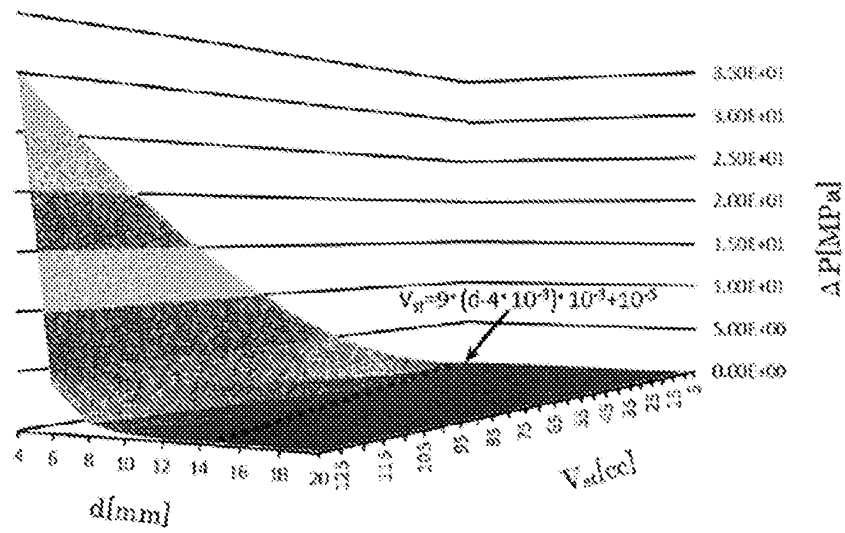
Obr. 3



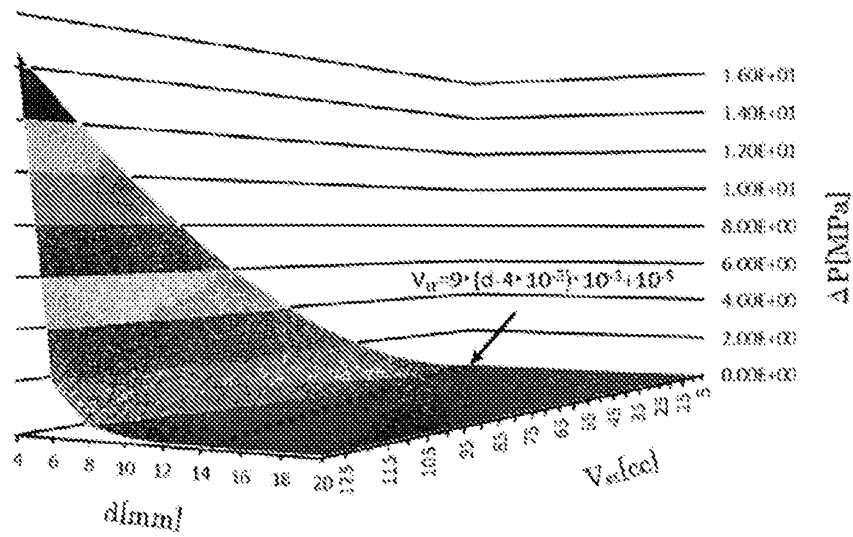
Obr. 4



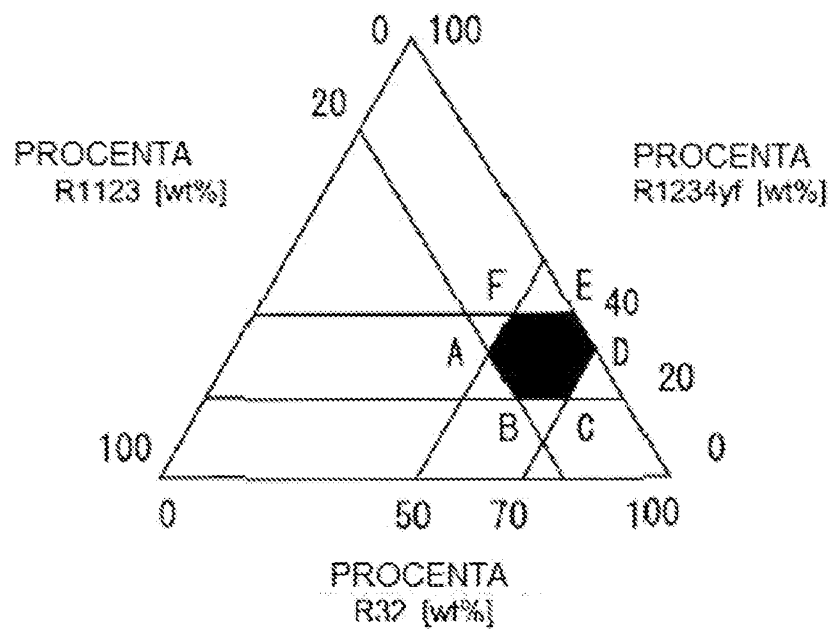
Obr. 5



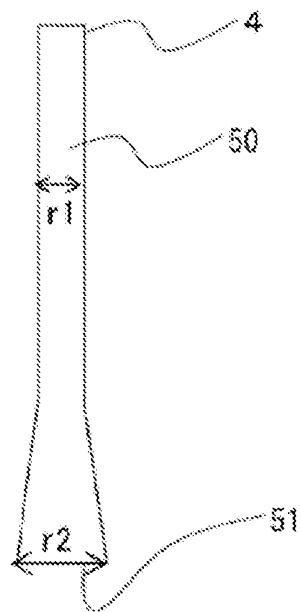
Obr. 6



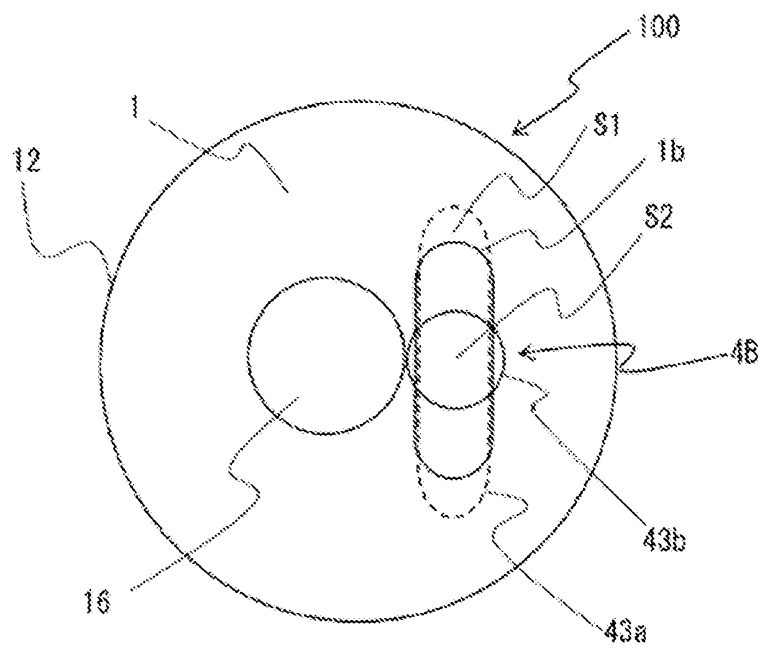
Obr. 7



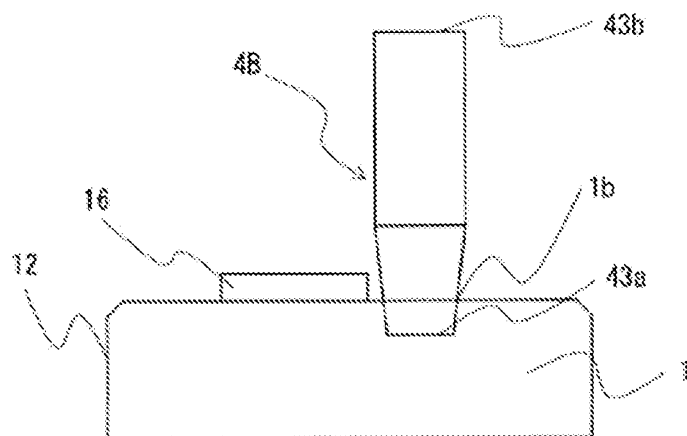
Obr. 8



Obr. 9



Obr. 10



Obr. 11