



## [12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 01115929.4

[45] 授权公告日 2004 年 8 月 18 日

[11] 授权公告号 CN 1162666C

[22] 申请日 2001.5.31 [21] 申请号 01115929.4

[30] 优先权

[32] 2000. 6. 1 [33] JP [31] 164884/2000

[32] 2001. 2. 15 [33] JP [31] 38998/2001

[32] 2001. 4. 11 [33] JP [31] 113076/2001

[32] 2001. 4. 25 [33] JP [31] 128034/2001

[32] 2001. 4. 25 [33] JP [31] 128035/2001

[71] 专利权人 株式会社电装

地址 日本国爱知县

[72] 发明人 武内裕嗣 久米祥隆 押谷洋

尾形豪太

审查员 周彦红

[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公司

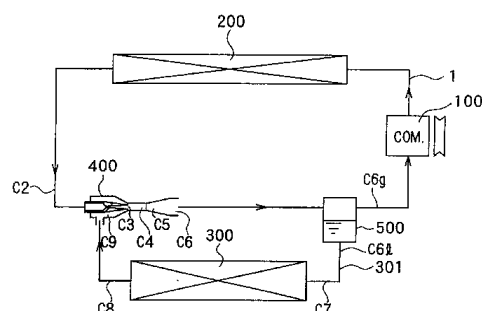
代理人 陈瑞丰

权利要求书 3 页 说明书 18 页 附图 20 页

[54] 发明名称 喷射循环系统

[57] 摘要

一种喷射循环系统，喷射器(400)的混合部分(420)具有沿制冷剂流方向的长度(L)和等效直径(D2)，且混合部分的长度与等效直径比(L/D2)等于或小于120。此外，混合部分的等效直径(D2)与喷射器的喷嘴(410)出口处的直径(D1)的比率(D2/D1)在1.05-10的范围。由此，喷射循环系统可在保持高喷射效率的同时工作。



## 权 利 要 求 书

1. 一种喷射循环系统，包括：

压缩机，用于吸入和压缩致冷剂；

散热器，用于冷却从压缩机排放的致冷剂；

蒸发器，通过吸收热量使致冷剂在其中蒸发；

喷射器，它具有喷嘴，来自散热器高压侧致冷剂的压力能在其中被转化成速度能，使致冷剂减压并膨胀；还有压力增加部分，速度能量在其中被转化成压力能量，使致冷剂被增压，同时使从喷嘴放出的致冷剂与吸入蒸发器致冷剂混合；

汽液分离器，用以储存自喷射器出口流入的致冷剂，并使致冷剂分离成气态致冷剂和液态致冷剂；所述汽液分离器具有气态致冷剂出口，从该出口把气态致冷剂供给压缩机；还具有液态致冷剂出口，从该出口把液态致冷剂供给蒸发器，其中：

所述喷嘴是其中具有喉管部分的扩张型喷嘴，扩张型喷嘴的致冷剂通道中的通道截面积在所述喉管部分变得最小；

扩张型喷嘴具有在喉管部分与喷嘴出口之间的第一尺寸，和在喉管与喉管上游的上游部分之间的第二尺寸，扩张型喷嘴的致冷剂通道中通道的截面积从那里变小；并且第一尺寸大于第二尺寸；

压力增加部分，它分为混合部分和扩压管部分，所述混合部分的长度与最小等效直径之比等于或小于 120；

所述混合部分的等效直径与喷嘴出口的等效直径之比在 1.05-10 范围。

2. 根据权利要求 1 所述的喷射循环系统，其特征在于：所述致冷剂是二氧化碳。

3. 根据权利要求 1 所述的喷射循环系统，其特征在于：

所述压力增加部分具有致冷剂通道，所述通道有一定通道截面积；所述混合部分的致冷剂通道中从上游侧到下游侧所述通道截面积恒定。

4. 根据权利要求 1-3 任一项所述的喷射循环系统，其特征在于：所述喷嘴由具有多个喷嘴部件的喷嘴组构成。

5. 根据权利要求 1 或 3 所述的喷射循环系统，其特征在于：所述致冷剂是混合多种致冷物质得到的混合致冷剂。

6. 根据权利要求 5 所述的喷射循环系统，其特征在于：所述混合致冷剂是 HFC-404A。

7. 根据权利要求 5 所述的喷射循环系统，其特征在于：所述混合致冷剂是 HFC-407。

8. 根据权利要求 5 所述的喷射循环系统，其特征在于：所述混合致冷剂是 HFC-410。

9. 根据权利要求 1 所述的喷射循环系统，其特征在于：

所述蒸发器的致冷剂出口与喷射器的压力增加部分的吸入部分相连，使来自蒸发器的所有致冷剂都被吸入喷射器的压力增加部分。

10. 一种喷射循环系统，包括：

压缩机，用于吸入和压缩致冷剂；

散热器，用于冷却从压缩机排放的致冷剂；

蒸发器，通过吸收热量使致冷剂在其中蒸发；

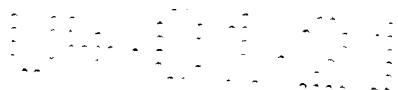
喷射器，它具有喷嘴，来自散热器高压侧致冷剂的压力能在其中被转化成速度能，使致冷剂减压并膨胀；还有压力增加部分，速度能量在其中被转化成压力能量，使致冷剂被增压，同时使从喷嘴放出的致冷剂与吸入蒸发器致冷剂混合；

汽液分离器，用以储存自喷射器出口流入的致冷剂，并使致冷剂分离成气态致冷剂和液态致冷剂；所述汽液分离器具有气态致冷剂出口，从该出口把气态致冷剂供给压缩机，还具有液态致冷剂出口，从该出口把液态致冷剂供给蒸发器，其中：

所述喷嘴是其中具有喉管部分的扩张型喷嘴，扩张型喷嘴的致冷剂通道中的通道截面积在所述喉管部分变得最小；

扩张型喷嘴具有在喉管部分与喷嘴出口之间的第一尺寸，和在喉管与喉管上游的上游部分之间的第二尺寸，扩张型喷嘴的致冷剂通道中通道的截面积从那里变小；并且第一尺寸大于第二尺寸；

压力增加部分，它以整体方式形成，所述整个压力增加部分的长度与最小等效直径之比等于或小于 120；



所述整个压力增加部分的最小等效直径与喷嘴出口的等效直径之比在 1.05-10 范围。

11. 根据权利要求 10 所述的喷射循环系统，其特征在于：所述致冷剂是二氧化碳。

12. 根据权利要求 10 所述的喷射循环系统，其特征在于：

所述压力增加部分具有致冷剂通道，所述通道有一定的通道截面积；

所述压力增加部分的致冷剂通道中从上游侧到下游侧所述通道截面积逐渐增大。

13. 根据权利要求 12 所述的喷射循环系统，其特征在于：所述压力增加部分具有延伸角 $\theta_0$ ，它由所述压力增加部分的内表面和平行于压力增加部分中轴线的参照线限定，并且所述延伸角在  $0.2^\circ$ - $4^\circ$  范围。

14. 根据权利要求 10-13 任一项所述的喷射循环系统，其特征在于：所述喷嘴由具有多个喷嘴部件的喷嘴组构成。

15. 根据权利要求 10、12 或 13 任一项所述的喷射循环系统，其特征在于：所述致冷剂是混合多种致冷物质得到的混合致冷剂。

16. 根据权利要求 15 所述的喷射循环系统，其特征在于：所述混合致冷剂是 HFC-404A。

17. 根据权利要求 15 所述的喷射循环系统，其特征在于：所述混合致冷剂是 HFC-407。

18. 根据权利要求 15 所述的喷射循环系统，其特征在于：所述混合致冷剂是 HFC-410。

19. 根据权利要求 10 所述的喷射循环系统，其特征在于：

所述蒸发器的致冷剂出口与喷射器的压力增加部分的吸入部分相连，使来自蒸发器的所有致冷剂都被吸入喷射器的压力增加部分。

## 喷射循环系统

5

### 技术领域

本发明涉及一种具有喷射器的喷射循环系统，在喷射器中，高压侧的致冷剂被减压和膨胀，使蒸发器中蒸发的气态致冷剂被吸入其中，并且通过将膨胀能转换成压力能，使将被吸入压缩机的致冷剂压力增大。

10

### 背景技术

在喷射循环系统中，当喷射效率 $\eta_e$ 低时，会使致冷剂循环效率降低，例如 JP-A57-129360 公开了一种喷射器，其中混合部分的直径是 3-7mm，混合部分的长度是混合部分直径的 8-12 倍，扩压管的延伸角是 4-6°，并且扩压管的长度是混合部分长度的 10-14 倍。本发明人研究和测试了这种喷射器，但不能得到充分的喷射效率。

15

### 发明内容

考虑上述问题，本发明的目的是提供一种具有改善喷射效率的喷射循环系统。

20

本发明的另一个目的是提供一种喷射循环系统，系统改善了蒸发器中的致冷能力（热吸收能力）。

25

根据本发明，在一种喷射循环系统中，喷射器具有一个喷嘴，来自散热器高压侧致冷剂的压力能在其中被转化成速度能，使致冷剂减压并膨胀，还有压力增加部分，速度能量在其中转化成压力能量，使致冷剂增压，同时，使从所述喷嘴排放的致冷剂与从蒸发器吸入的致冷剂混合。所述喷嘴是一种其中具有喉管部分的扩张型喷嘴，这种扩张型喷嘴的致冷剂通道中的通道截面积在所述喉管部分变得最小。此外，这种扩张型喷嘴具有在所述喉管部分与喷嘴出口之间第一直径，以及在所述喉管与喉管上游的上游部分之间的第二直径，所述扩张型喷嘴的致冷剂通道中

30

的通道截面积由此变小；而且，所述第一直径大于第二直径。所述压力增加部分具有沿致冷剂流方向的长度和最小等效直径，所述长度与最小等效直径之比等于或小于 120，而所述压力增加部分的最小等效直径与喷嘴出口的等效直径之比在 1.05-10 范围。在这种情况下，本喷射循环系统可在保持高喷射效率的同时工作。

所述压力增加部分的形状最好使致冷剂从所述压力增加部分的致冷剂入口到出口沿等熵曲线变化。相应地，可使喷射效率进一步得到改善。

另外，所述压力增加部分具有致冷剂通道，通道具有一定的通道截面积，并且在所述加压部分致冷剂通道中从上游侧到下游侧，所述通道截面积基本为恒定。另外，在所述加压部分致冷剂通道中从上游侧到下游侧，所述通道截面积逐渐加大。因此，可使所述压力增加部分的结构被做得简单，并易于以低成本制造这种喷射器。

根据本发明，在一种喷射循环系统中，喷射器具有一个喷嘴，来自散热器的高压侧致冷剂流的压力能量在其中被转换成速度能量，使致冷剂减压和膨胀；混合部分，蒸发器中蒸发的气态致冷剂在其中由所述喷嘴喷射的高速致冷剂流被吸入，以与所述喷嘴喷射的致冷剂混合；还有扩压管，所述速度能量在其中转换成压力能量，使致冷剂的压力增加。所述混合部分具有沿致冷剂流方向的长度和等效直径，所述长度与等效直径之比等于或小于 120。此外，所述混合部分的等效直径与喷嘴出口的等效直径之比在 1.05-10 范围。在这种情况下，可使喷射效率保持在 20% 以上。

所述致冷剂最好是二氧化碳，混合部分的等效直径与喷嘴出口的等效直径之比在 1.3-5.3 范围。在这种情况下，本喷射循环系统可在喷射效率保持高于 40% 的同时工作。

所述致冷剂最好是氟里昂(flon)，混合部分的等效直径与喷嘴出口处的等效直径之比在 1.05-4.5 范围。在这种情况下，本喷射循环系统可在喷射效率保持高于 20% 的同时工作。

所述扩压管具有致冷剂通道，该通道具有一定的通道截面积，所述通道截面积在扩压管的致冷剂通道中从上游侧到下游侧逐渐增大；所述

扩压管具有一延伸角 $\theta_a$ ，它由扩压管的内表面与平行于扩压管中轴线的参照线确定，这个扩压管延伸角 $\theta_a$ 在 $0.2-34^\circ$ 范围。所述扩压管延伸角在 $0.2-7^\circ$ 度范围尤好，相应地，可使喷射效率进一步得到改善。

所述喷嘴的形状最好使致冷剂从喷嘴的致冷剂入口到致冷剂出口基本沿等熵曲线变化。因此即使致冷剂是混合致冷剂，如 HFC-404、HFC-407、HFC-410，由于致冷剂在喷射器中基本沿等熵曲线变化，所以从喷射器到汽液分离器的致冷剂干度变小。因此，尽管本喷射系统中用混合致冷剂用作致冷剂，从汽液分离器供给蒸发器的致冷剂中气态致冷剂的比率变小，可使致冷剂从汽液分离器被送至蒸发器时发生的压力损失较小，并可使蒸发器的致冷能力（热吸收能力）得到改善。

根据本发明，在一种喷射循环系统中，喷射器的喷嘴具有致冷剂喷射部分，使致冷剂从这里喷出，所述喷嘴与汽液分离器连接成，使得在所述分离器内所述蒸发器中的气态致冷剂被从喷嘴喷出的高速致冷剂流吸入，而且，在从喷嘴排放的致冷剂与从蒸发器吸入的致冷剂混合时，使致冷剂的速度能量转换成压力能量。另外，喷射器混合部分的致冷剂出口与汽液分离器连接成，使得在所述分离器中，来自所述混合部分的致冷剂流的速度能量转换成压力能量，以增大致冷剂的压力。由于所述喷射器的喷嘴或混合部分与汽液分离器整体地连接，所以可将本喷射循环系统的尺寸做得较小，并可以低成本制造本喷射器。

根据本发明，在一种喷射循环系统中，喷射器具有第一喷嘴，来自散热器的高压侧致冷剂流的压力能量在其中被转换成速度能量，使致冷剂减压和膨胀，还具有第二喷嘴，它设置在所述第一喷嘴周围，使得来自蒸发器的致冷剂由第一喷嘴喷射的致冷剂流被吸入并被喷出；还具有压力增加部分，所述速度能量在其中被转换成压力能量，使第一喷嘴喷射的致冷剂与第二喷嘴喷射的致冷剂混合时，致冷剂的压力增大。所述第一喷嘴具有第一注入部分，来自散热器的致冷剂从这里被注入；所述第二喷嘴具有第二注入部分，来自蒸发器的致冷剂从这里被注入；并且所述第一注入部分和第二注入部分沿致冷剂流方向设置于喷射器致冷剂通道内基本相同的位置处。因此可改善本喷射循环的效能。

根据本发明，在一种喷射循环系统中，喷射器具有一个喷嘴，来自

散热器高压侧致冷剂流的压力能量在其中被转换成速度能量，以使致冷剂减压和膨胀；还有混合部分，蒸发器中蒸发的气态致冷剂在其中被从所述喷嘴喷射的高速致冷剂流吸入，以与所述喷嘴喷射的致冷剂混合；还有扩压管，所述速度能量在其中被转换成压力能量，使致冷剂的压力增大。所述喷射器被构成，使得在混合部分内从蒸发器吸入的致冷剂流量与喷嘴喷射的致冷剂流量变得基本相等之后，致冷剂流入扩压管。因此，本喷射器中，使混合部分和扩压管中致冷剂的压力被有效地增加，并能提高喷射器的效率。

根据本发明，在一种喷射循环系统中，喷射器被构造成，当用二氧化碳作致冷剂时，混合部分压力的增量与喷射器中整个压力增量的压力增加比被设定为等于或大于 50%。当用二氧化碳作致冷剂时，最好将混合部分的压力增量与喷射器中整个压力增量的压力增加比设定在 55-80% 范围。

另外，一种喷射器被构造成，当用氟里昂（flon）作致冷剂时，混合部分的压力增量与喷射器中整个压力增量的压力增加比被设定为等于或大于 30%。当用氟里昂作致冷剂时，最好将混合部分压力增量与喷射器中整个压力增量的压力增加比设定在 35-80% 范围内。在这种情况下，也使喷射效率得到提高。

## 附图说明

从以下结合附图的对优选实施例的详细描述，将使本发明的其它目的和优点愈为清晰，其中：

图 1 是本发明第一优选实施例喷射循环系统的示意图；

图 2 是所述第一实施例的喷射器放大示意图；

图 3 是所述第一实施例喷射循环系统的莫利尔曲线图（P-H 图）；

图 4 是表示所述第一实施例喷射循环系统中喷射效率 $\eta_e$ 与等效直径比  $D_2/D_1$  之间的关系曲线；

图 5 是表示所述第一实施例喷射循环系统中混合部分的比  $L/D_2$  与喷射效率 $\eta_e$ 之间的关系曲线；

图 6 是表示所述第一实施例中喷射效率 $\eta_e$ 与使用膨胀阀的简单蒸汽

压缩致冷剂循环系统相关的提高比率的特性之间的关系曲线；

图 7 是表示在本发明第二优选实施例喷射循环系统中喷射效率 $\eta_e$ 与等效直径比  $D2/D1$  之间的关系曲线；

图 8 是表示在本发明第三优选实施例喷射循环系统中扩压管的延伸角 $\theta_d$ 与喷射效率 $\eta_e$ 之间的关系曲线；

图 9A 和 9B 各表示本发明第四优选实施例喷射循环系统的喷嘴的剖面示意图；

图 10A 是本发明第五优选实施例喷射循环系统的喷射器的剖面示意图；图 10B 是图 10A 的右视图；

图 11A 和 11B 各表示本发明第六优选实施例喷射循环系统的喷嘴的剖面示意图；

图 12 是表示本发明第七优选实施例喷射循环系统的喷射器的剖面示意图；

图 13 是表示第七实施例的喷射器中增压部分的延伸角 $\theta_d$ 与压力增量  $(P2-P1)$ 之间的关系曲线；

图 14 是表示第七实施例的喷射器中压力增量 $(P2-P1)$ 与增压部分距离  $L'$  之间的关系曲线；

图 15 是表示本发明第八优选实施例喷射循环系统的喷射器示意图；

图 16 是表示本发明第九优选实施例喷射循环系统的喷射器示意图；

图 17 是本发明第十优选实施例喷射循环系统中与喷射器成一体汽液分离器示意图；

图 18 是本发明第十一优选实施例喷射循环系统中与喷射器成一体汽液分离器示意图；

图 19 是本发明第十二优选实施例的三维特性曲线图，表示从喷嘴的致冷剂出口到喷射器扩压管致冷剂出口的致冷剂相对流速与沿从喷射器的致冷剂通道截面中心的径向方向的径向位置之间的关系；

图 20 是表示第十二实施例的喷射器中压力增量与离开喷嘴出口的距离  $L$  之间的关系曲线；

图 21 是表示第十三优选实施例中当流量比 $\alpha(Ge/Gn)$ 作为参数，并以二氧化碳为致冷剂时，喷射循环系统的压力增加率 $\beta$ 与喷射效率 $\eta_e$ 之间的

关系曲线；

图 22 是表示第十三实施例中在以二氧化碳为致冷剂、喷射效率 $\eta_e$ 为最大时，喷射循环系统的压力增加率 $\beta$ 与流量比 $\alpha$ 之间的关系曲线；

图 23 是表示第十三实施例中当流量 $\alpha(\text{Ge/Gn})$ 作为参数，并以 HFC 为致冷剂时，喷射循环系统的压力增加率 $\beta$ 与喷射效率 $\eta_e$ 之间的关系曲线；

图 24 是表示第十三实施例在以 HFC 为致冷剂、喷射效率 $\eta_e$ 为最大时，喷射循环系统的压力增加率 $\beta$ 与流量比 $\alpha$ 之间的关系曲线；

图 25 是本发明第十四优选实施例中当使用混合致冷剂 HFC-404A(R404A)作为致冷剂时，喷射循环系统的莫利尔曲线图 (P-H 图)；

图 26 是表示第十四实施例的一喷射循环系统中，混合部分的比率  $L/D2$  与喷射效率 $\eta_e$ 之间的关系曲线；

图 27 是表示本发明一种改型的喷射循环系统的示意图。

## 具体实施方式

下面参照附图说明本发明的优选实施例。

参照附图 1-6，描述本发明的第一实施例。按照第一实施例，本发明的喷射循环系统通常被用作汽车空调器的以二氧化碳作为致冷剂的标准循环。

如图 1 所示，压缩机 100，利用来自如汽车发动机的驱动源的驱动力吸入并压缩致冷剂，它被设置在喷射循环系统内。安装散热器 200(气体冷却器)，使从压缩机 100 排放出的致冷剂与乘客座舱外面的空气热交换，并为外面的空气冷却。

蒸发器 300 设置在所述喷射循环系统中，使被吹入所述乘客座舱的空气与流过蒸发器 300 的液态致冷剂热交换。在蒸发器 300 中，由液态致冷剂的蒸发得到用以冷却空气的致冷性能。喷射器 400 使来自散热器 200 的致冷剂减压并膨胀，以使蒸发器 300 中蒸发的气态致冷剂被吸入其中，并将膨胀能量转换成压力能量，从而增大被吸入压缩机 100 中的致冷剂的压力。

如图 2 所示，所述喷射器 400 具有喷嘴 410，它通过将散热器 200

流来的致冷剂高压侧压力能(压差)转换成速度能(速度差),而使致冷剂减压和膨胀;还有混合部分 420,在蒸发器 300 中蒸发的气态致冷剂在此被从喷嘴 410 排放的高速致冷剂流(喷射流)吸入;还有扩压管 430,所述速度能在其中被转换成压力能,以使被吸入压缩机 100 中的致冷剂的压力增大,同时来自喷嘴 410 的致冷剂与从蒸发器 300 中吸入的致冷剂混合。

在第一实施例中,确定喷嘴 410 和混合部分 420 的开口直径(通道直径),使混合部分 420 的等效直径  $D2$  与喷嘴 410 出口的等效直径  $D1$  的等效直径比  $D2/D1$  成为 1.05 或更大。在第一实施例中,由于喷嘴 410 的出口和混合部分 420 是同心的,所以等效直径  $D1$ 、 $D2$  分别是喷嘴 410 出口的直径和混合部分 420 的直径。

在第一实施例中,混合部分 420 的等效直径  $D2$  恒定,直到扩压管 430 为止。不过,混合部分 420 可为锥形的,使混合部分 420 的截面积  $S2$  朝向扩压管 430 变大。在这种情况下,混合部分 420 的等效直径  $D2$  在混合部分 420 的进口处被确定。

第一实施例的喷嘴 410 有一个喉管部分 410a(节流部分),这在喷嘴 410 的致冷剂通道上最小通道截面处。图 2 中的“ $r$ ”表示所述喉管部分 410a 的径向尺寸。此外,喷嘴 410 为扩张型喷嘴,其中,在喉管部分 410a 与喷嘴 410 出口之间的尺寸  $B$  大于喉管部分 410a 与喷嘴 410 通道截面变小的位置之间的尺寸  $A$ 。

在喷射器 400 中,从喷嘴 410 排放的致冷剂的压力,在包括混合部分 420 和扩压管 430 的压力增加部分中被增大。

图 1 中设置汽液分离器 500,使从喷射器 400 排放的致冷剂流到汽液分离器 500 中。汽液分离器 500 储存来自喷射器 400 的致冷剂,并使气态致冷剂和液态致冷剂分离。汽液分离器 500 中分离的气态致冷剂被吸入压缩机 100,而在汽液分离器 500 中分离的液态致冷剂被吸向蒸发器 300。

连接汽液分离器 500 与蒸发器 300 的致冷剂通道 301 提供一条毛细管或固定喉管,使从汽液分离器 500 流向蒸发器 300 的致冷剂被减压,通过这种在致冷剂通道 301 中的减压,可有效地减小蒸发器 300 中的压力(蒸发压力)。

下面将描述第一实施例喷射循环系统的工作过程。压缩机 100 工作时，气态致冷剂被从汽液分离器 500 吸到压缩机 100 中，并且加压的致冷剂被送至散热器 200。致冷剂在散热器 200 中被冷却，并流入喷射器 400。从散热器 200 来的致冷剂在喷射器 400 的喷嘴 410 内被减压和膨胀，并且蒸发器 300 中的气态致冷剂被从喷嘴 410 来的高速致冷剂吸入混合部分 420。同时，从蒸发器 300 吸入的致冷剂与从喷嘴 410 喷入的致冷剂在混合部分 420 中混合，致冷剂的动态压力(速度能量)在扩压管 430 中被转换成静态压力(压力能量)。此后，来自喷射器 400 的扩压管 430 的致冷剂流入汽液分离器 500。

另一方面，由于蒸发器 300 中的致冷剂被吸入喷射器 400，所以汽液分离器 500 中的液态致冷剂流入蒸发器 300，并通过吸收拟吹入乘客座舱之空气的热量在蒸发器 300 中蒸发。

图 3 是表示第一实施例喷射循环系统的工作过程的莫利尔曲线图(P-H 图)。图 3 中标示出图 1 所示不同位置处的致冷剂状态。根据混合部分 420 和扩压管 430 的工作效率，使压缩机 100 致冷剂分压的压力增量  $\Delta p$  变化，而且随着在喷嘴 410 的致冷剂进口(图 1 中 C2 所示的点)处的致冷剂与扩压管 430 致冷剂进口(图 1 中 C3 所示的点)的致冷剂之间的焓差  $\Delta ie$  变大而变大。

下面将描述第一实施例喷射循环系统的特性(工作效果)。图 4 是第一实施例的模拟结果，示出等效直径比  $D2/D1$  与喷射效率  $\eta_e$  之间的关系。在图 4 中，致冷剂的质量流量值(下称“致冷剂流量”)被用作参数。如图 4 所示，当等效直径比  $D2/D1$  变为 1.05 或更大时，喷射效率  $\eta_e$  迅速增加。此外，当等效直径比  $D2/D1$  变为 4 或更大时，喷射效率  $\eta_e$  缓慢减小。

因此，当等效直径比  $D2/D1$  变为 1.05 或更大时，喷射循环系统可保持高喷射效率  $\eta_e$  ( $\eta_e > 20\%$ ) 工作。可将等效直径比  $D2/D1$  设定在 1.05-10 范围内。

当把等效直径比  $D2/D1$  设定在 1.3-5.3 范围时，喷射循环系统可保持喷射效率  $\eta_e$  为 40% 或更高地工作。于是，即使外面的空气温度很高，喷射循环系统的性能系数(COP)趋于减小(如处于空转运行)，第一实施例的喷射循环系统对于使用 R134a 作为致冷剂的蒸汽压缩致冷剂循环，在 COP

方面有优势。

这里，在考虑致冷剂被吸入喷射器 400 之前的致冷剂速度能量的时候，喷射效率 $\eta_e$ 由下述公式(1)确定：

$$\eta_e = [\Delta p (G_n + G_e) / \rho g - G_e (U_e^2 / 2)] / (\Delta i_e \cdot G_n) \\ = [(G_n + G_e) / \Delta i_r - G_e (U_e^2 / 2)] / (\Delta i_e \cdot G_n) \quad \cdots(1)$$

其中， $G_n$  是流入散热器 200(高压侧热交换器)中的致冷剂流量， $G_e$  是流入蒸发器 300(低压侧热交换器)中的致冷剂流量， $\Delta i_e = i(C2) - i(C3)$ ， $\Delta i_r = i(C8') - i(C8)$ ， $\Delta p = P_D - P_L$ ， $U_e$  是致冷剂的吸入流速， $\rho g$  是吸入的致冷剂流的气体密度。这里的  $i(C2)$ 、 $i(C3)$ 、 $i(C8)$  和  $i(C8')$  分别是图 1 中由 C2、C3、C8 和 C8' 所表示的点处的焓。

图 5 是第一实施例的模拟结果，示出  $L/D2$  比率与喷射效率 $\eta_e$ 之间的关系，比率  $L/D2$  是混合部分 420 的长度  $L$  与混合部分 420 的等效直径  $D2$  之比。如图 5 所示，当比率  $L/D2$  是 170 或更小时，在用二氧化碳为致冷剂的喷射循环中，可使喷射效率 $\eta_e$ 保持在 5%或更高。

第一实施例中，将混合部分的比率  $L/D2$  设定为 120 或更小，使喷射效率 $\eta_e$ 可保持在 20%或更高。如图 2 所示，混合部分 420 的长度  $L$  是喷嘴 410 的致冷剂出口与扩压管 430 的致冷剂进口之间的长度。

当喷射效率 $\eta_e$ 保持在 20%或更高时，如图 6 所示，与采用膨胀阀的简单蒸汽压缩致冷剂循环相比，用二氧化碳为致冷剂之喷射循环系统的 COP 被提高约 3%或更高。另外，与简单蒸汽压缩致冷剂循环相比，用 R404A 为致冷剂之喷射循环系统的 COP 被提高约 8%或更高。另外，与采用简单蒸汽压缩致冷剂循环相比，用 R134a 为致冷剂之喷射循环系统的 COP 被提高约 10%或更高。

当外面的温度在 -30 至 55℃(放置散热器 200 位置处的温度)范围变化时，以及当里面空气的温度在 -30 至 55℃(放置蒸发器 300 位置处的温度)范围变化时，可实现图 5 和 6 的模拟结果。

根据第一实施例，喷嘴 410 中的尺寸  $B$  被设定得大于尺寸  $A$ ，比率  $L/D2$  被设定得等于或小于 120，比率  $D2/D1$  被设定在 1.05-10 范围。由此如图 4 和 5 所示，不管致冷剂的流量和致冷剂材料，喷射循环系统都可以保持在高喷射效率 $\eta_e$ 下工作。

下面参照图 7 描述本发明的第二优选实施例。在第二实施例中，使用氟里昂（flon）HFC-134a(R134a)作为致冷剂。在这种情况下，如图 7 所示，当等效直径比率  $D2/D1$  成为 1.5 或更大时，喷射效率 $\eta_e$ 与致冷剂流量无关地迅速增大。因此，在第二实施例中，通过将等效直径比  $D2/D1$  5 设定在 1.5-4.5 范围，使喷射效率 $\eta_e$ 得到提高。

如图 7 所示，在氟里昂用作致冷剂的情况下，当将等效直径比率  $D2/D1$  设定为 1.05 或更大时，可获得足够的喷射效率 $\eta_e$ 。在第二及以下各实施例中，在没有关于这些方面的说明时，喷射器 400 具有等于或小于 120 的  $L/D2$  比，而且将扩张型喷嘴用作喷嘴 410。

10 下面参照附图 8 说明本发明的第三实施例。在第三实施例中，通过优化扩压管 430 的延伸角 $\theta_d$ (参见图 2)改善喷射效率 $\eta_e$ 。特别是将延伸角 $\theta_d$ 设定在  $0.2$  至  $34^\circ$  范围，最好将延伸角 $\theta_d$ 设定在  $0.2$  至  $7^\circ$  范围，比如在第三实施例中，延伸角 $\theta_d$ 被设定为  $6.5^\circ$ 。

图 8 是第三实施例的模拟结果，示出扩压管 430 的延伸角 $\theta_d$ 与喷射效率 $\eta_e$ 之间的关系，如图 8 所示，当把延伸角 $\theta_d$ 设定在  $0.2$  至  $34^\circ$  范围时，在使用二氧化碳作为致冷剂的喷射循环系统中，喷射效率 $\eta_e$ 保持在 20% 15 或更高。

当外面的温度在  $-30$  至  $55^\circ\text{C}$  (放置散热器 200 位置处的温度) 范围变化，以及当里面空气的温度在  $-30$  至  $55^\circ\text{C}$  (放置蒸发器 300 位置处的温度) 范围变化时，可实现图 8 的模拟结果。 20

图 8 中的曲线“a”表示具有内换热器之喷射循环系统的模拟结果，在内换热器中，被吸入压缩机 100 的致冷剂与散热器 200 出口侧的致冷剂之间交换热量。此外，图 8 中的曲线“b”表示没有内换热器的喷射循环系统的模拟结果。

25 下面参照图 9A 和 9B 说明本发明的第四实施例。在第四实施例中，通过优化喷嘴 410 的形状提高喷射效率 $\eta_e$ 。特别使喷嘴 410 的致冷剂通道形成，使得致冷剂在喷嘴 410 内从致冷剂进口侧到致冷剂出口侧基本等熵地变化。

相应地，由于致冷剂可在喷嘴 410 中绝热地膨胀，能够增加膨胀能量，因而提高喷射效率 $\eta_e$ 。在扩压管 430 中，可由膨胀能量(能量复原)使 30

致冷剂压力增大。

在本说明书中，致冷剂在喷嘴 410 内从致冷剂进口侧到致冷剂出口侧基本等熵地变化。这种基本等熵地变化意味着，产生于喷嘴 410 中从致冷剂进口侧到致冷剂出口侧的等熵热降能，70%或更多地被转换成动能。

在图 9A 中，作为第四实施例的一个例子，喷嘴 410 为扩张型喷嘴，它具有喉管部分，喷嘴 410 的致冷剂通道截面积在那里成为最小，而且在致冷剂进口侧有一个在 0.05 至 20°范围的收缩角 $\theta_{n1}$ 。另外，在图 9A 中，在致冷剂进口侧的延伸角 $\theta_{n2}$ 在 0.05 至 17.5°范围。作为另一例子，图 9B 中的喷嘴 410 是收缩型喷嘴，其中的致冷剂通道截面从喷嘴的致冷剂进口侧向着致冷剂出口侧变小，并且在致冷剂进口侧的收缩角 $\theta_{n1}$ 在 0.05 至 20°范围。

喷嘴形状由下述公式(2)、(3)的模拟等式确定，即公式(2)是一个运动等式，公式(3)是一个质量等式。

$$\eta_n \cdot (h_1 - h_2) = (V_2^2 - V_1^2) \quad \dots(2)$$

其中“h”是特定焓，“V”是致冷剂流速， $\eta_n$ 是喷嘴效率。

$$G = \eta_c \cdot \rho \cdot V \cdot A \quad \dots(3)$$

其中 A 是截面积，G 是致冷剂流量，“ $\rho$ ”是密度， $\eta_c$ 是致冷剂流量系数。

下面参照附图 10A 和 10B 说明本发明的第五实施例。在第五实施例中，如图 10A 和 10B 所示，由多个(第五实施例中为 3 个)同心布置的喷嘴 410 构成喷嘴组 440。此外，设置阀 451-453，使流入多个喷嘴 410 的致冷剂流量分别被单独控制。在第五实施例中，每个喷嘴 410 都采用扩张型喷嘴，并将 L/D 比设定为等于或小于 120。

根据喷射循环系统的工作状态控制每个阀 451-453 的开度。特别是，当喷射循环系统的热载荷增加时，增加致冷剂流入其中之喷嘴 410 的数量。这里的热载荷意味着，蒸发器 300 所要求的热吸收能力，或散热器 200 所要求的散热能力。另一方面，当喷射循环系统的热载荷降低时，减少致冷剂流入其中的喷嘴 410 的数量。

由于同心设置多个喷嘴 410，与将多个喷嘴 410 在直线上布置的情况

相比，避免了使喷嘴组 440 的尺寸扩大。此外，在第五实施例中，可使  
 从喷嘴组 440 喷射的主动致冷剂流与从蒸发器 300 吸入喷射器 400 的吸  
 入致冷剂流之间的接触面积增大。相应地，可使吸入的致冷剂流被更精  
 确地吸入喷射器 400，由此使吸入致冷剂流与主动致冷剂流之间的混合效  
 率得以提高。

下面参照图 11A 和 11B 说明本发明的第六实施例。在第六实施例中，  
 如图 11A 和 11B 所示，由多个(第六实施例中为 3 个)同心布置的喷嘴 410  
 构成喷嘴组 440。另外，设置阀 454，使流入多喷嘴组 440 的致冷剂流量  
 受到控制。在第六实施例中，所述喷嘴 410 采用扩张型喷嘴，并将 L/D  
 比设定为等于或小于 120。

在第六实施例中，当喷射循环系统的热载荷增加时，阀 454 的开度  
 增加，因而流入喷嘴组 440 的致冷剂量增加。相反，当喷射循环系统的  
 热载荷降低时，阀 454 的开度减小，从而流入喷嘴组合 440 的致冷剂量  
 减少。

因此，在第六实施例中，与分别控制多个喷嘴 410 中每一个的第五  
 实施例相比，可以减小用以控制致冷剂流量的阀的数目。作为第六实施  
 例的一个例子，图 11A 中将各喷嘴 410 布置成，使各喷嘴 410 的致冷剂  
 流的轴线基本上互相平行。作为第六实施例的另一个例子，图 11B 中将  
 各喷嘴 410 布置成，使各喷嘴 410 的致冷剂流的轴线彼此交叉。

下面参照附图 12-14 说明本发明的第七实施例。在上述各实施例中，  
 增压部分明确地分为混合部分 420 和扩压管 430。然而，如图 12 所示，  
 在第七实施例中，以整体方式形成混合部分 420 和扩压管 430，形成增压  
 部分 423，在其中使致冷剂压力增大(恢复)，同时，从喷嘴 410 喷射的致  
 冷剂与从蒸发器 300 吸入的致冷剂(吸入致冷剂流)混合。在所述增压部分  
 423 中，致冷剂通道截面积从上游侧到下游侧增加。

图 13 是表示增压部分 423 的延伸角 $\theta_d$ 与喷射器 400 中压力增量(P1-P2)  
 之间关系的模拟结果。这里的压力增量是，喷射器 400(增压部分 423)致  
 冷剂出口处的致冷剂压力 P2 与从蒸发器 300 吸入喷射器 400 的致冷剂压  
 力 P1 之间的压力差(P1-P2)。如图 13 所示，当延伸角 $\theta_d$ 在 0.2 至 4°范围(最  
 好 1.2°)时，压力增量可等于或大于上述在喷射器 400 中混合部分 420 与

扩压管 430 彼此明确分开的实施例。

这里的模拟条件与第四和第五实施例相同，如图 12 所示，延伸角 $\theta_a$ 由增压部分 423 内壁表面和与增压部分 423 的中轴线平行的参考线限定。

第七实施例中，以整体方式形成混合部分 420 和扩压管 430，同时保持足够的功能(增压性能)。因此，使喷射器 400 的结构简化，从而降低了喷射器 400 的制造成本。

图 14 是一个曲线图(模拟结果)，表示增加的压力( $P_2-P_1$ )与从第七实施例喷射器 400 增压部分 423 的致冷剂进口到致冷剂出口的距离  $L'$  之间的关系，以及增加的压力( $P_2-P_1$ )与从混合部分 420 和扩压管 430 彼此分开的对比实施例的混合部分 420 致冷剂进口到致冷剂出口距离  $L$  之间的关系。如图 14 所示，在对比实施例中，在混合部分 420 和扩压管 430 之间的连接部分产生一个压力损失  $P_a$ 。因此，在第七实施例中，扩压管 430 需要足够大，以使致冷剂压力增加到与喷射器 400 中相同的压力。

这就是说，在第七实施例的扩压管 430 中，与对比实施例相比，即便使增压部分 423(即喷射器 400)被缩短一个缩短了的距离  $\Delta L'$ ，仍可获得大于对比实施例的致冷剂压力，由此，减小了喷射器 400 的尺寸。

如图 13 所示，即使在延伸角 $\theta_a$ 为零时，也即增压部分 423 的致冷剂通道截面积基本为恒定的，在主动致冷剂流与吸入致冷剂流混合的同时，仍可使致冷剂压力增大(恢复)。

如图 12 所示，在所述喷射循环系统中，使用以喷射吸入致冷剂流的吸入喷嘴 411 关于喷嘴 410 同轴设置。此外，最好将喷嘴 410、411 二者的致冷剂喷射部分 410a、411a 设置在基本相同的位置，比如在第七实施例中，位于增压部分 423 的进口部分处。

即使在第七实施例中喷射器 400 中，喷嘴 410 也可由扩张型喷嘴构成。此外，当增压部分 423 具有沿致冷剂流方向的长度  $L'$  和最小等效直径  $D_2$  时，可将长度  $L'$  和最小等效直径  $D_2$  之比设定为等于或小于 120，并可将增压部分 423 最小等效直径  $D_2$  与喷嘴 410 进口处等效直径  $D_1$  之比设定在 1.05-10 范围。在这种情况下，与第一实施例类似，可以提高喷射效率 $\eta_e$ 。

下面参照图 15 说明本发明的第八优选实施例。如图 15 所示，第八

实施例是第六和第七实施例的组合。具体地说，使用由多个喷嘴 410 构成的喷嘴组 440，并在喷射器 400 中形成整体的增压部分 423。

下面参照图 16 说明本发明的第九优选实施例。如图 16 所示，在第九实施例中，将增压部分 423 形成，使增压部分 423 内的致冷剂从致冷剂进口侧到致冷剂出口侧基本等焓变化。因此，可使致冷剂在增压部分 423 中绝热膨胀，从而，提高喷射效率 $\eta_e$ 。

下面参照附图 17 说明本发明的第十优选实施例。如图 17 所示，喷嘴 410 致冷剂喷射部分 410a 一侧与汽液分离器 500 相连，而省略混合部分 420 和扩压管 430(增压部分 423)。也就是说，不再设置混合部分 420 和扩压管 430(增压部分 423)，而使喷嘴 410 致冷剂喷射部分 410a 一侧与汽液分离器 500 直接连接。由此，在蒸发器 300 中蒸发的气态致冷剂被主动致冷剂流吸入汽液分离器 500。另外，在汽液分离器 500 内，速度能量转换成压力能量，同时使从蒸发器 300 吸入的致冷剂(吸入致冷剂流)与来自喷嘴 410 的主动致冷剂流混合，因此提高了致冷剂压力。结果，可使喷射循环系统的尺寸减小，并可使喷射循环系统的制造成本降低。

下面参照图 18 说明本发明的第十一优选实施例。如图 18 所示，混合部分 420 的致冷剂出口侧接入汽液分离器 500 内，并且从混合部分 420 排放之致冷剂的速度能量被转换成压力能量，从而增大了汽液分离器中致冷剂的压力。结果，也可使第十一实施例中的喷射循环系统的制造成本被降低。

下面参照图 19 和 20 说明本发明的第十二优选实施例。图 19 表示一个模拟结果，示出从喷嘴 410 的致冷剂出口到扩压管 430 的致冷剂出口的致冷剂流速(相对速度  $V_{gi}/V_{gno}$ )与沿从喷射器 400 致冷剂通道截面的中心起的径向的径向位置之间的关系。实现图 19 的模拟，同时假定致冷剂流的速度分布(气态流速度分布)是相对中轴线对称的，还假定在喷嘴 410 出口处致冷剂流速度是 1。图中的 A 表示从喷嘴 410 的流出的喷射气态致冷剂流，B 表示从蒸发器 300 吸入的气态致冷剂流(吸入气态流)。如图 19 所示，喷嘴 410 的喷射气态致冷剂的流速变低，同时喷射气态致冷剂吸入并加速从蒸发器 300 来的致冷剂。于是，在混合部分 420 的致冷剂出口侧(扩压管 430 的致冷剂进口侧)，如图 19 中“a”所示，喷射气态

致冷剂的流速降低接近结束，又如图 19 中“b”所示，来自蒸发器 300 的吸入气态致冷剂被充分加速。也就是说，在混合部分 420 的致冷剂出口侧(扩压管 430 的致冷剂进口侧)，喷嘴 410 排放的气态致冷剂流与从蒸发器 300 吸入的气态致冷剂混合，使从蒸发器 300 吸入的气态致冷剂的流速近似等于喷嘴 410 的喷射气态致冷剂流速。在混合部分 420 混合的致冷剂流入扩压管 430，而且致冷剂的压力在扩压管 430 中被增大，同时致冷剂的流速降低。

在理想的喷射器 400 中，致冷剂在混合部分 420 中被增压，使来自喷嘴 410 的主动致冷剂流(喷射致冷剂流)的动量和来自蒸发器 300 的吸入致冷剂流动量的总和得以被保持，并且致冷剂在扩压管 430 内也被增压，使它的能量得以被保持。然而，如果主动致冷剂流速并不与吸入致冷剂流量近似相等，而是它们的流速彼此有很大的差别，则难于有效地将速度能量转换成压力能量。因而在这种情况下，使扩压管 430 内的压力增量减小。另一方面，当主动致冷剂的流速与吸入致冷剂的流速变得近似相等之后，具有相同截面积的部分被延续，则由于表面摩擦力的缘故，使流入扩压管 430 的致冷剂的流速减小，并因此而使扩压管 430 中的压力增量减小。

于是，在第十二实施例中，适当地选择混合部分 420 的长度 L，使得在因蒸发器 300 吸入的致冷剂流速与来自喷嘴 410 的主动致冷剂的流速变成基本相等之后，致冷剂流入扩压管 430 中。由此，可使喷射效率 $\eta_e$ 被进一步提高。

如图 20 所示，当在混合部分 420 中的吸入致冷剂的流速与主动致冷剂的流速近似相等时，混合部分 420 中的致冷剂压力变得近似恒定，而且压力增加的比率近似为零。因此，通过检测喷嘴 410 致冷剂出口处的致冷剂压力，可以确定吸入致冷剂的流速变得近似等于主动致冷剂的流速。

以下参照图 21-24 说明本发明的第十三优选实施例。

在喷射器 400 内，致冷剂的压力在混合部分 420 中增大，使来自喷嘴 410 的主动致冷剂流(喷射致冷剂流)的动量和来自蒸发器 300 的吸入致冷剂流动量的总和得以被维持，而且，致冷剂的压力在扩压管 430 中增

大,使它的能量得以被保持。然而,当为了增大混合部分 420 内的压力增加比率而增大混合部分 420 的通道截面积时,扩压管 430 内通道截面积的膨胀值被减小,也使扩压管 430 中的压力增量减小。

因此,在第十三实施例中,混合部分 420 内的压力增量  $\Delta P_m$  与喷射器 400 内压力增量  $\Delta P$  的增压比率 $\beta(\Delta P_m / \Delta P)$ 被设定成使喷射效率 $\eta_e$ 变得最大。这里的整个压力增量  $\Delta P$  是混合部分 420 中压力增量  $\Delta P_m$  与扩压管 430 中压力增量  $\Delta P_d$  之和。

图 21 是一个模拟结果,示出在流量比 $\alpha(G_e/G_n)$ 作为参数,并使用二氧化碳为致冷剂时,增压比率 $\beta$ 与喷射效率 $\eta_e$ 之间的关系。这里的  $G_n$  是流入散热器 200 的致冷剂流量,  $G_e$  是流入蒸发器 300 的致冷剂流量。图 22 的曲线表示增压比率 $\beta$ 与流量比 $\alpha$ 之间的关系,这里的喷射效率 $\eta_e$ 变得最大。在图 22 的模拟中,二氧化碳用作致冷剂,并且外面的空气温度在 15℃至 45℃范围内变化。

另外,图 23 是一个模拟结果,示出在流量比 $\alpha(G_e/G_n)$ 作为参数,并使用 HFC 为致冷剂时,增压比率 $\beta$ 与喷射效率 $\eta_e$ 之间的关系。图 24 的曲线表示增压比率 $\beta$ 与流量比 $\alpha$ 之间的关系,这里的喷射效率 $\eta_e$ 变得最大。在图 24 的模拟中,HFC 用作致冷剂,并且外面的空气温度在-20℃至 45℃范围内变化。

如图 21-24 所示,在把二氧化碳用作致冷剂时,增压比率 $\beta$ 设定为等于或大于 50%。在这种情况下,当将增压比率 $\beta$ 设定在 50-80%的范围时,可使喷射效率 $\eta_e$ 进一步得到提高。另一方面,当把 HFC (flon) 用作致冷剂时,可将增压比率 $\beta$ 设定为等于或大于 50%。在这种情况下,当将增压比率 $\beta$ 设定在 35-80%的范围时,可使喷射效率 $\eta_e$ 进一步得到提高。

上述各实施例中,用二氧化碳或氟里昂作为致冷剂。然而,作为致冷剂,乙烯、乙烷、氧化氮、诸如丙烷的烃类族致冷剂,或者混合致冷剂,如 HFC-404A、HFC-407 或 HFC-410,均可被使用。

下面参照图 25 和 26 说明本发明的第十四优选实施例。在第十四实施例中,通常用混合致冷剂 HFC-404A(R404A)作致冷剂。在第十四实施例中,喷射循环系统的结构类似上述第一实施例,并省略其说明。

图 25 表示在使用 HFC-404A(R404A)混合致冷剂时喷射循环系统的

P-H 曲线图。在图 25 中，示出图 1 中所示的不同位置(如 C1、C2……)处的致冷剂状态。此外，线 L(i)表示等熵曲线。如图 25 所示，混合致冷剂 HFC-404A 在喷射器 400(喷嘴 410)中沿等熵变化曲线减压。因此，与通常的蒸汽压缩致冷剂循环相比，一旦减压之后，可使致冷剂的干度较小。即从喷射器 400 排放的致冷剂具有较大的液态致冷剂比率。相应地，具有较小干度的气态致冷剂可由喷射器 400 供给到汽液分离器 500 中。

于是，从汽液分离器 500 供给蒸发器 300 的致冷剂所含气态致冷剂比例可被降大大减小，并且从汽液分离器 500 供给蒸发器 300 致冷剂时所产生的压力损失的变化范围被降得很小。因此，可使在蒸发器 300 中的压力变化较小，而且可使蒸发器 300 中致冷剂温度的变化(蒸发温度变化)较小。其结果是，使蒸发器 300 的致冷能力(热吸收能力)得到改善。

当使用单一致冷剂(如 HFC-134a(R134a))时，与使用混合致冷剂 HFC-404A 的第十四实施例相比，在喷嘴 410 上游和下游之间的绝热热降(喷嘴效率)变小。

使沸点不同的多种致冷物质混合，得到混合致冷剂。因此，当使用混合致冷剂时，容易使蒸发器 300 内的温度变高。然而，在第十四实施中，虽然使用混合致冷剂 HFC-404A (R404A)，但由于可使蒸发器 300 中的压力变化很小，仍可有效地限制蒸发器 300 内温度的增高。

图 26 是一个模拟结果，示出在流量比 $\alpha(Ge/Gn)$ 作为参数，并使用 HFC-404A(R404A)作致冷剂时，混合部分 420 的比率 L/D2 与喷射效率 $\eta_e$ 之间的关系。如图 26 所示，当把比率 L/D2 设定在 2-152 范围，并将延伸角 $\theta_d$ 设定在 0.2-70°范围时，可使喷射效率 $\eta_e$ 等于或大于 10%。

在第十四实施例中，使用混合致冷剂 HFC-404A(R404A)。但也可以使用其它混合致冷剂，如 HFC-407(R407)和 HFC-410(R410)。在这种情况下，通过适当地设定混合部分 420 的尺寸，可提高喷射效率 $\eta_e$ 。

虽然已经参照附图结合优选实施例充分描述了本发明，但应说明，本专业技术人员可以得到多种变换和改型。

例如，如图 27 所示，在所述喷射循环中，可提供内换热器 600，使从散热器 200 排放的致冷剂和拟被吸入压缩机 100 中的致冷剂在其中交换热量。

应能理解，这样的变换和改型均在由所附各权利要求限定的本发明范围中。

# 说明书附图

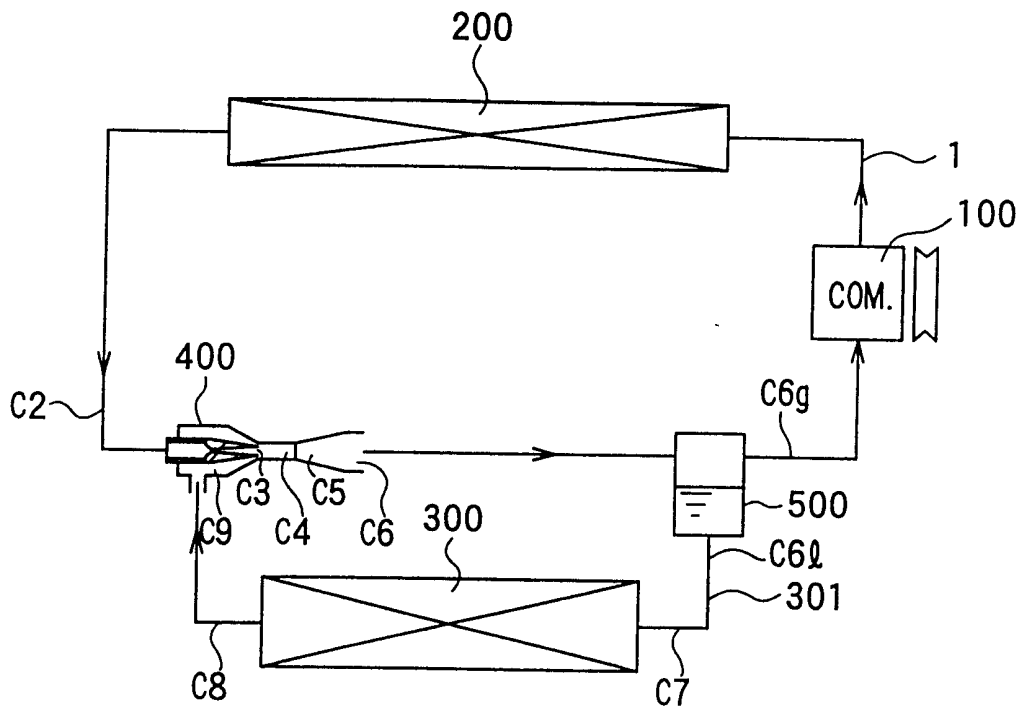


图 1

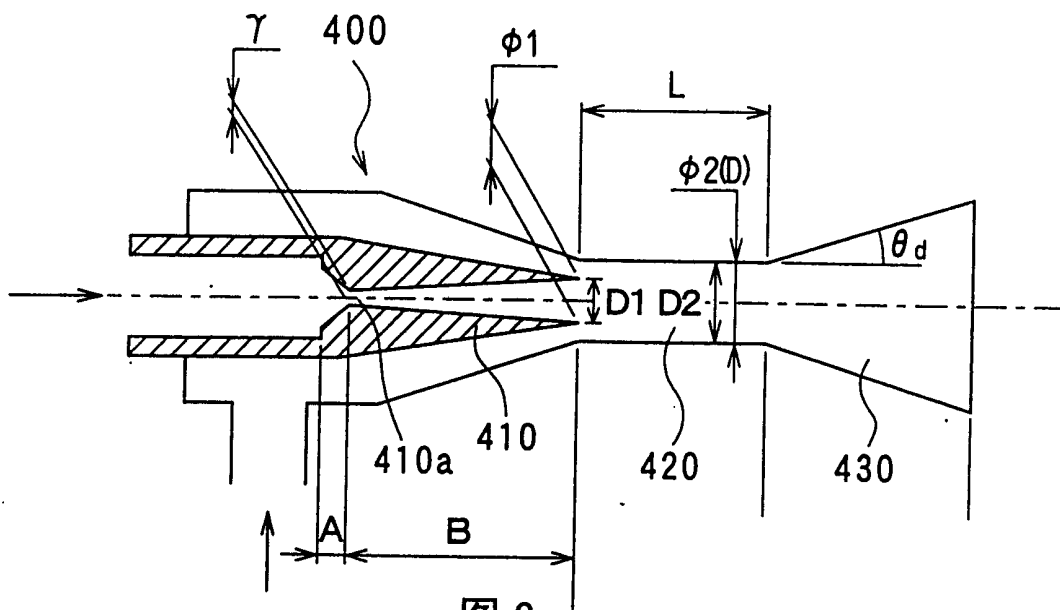


图 2

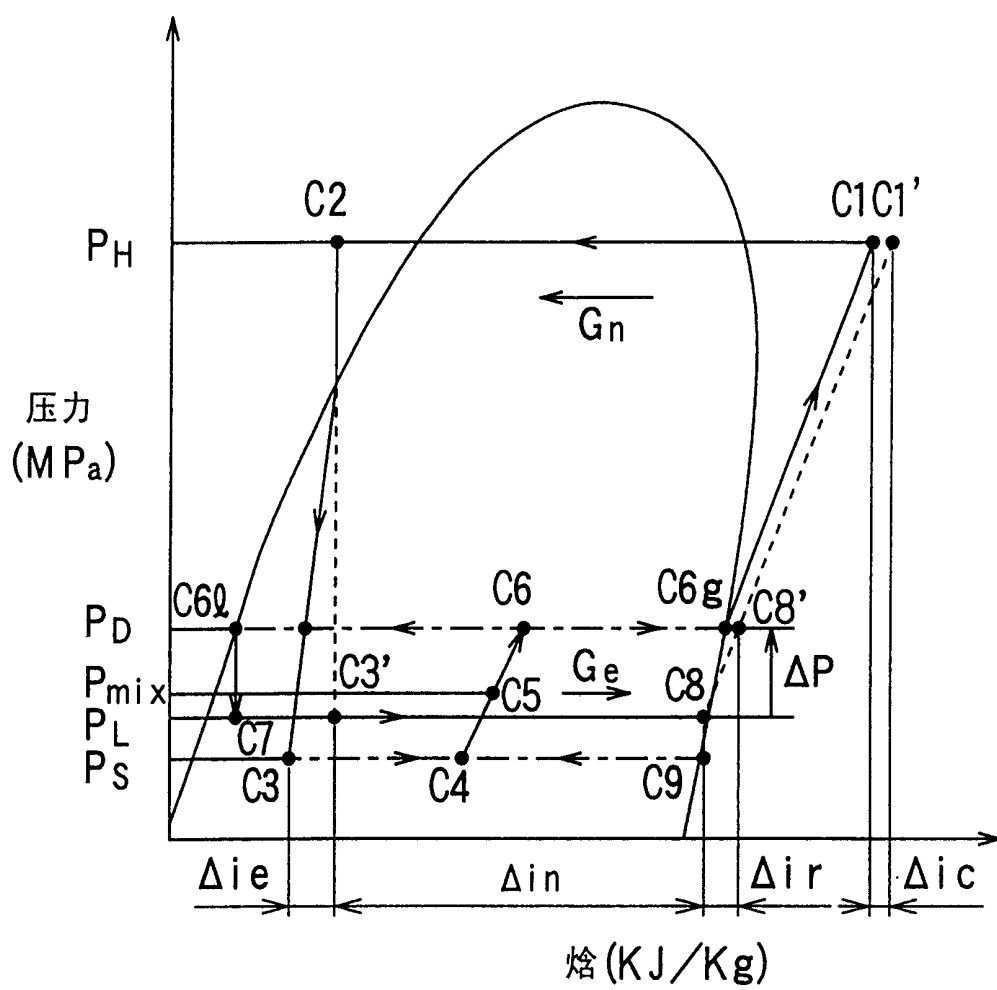


图 3

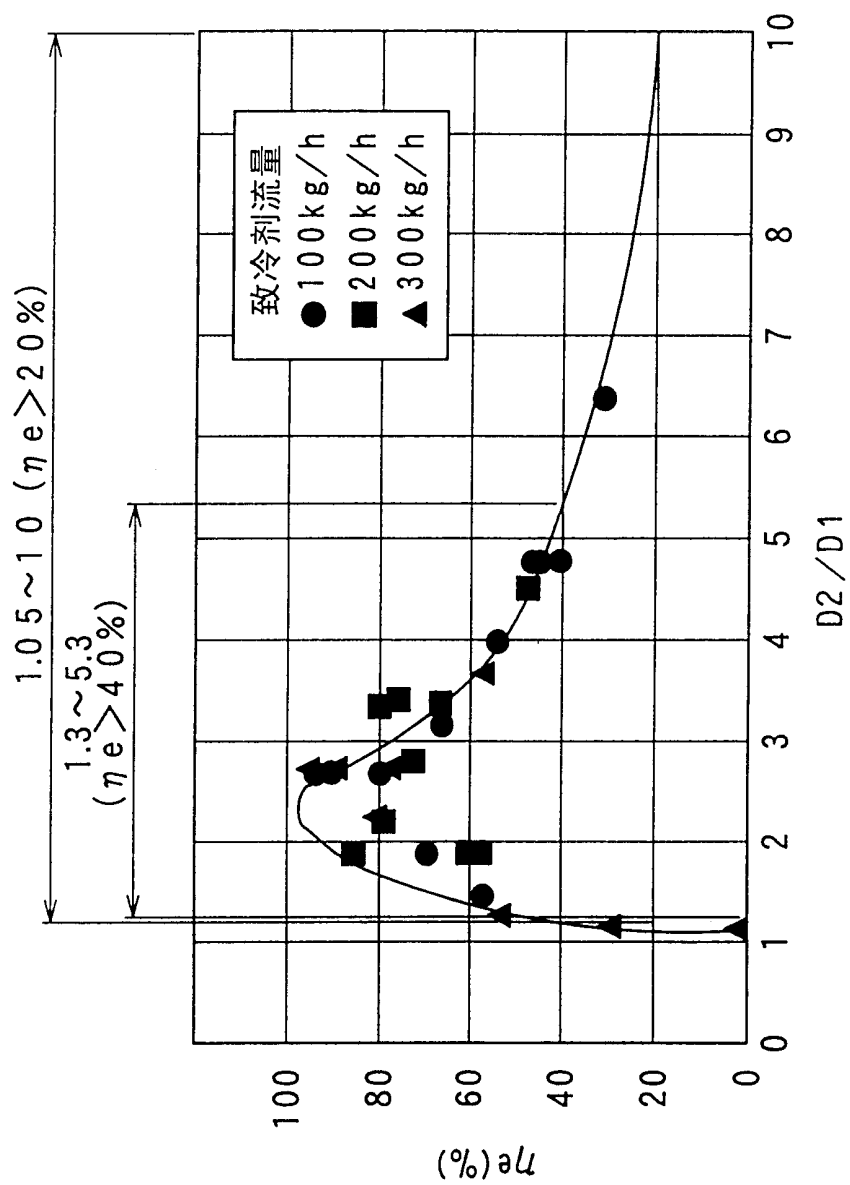


图 4

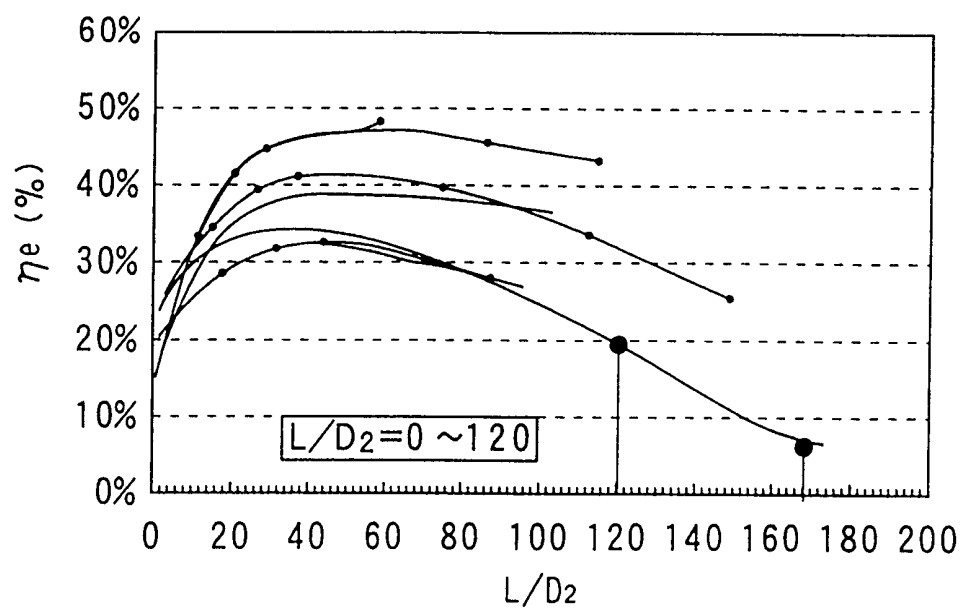


图 5

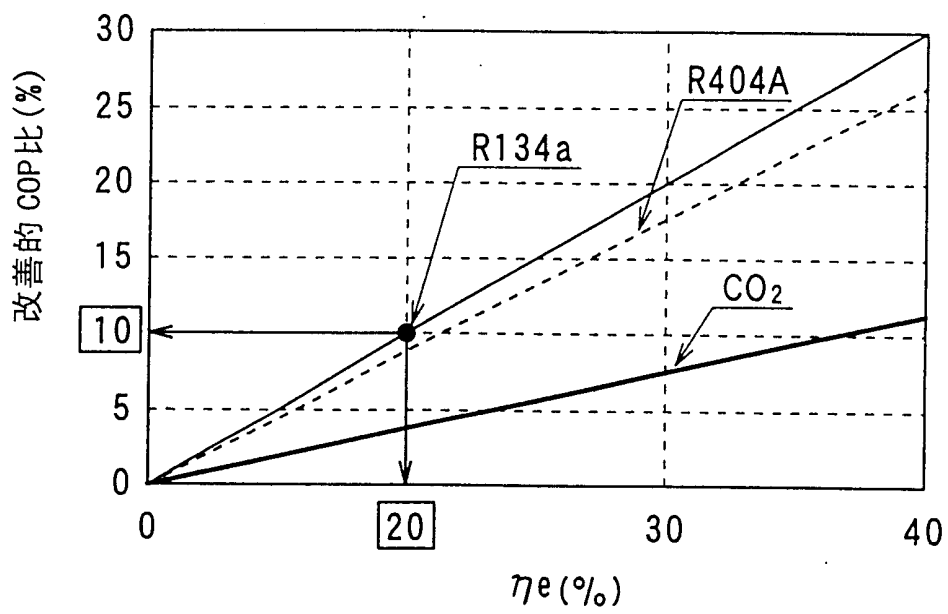


图 6

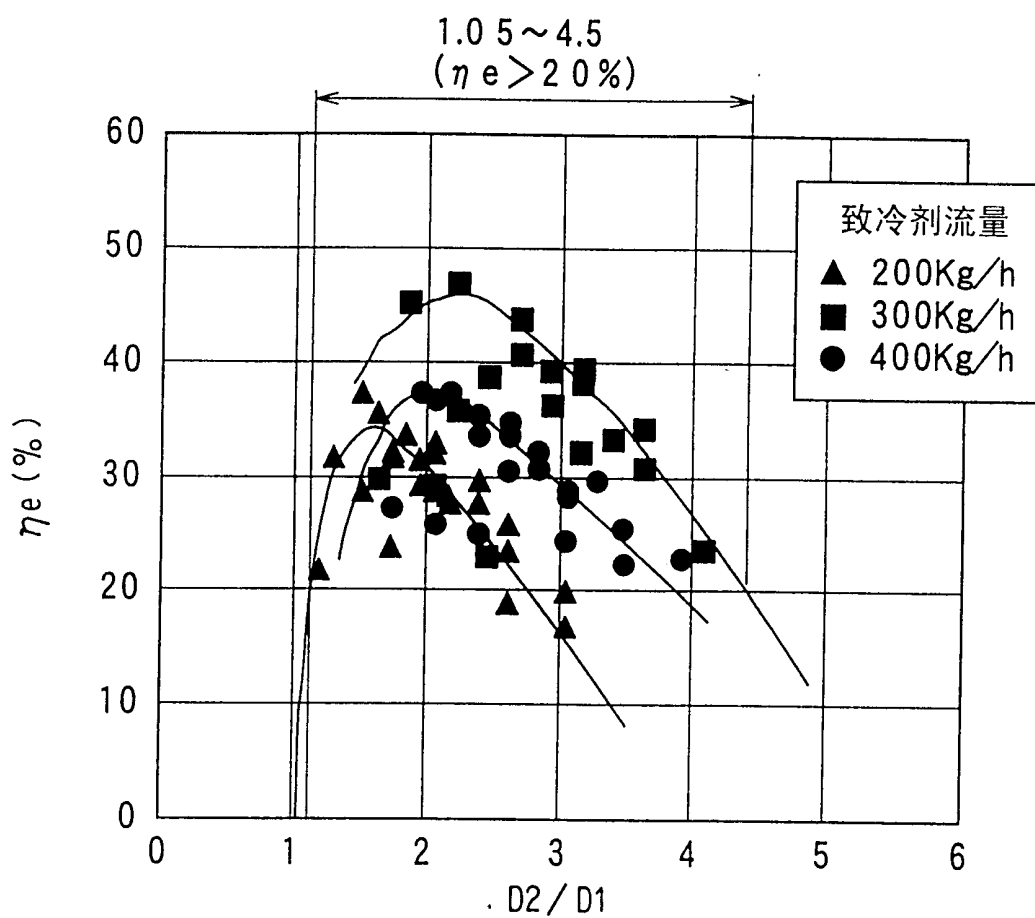


图 7

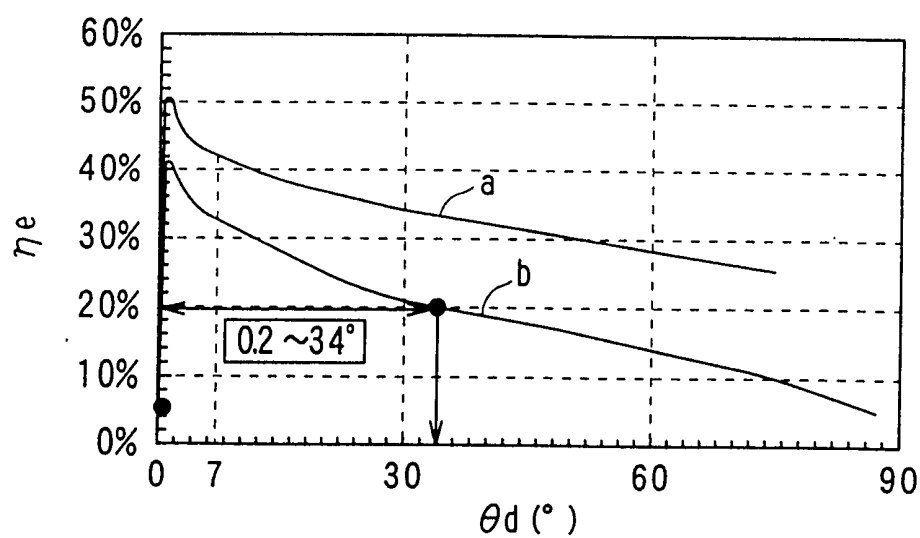
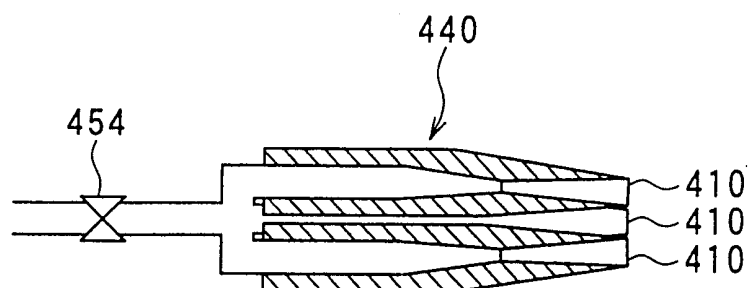
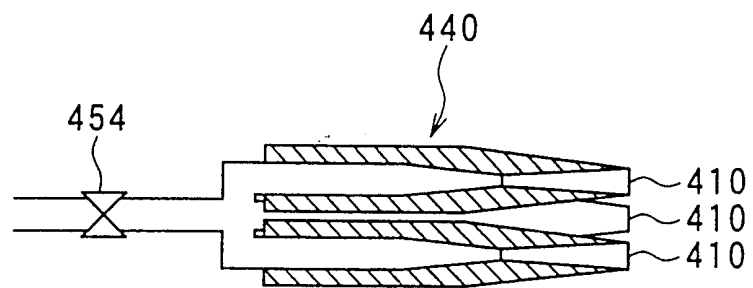
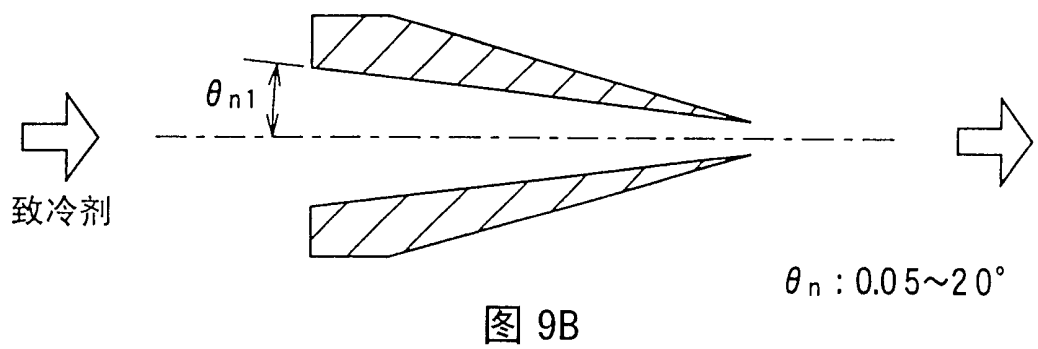
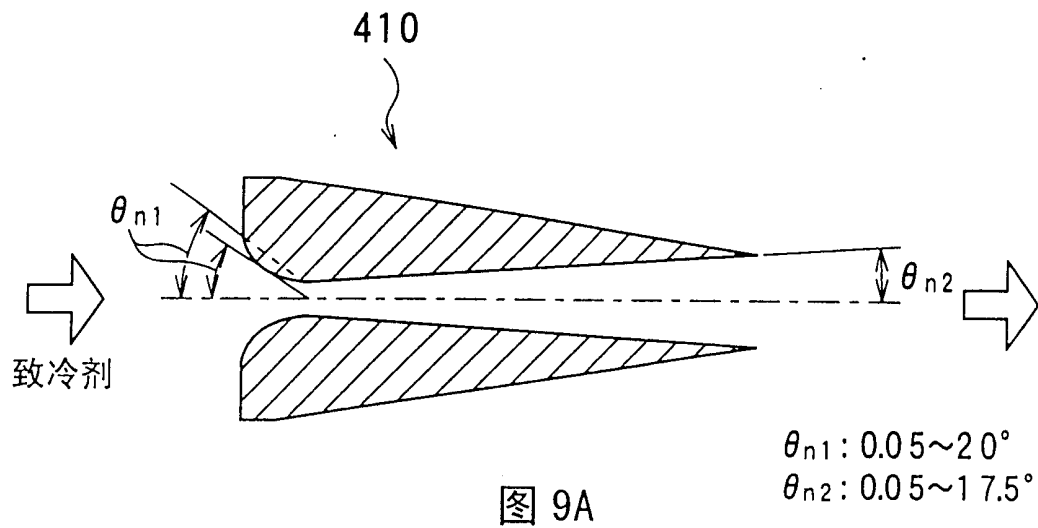


图 8

36



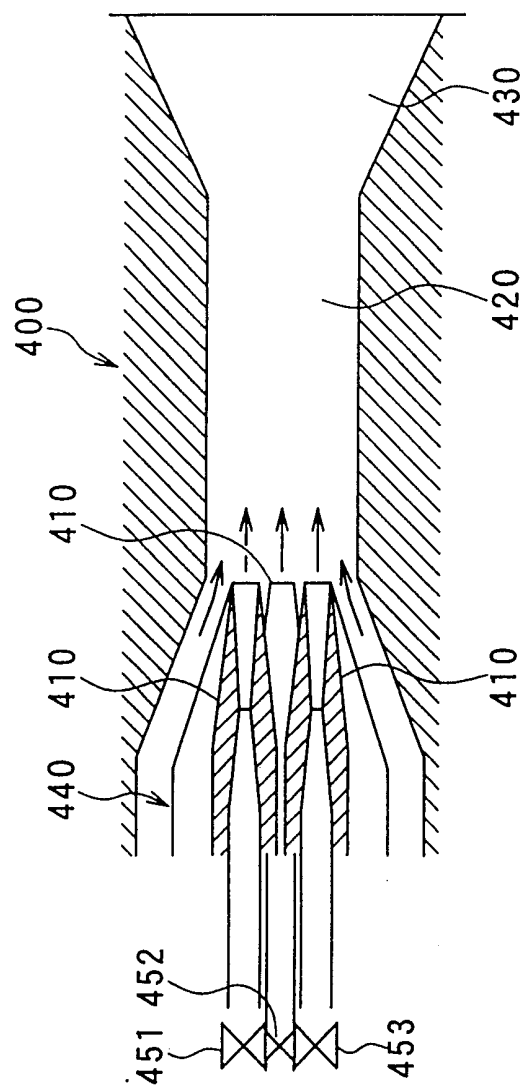


图 10A

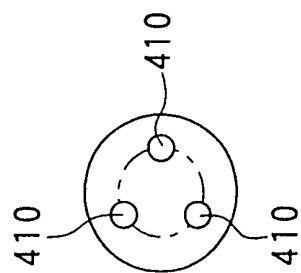


图 10B



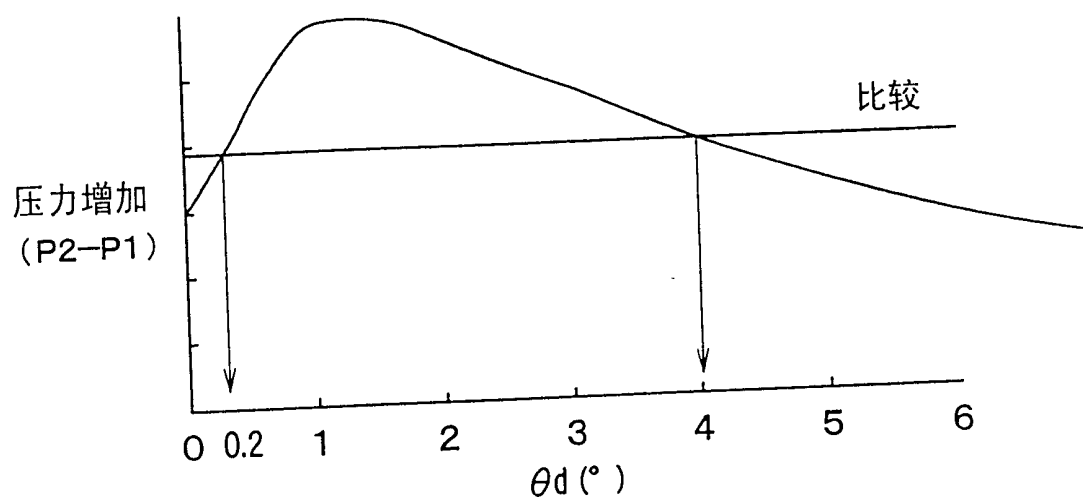


图 13

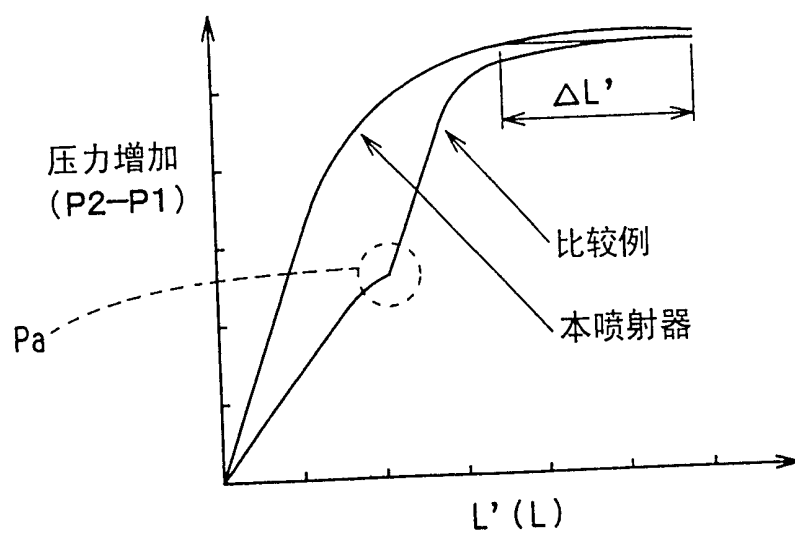


图 14

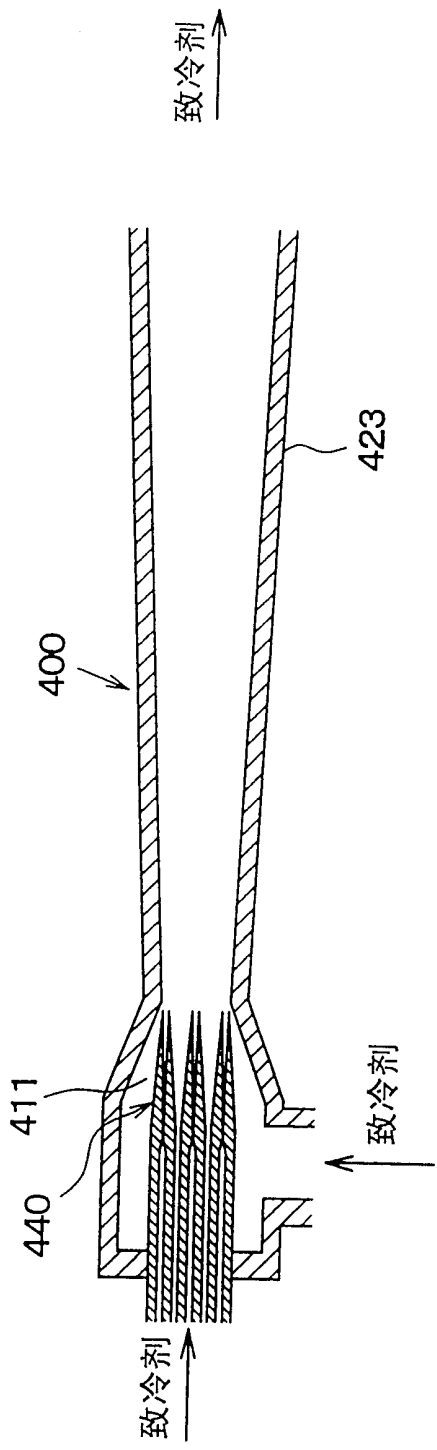


图 15

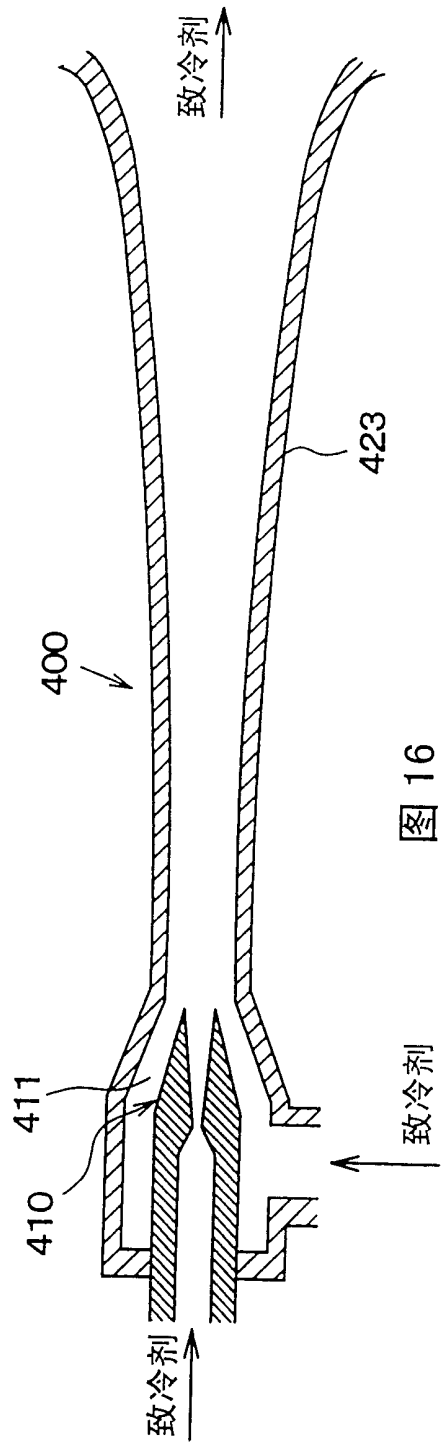


图 16

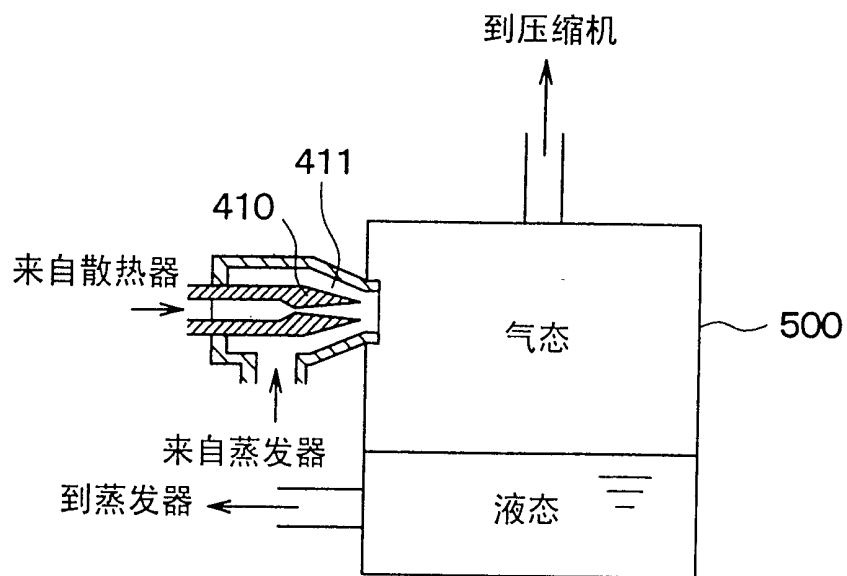


图 17

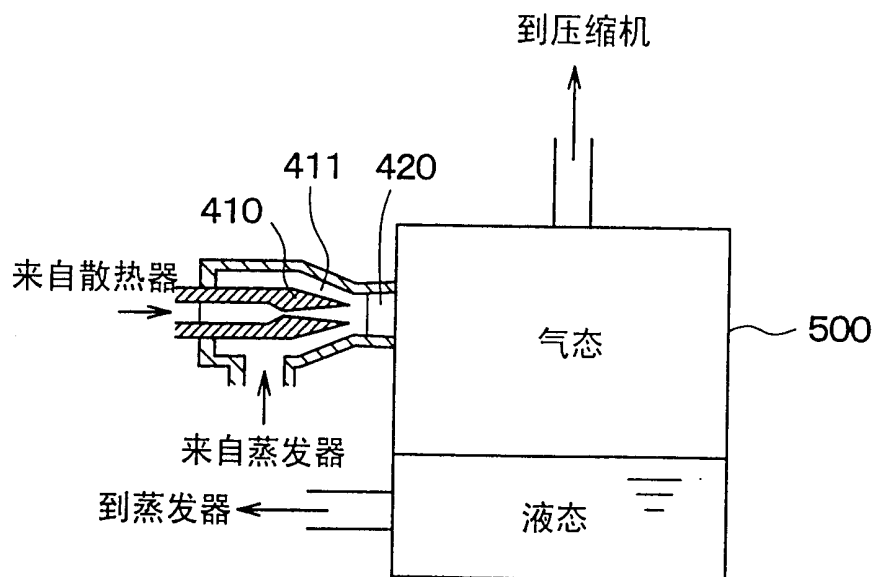


图 18

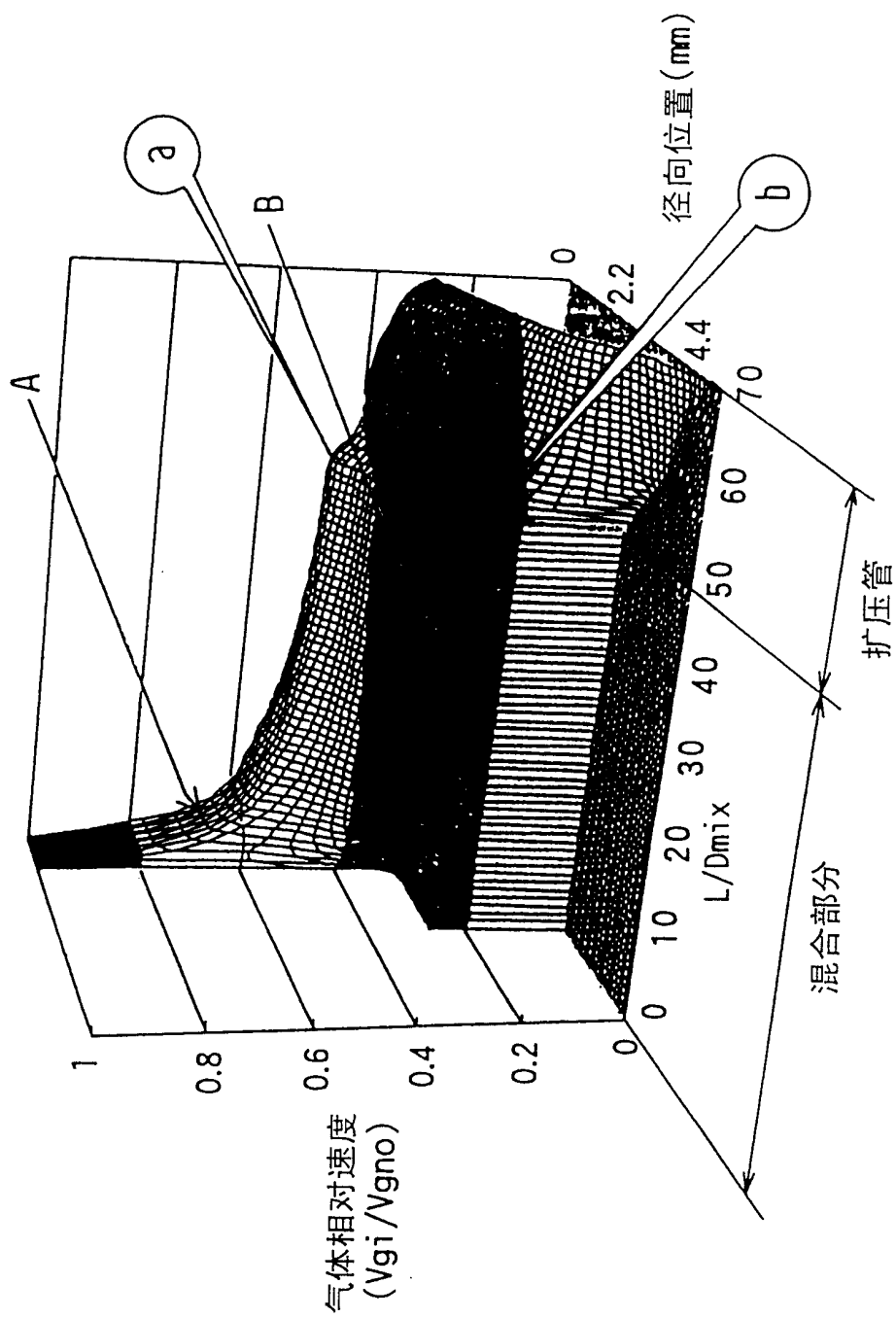


图 19

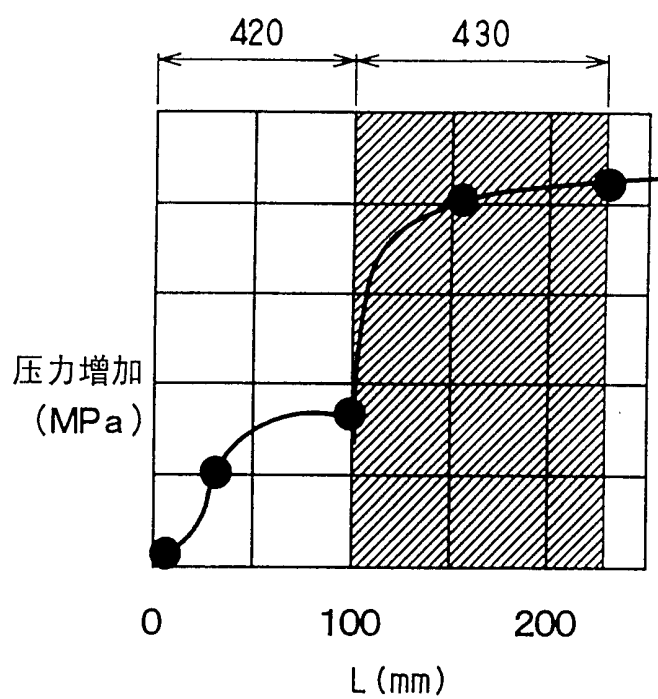


图 20

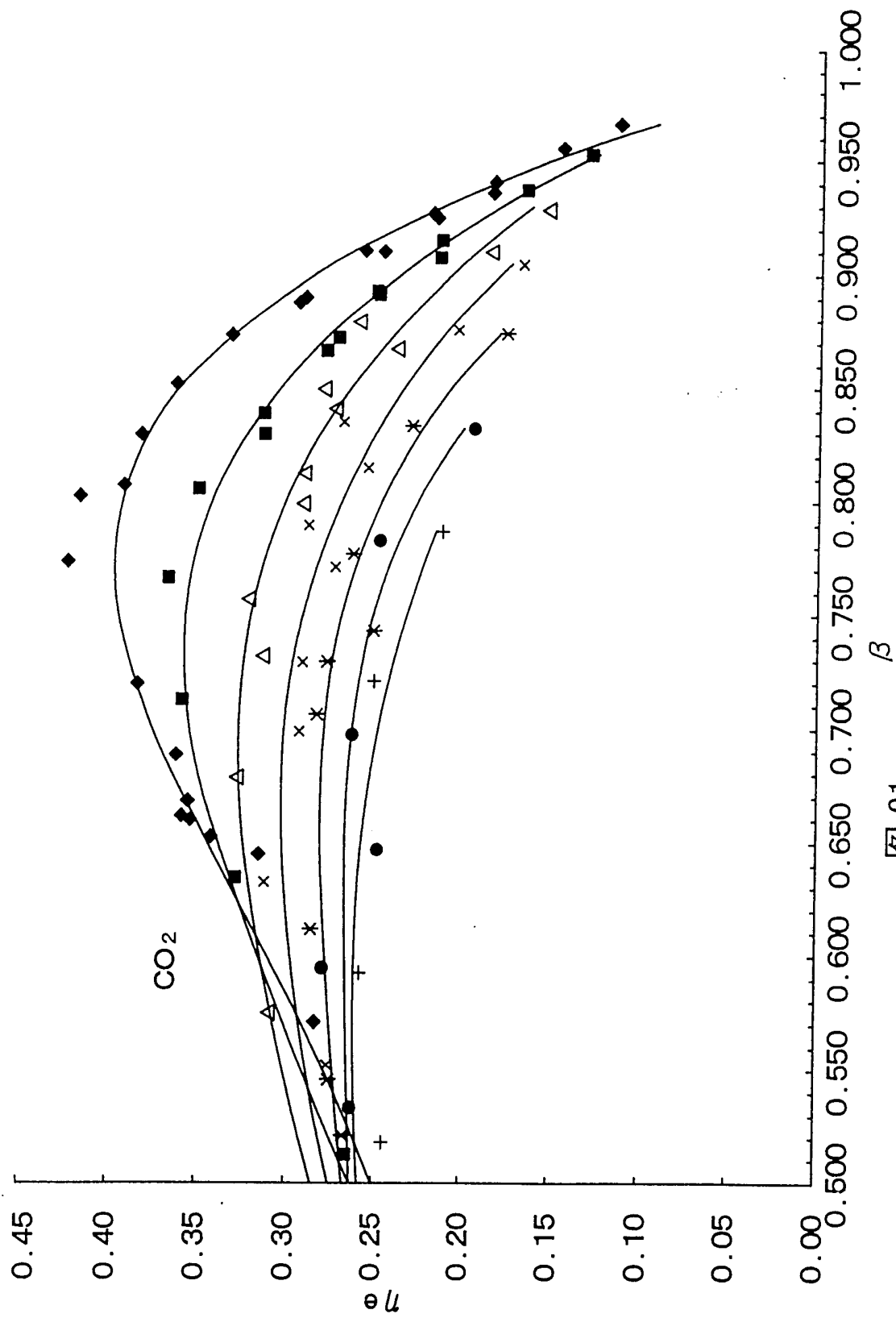


图 21

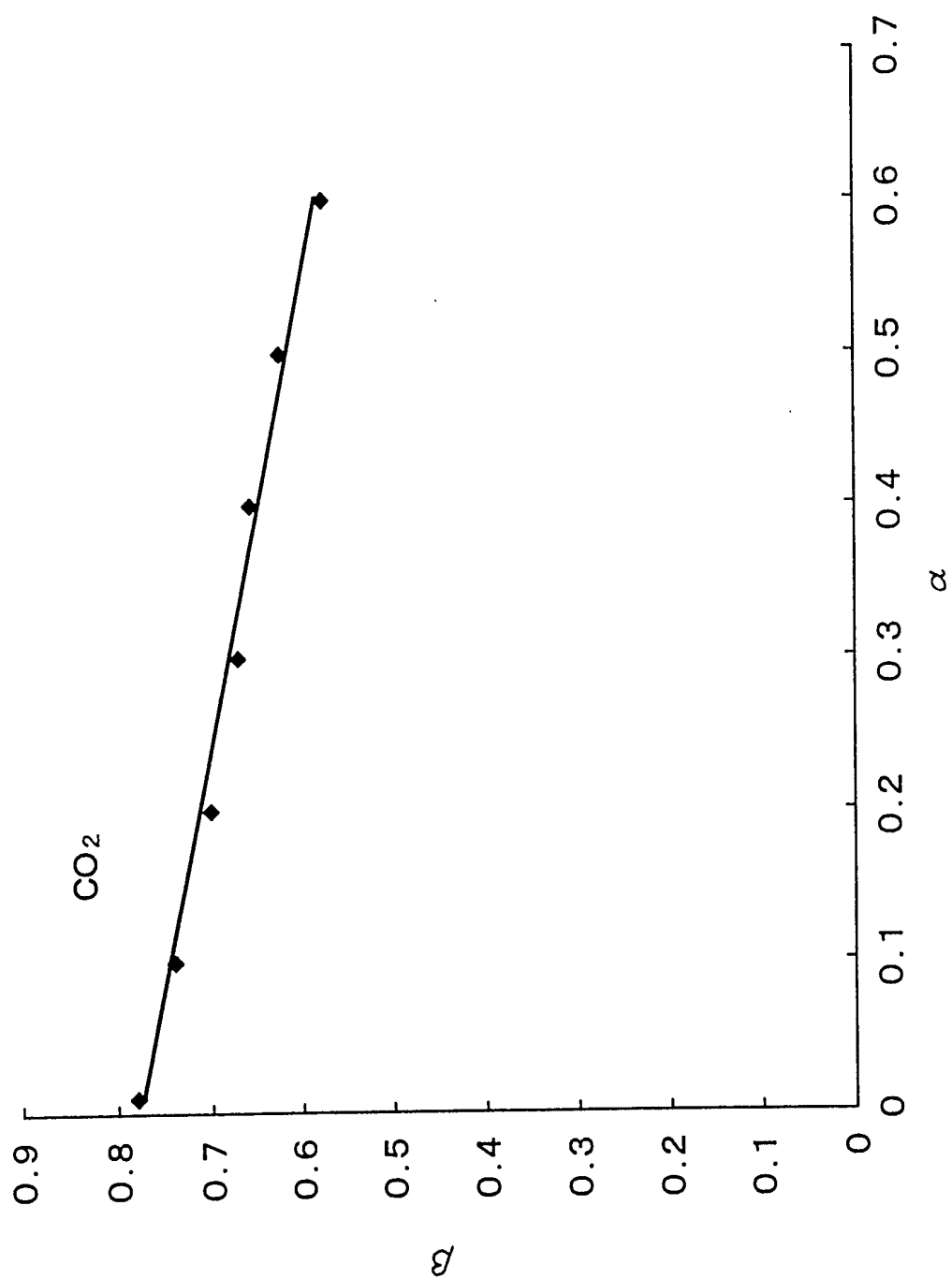


图 22

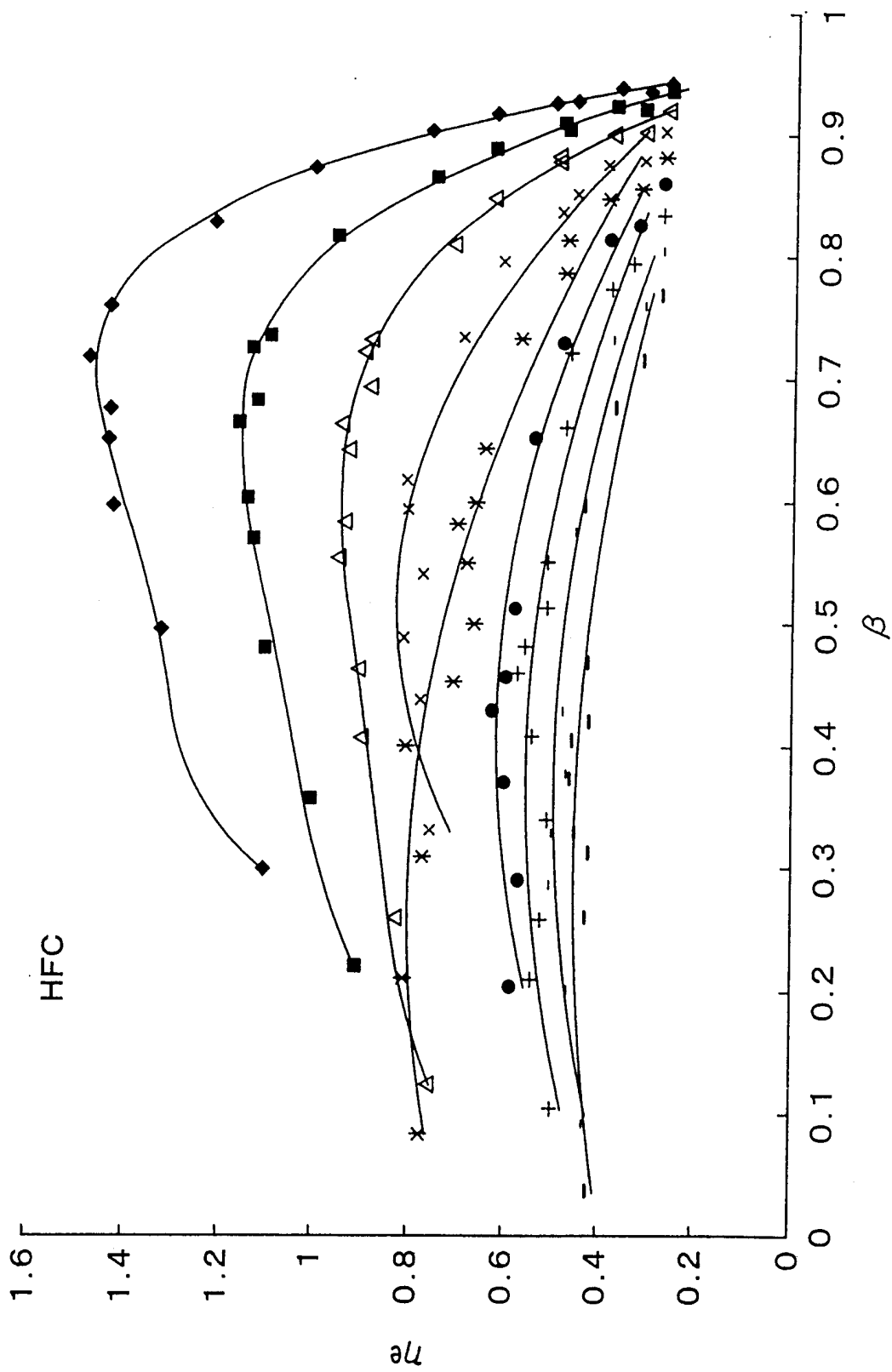


图 23

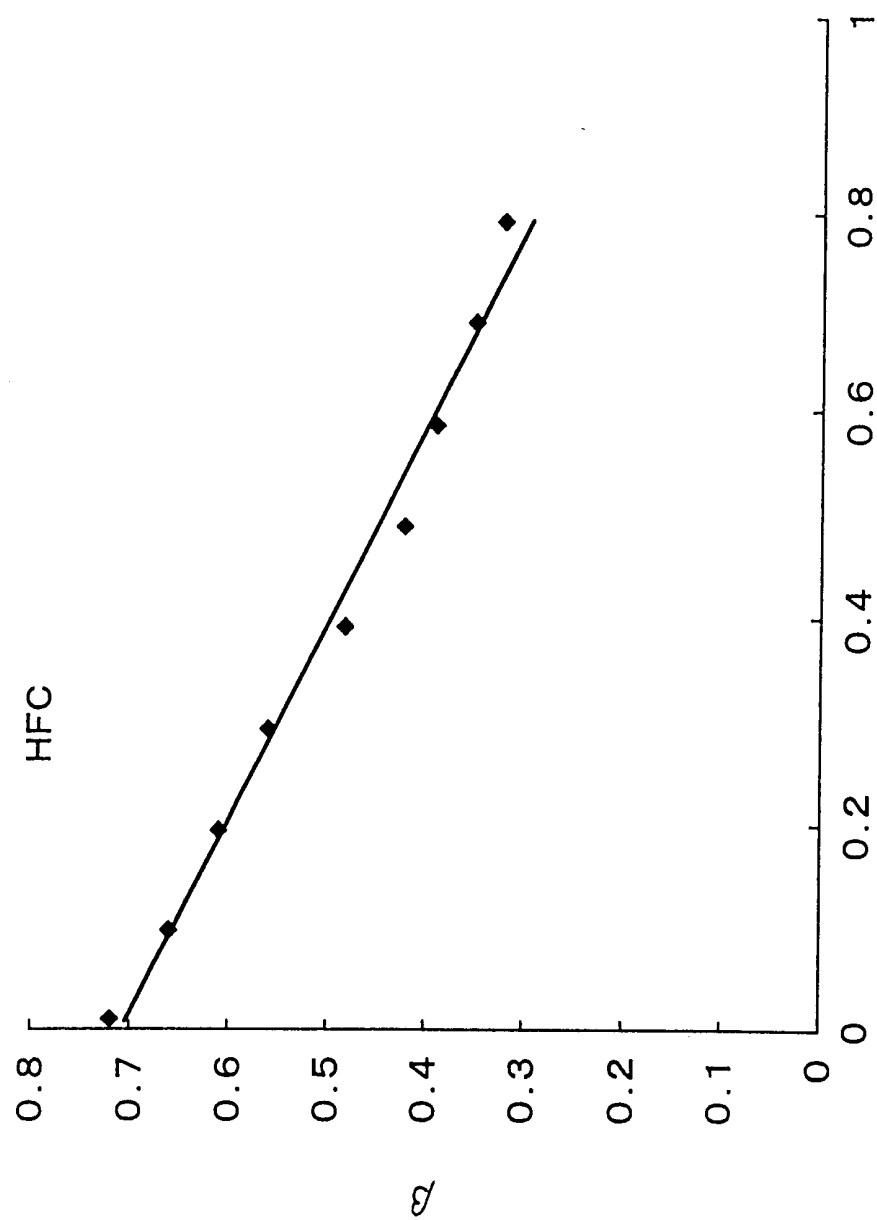


图 24  $\alpha$

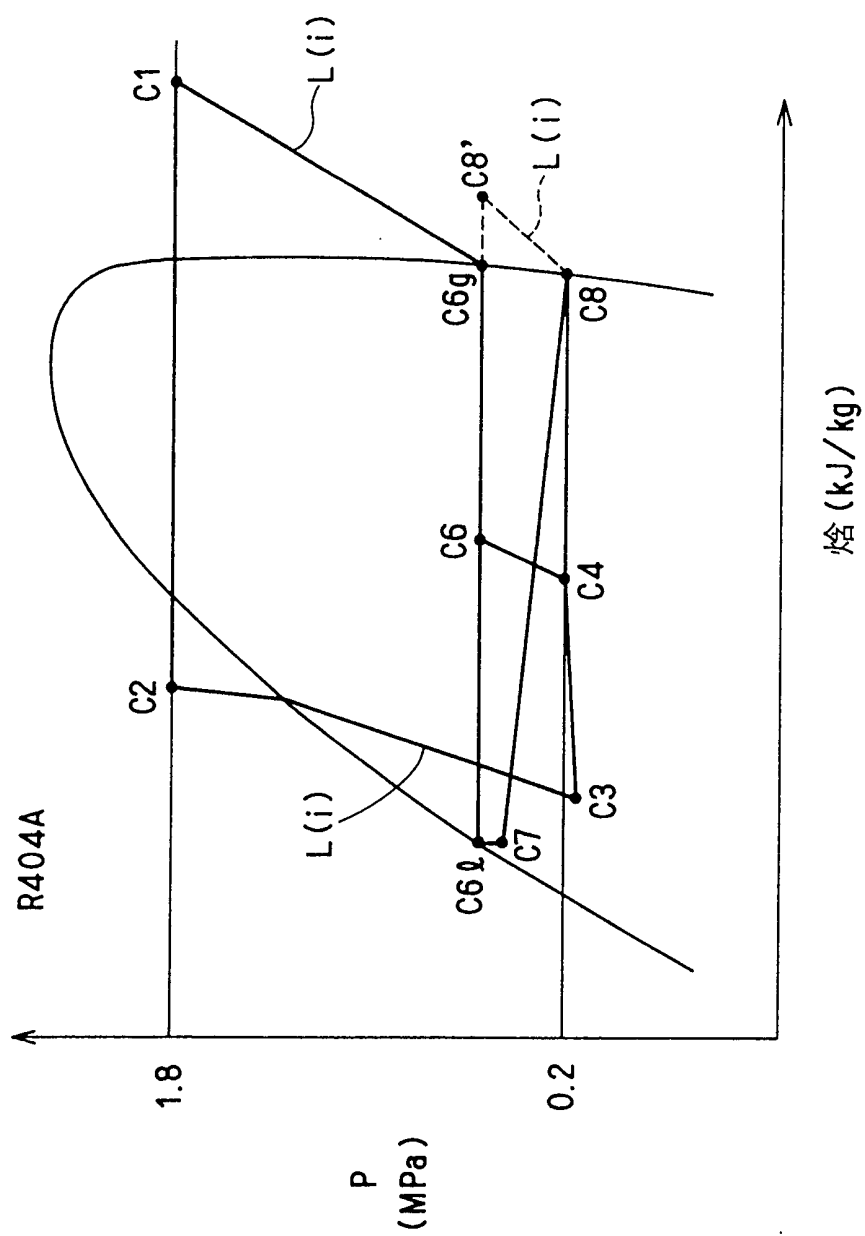


图 25

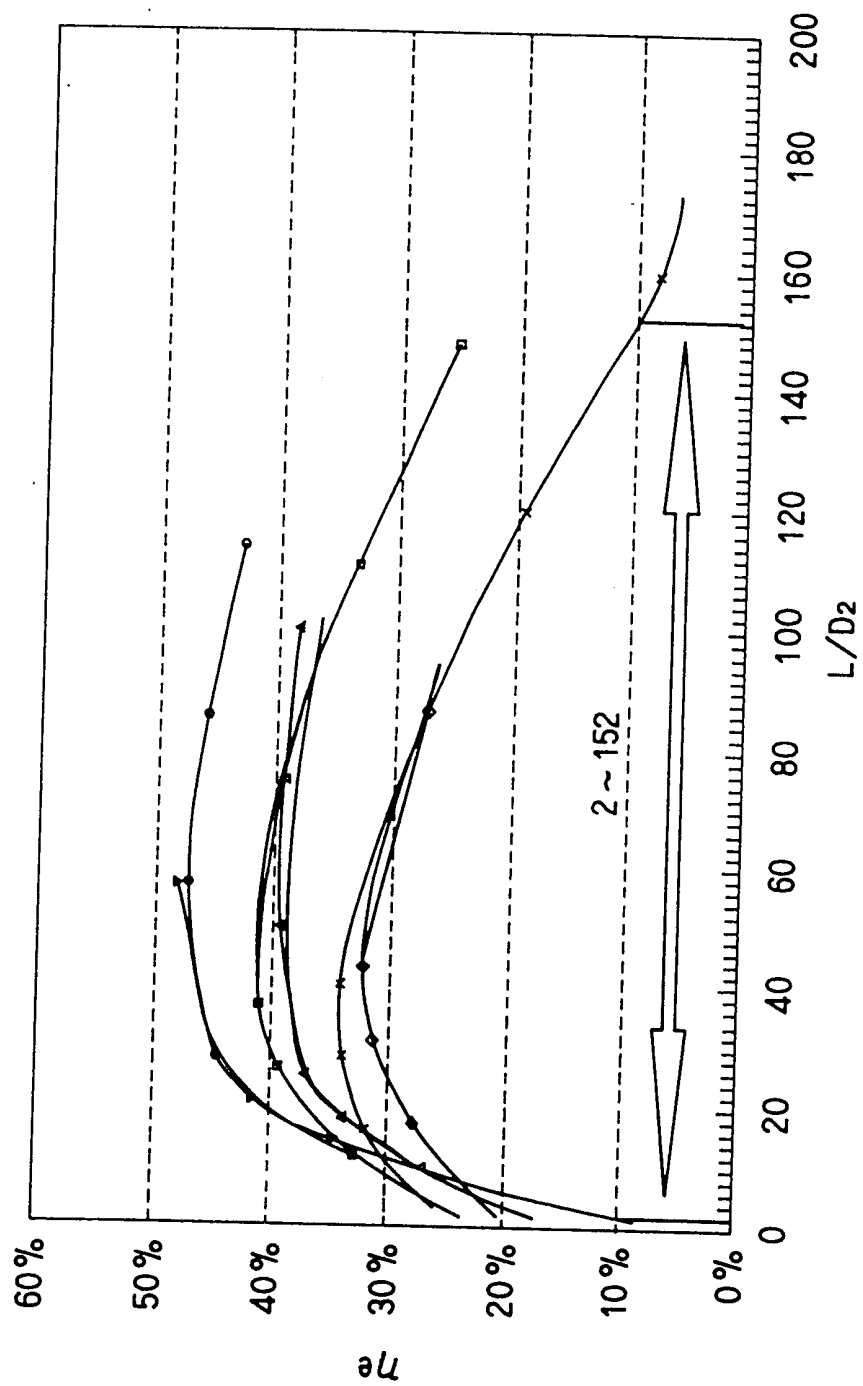


图 26

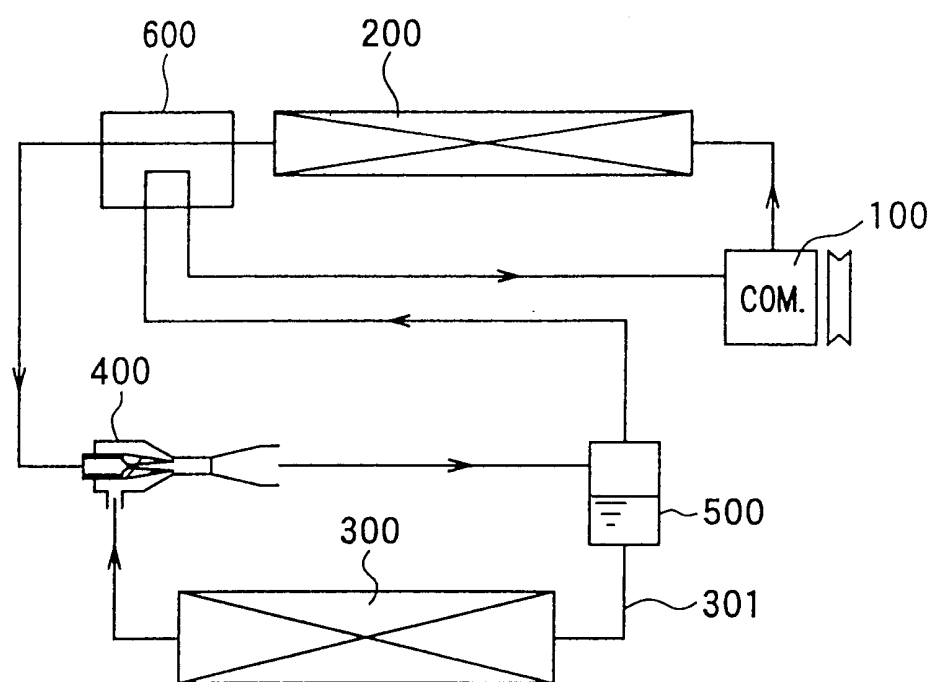


图 27