

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200510059123.3

B60T 7/06 (2008.04)
B60R 21/09 (2006.01)
G05G 1/30 (2008.04)
G05G 1/32 (2008.04)

[45] 授权公告日 2008年7月23日

[11] 授权公告号 CN 100404331C

[22] 申请日 2005.3.24

[21] 申请号 200510059123.3

[30] 优先权

[32] 2004.3.31 [33] JP [31] 102224/04

[32] 2004.3.31 [33] JP [31] 102225/04

[32] 2004.3.31 [33] JP [31] 102227/04

[32] 2004.3.31 [33] JP [31] 102229/04

[32] 2004.3.31 [33] JP [31] 102230/04

[73] 专利权人 马自达汽车株式会社

地址 日本广岛县

共同专利权人 汽车技术公司

[72] 发明人 三好启介 友纳和宪 村山刚史

野村文彦 内海浩幸 日浦哲男

山本胜彦

[56] 参考文献

US2003/0019320A1 2003.1.30

US5848558A 1998.12.15

US2003/0029268A1 2003.2.13

US6041674A 2000.3.28

JP2002-274432A 2002.9.25

JP2001-47986A 2001.2.20

CN1365911A 2002.8.28

US2003/0019319A1 2003.1.30

审查员 游国忠

[74] 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

代理人 王冉 王景刚

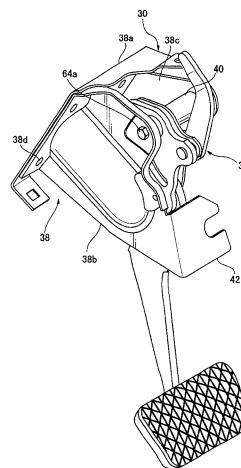
权利要求书 5 页 说明书 38 页 附图 25 页

[54] 发明名称

用于车辆踏板的支撑结构

[57] 摘要

本发明公开了一种车辆踏板的支撑结构，其可转动地将踏板组件(34)支撑到踏板支架(38)上，该踏板支架安装在车辆仪表板(6)上。车辆踏板的支撑结构包括车体的加强构件(14)；上踏板构件(44, 46)；在其下端具有踏板(48c)的下踏板构件(48)；抵靠构件(50)，当车辆正常工作时该抵靠构件不与加强构件接触，而当车辆碰撞时，它通过在车体的向后方向上移动而在其抵靠部分(50g)抵靠加强构件；和连接机构(60)，该连接机构用于将抵靠构件连接到下踏板构件上，使得当车辆正常工作时防止彼此之间的相对移动，而当车辆碰撞时，连接机构在相对于上踏板构件的向前方向上强制移动下踏板构件的下部(48b)，该下踏板构件的下部为位于下踏板构件的枢轴下方的部分。



1. 一种车辆踏板的支撑结构，该支撑结构将踏板组件可枢转地支撑到踏板支架上，该踏板支架安装在车辆仪表板上，该车辆仪表板形成车辆驾驶室的内部空间的前部，所述支撑结构包括：

在车辆宽度方向延伸的车体的加强构件，所述加强构件相对于所述踏板支架向后定位；

上踏板构件，其可枢转地支撑在所述踏板支架上；

下踏板构件，其可枢转地支撑在所述上踏板构件上，所述下踏板构件在其下端具有踏板；

抵靠构件，其可枢转地支撑在所述上踏板构件上，当车辆正常工作时，所述抵靠构件不与所述加强构件接触，而当车辆发生碰撞时，所述抵靠构件通过在车体的向后方向上移动而与所述加强构件接触；及

连接机构，用于将所述抵靠构件连接到所述下踏板构件上，使得当车辆正常工作时防止所述抵靠构件和所述下踏板构件彼此之间的相对移动，而当车辆发生碰撞时，所述连接机构在向前方向上将所述下踏板构件的下部相对于所述上踏板构件强制移动，该下踏板构件的下部位于下踏板构件的枢轴下方，并且

其中，所述连接机构包括在所述下踏板构件上形成的连接伸长孔，和固定在所述抵靠构件上并插入到所述连接伸长孔中的销装置。

2. 如权利要求1所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述连接机构为连杆机构，它包括：

所述抵靠构件的枢轴；

所述抵靠构件的前部，该抵靠构件的前部位于其枢轴的前面；

固定在所述抵靠构件的所述前部的末端处的销装置；

所述下踏板构件的上部；

所述下踏板构件的枢轴；及

形成在所述下踏板构件的上部的连接伸长孔，所述下踏板构件的上部位于所述下踏板构件的枢轴上方，所述连接伸长孔在其中容纳所述销装置。

3. 如权利要求2所述的车辆踏板的支撑结构，其中，当车辆正常工作

时，所述抵靠构件的位于其枢轴前面的所述前部在大致相对于所述下踏板构件的所述连接伸长孔垂直的方向上定位。

4. 如权利要求3所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述连接伸长孔在下踏板构件的枢轴的径向上延伸。

5. 如权利要求1至4中任一项所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述上踏板构件、所述下踏板构件和所述抵靠构件在平面图中沿水平方向以相同间隔定位。

6. 如权利要求1所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述上踏板构件、所述下踏板构件和所述抵靠构件具有共同的枢轴，并且所述连接机构包括接合构件，当车辆正常工作时，该接合构件将所述上踏板构件和所述下踏板构件整体连接，当车辆碰撞时，该接合构件将所述上踏板构件和所述下踏板构件之间的连接脱开，所述连接机构还包括凸轮构件，当车辆碰撞时，通过抵靠所述抵靠构件及通过所述凸轮构件的枢转运动，该凸轮构件在车体前方的方向上强制移动所述下踏板构件的下部。

7. 如权利要求1所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述抵靠构件的抵靠部分形成在这样一个区域中，该区域不论踏板处于工作状态还是踏板未处于工作状态都与车体的所述加强构件相接触，并且所述抵靠构件的抵靠部分形成距所述上踏板构件的所述枢轴具有恒定距离的弧形。

8. 如权利要求1所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述抵靠构件的所述抵靠部分形成在这样一个区域中，该区域不论踏板处于工作状态还是踏板未处于工作状态都与车辆的所述加强构件相接触，并且所述抵靠构件的所述抵靠部分形成为使得所述抵靠部分距车辆加强构件的距离在踏板处于工作状态时和踏板未处于工作状态时的相同。

9. 如权利要求1所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述抵靠构件的所述抵靠部分形成在这样一个区域中，该区域不论踏板处于工作状态还是踏板未处于工作状态都与车辆的所述加强构件相接触，并且所述抵靠构件的所述抵靠部分形成为使得所述抵靠部分距所述上踏板构件的所述枢轴的距离在踏板处于工作状态时要比踏板未处于工作状态时的距离长。

10. 如权利要求1所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述抵靠构件的所述抵靠部分形成在这样一个区域中，该区域不论踏板处于工作状态还是踏板未处于工作状态都与车辆的所述加强构件相接触，并且所述抵靠构件

的所述抵靠部分形成为使得所述抵靠部分距所述上踏板构件的所述枢轴的距离在踏板处于工作状态时要比踏板未处于工作状态时的距离短。

11. 如权利要求1所述的车辆踏板的支撑结构, 其中, 所述抵靠构件和所述连接构件构造成使得当车辆碰撞时, 所述下踏板构件在车辆碰撞的末尾阶段中的强制移动量大于在车辆碰撞的初始阶段中的强制移动量。

12. 如权利要求11所述的车辆踏板的支撑结构, 其中, 所述连接机构为连杆机构, 它包括:

所述抵靠构件的枢轴;

所述抵靠构件的前部, 该抵靠构件的前部位于其枢轴的前面;

固定在所述抵靠构件的所述前部的末端处的销装置;

所述下踏板构件的上部;

所述下踏板构件的枢轴; 及

形成在所述下踏板构件的上部的连接伸长孔, 所述下踏板构件的上部位于所述下踏板构件的枢轴上方, 所述连接伸长孔在其中容纳所述销装置, 并且

从车辆碰撞的初始阶段到末尾阶段中, 所述下踏板构件的强制移动速度由所述下踏板构件的所述连接伸长孔的延伸方向决定。

13. 如权利要求11或12所述的车辆踏板的支撑结构, 其中, 从车辆碰撞的初始阶段到末尾阶段中, 所述下踏板构件的强制移动速度由所述抵靠构件的上部的延伸方向决定, 该抵靠构件的上部位于所述抵靠构件的枢轴上方, 并包括它的所述抵靠部分。

14. 如权利要求12所述的车辆踏板的支撑结构, 其中, 所述抵靠构件构造成使得, 位于其枢轴上方并包括所述抵靠部分的所述抵靠构件的上部延伸到所述枢轴的右上方, 并且所述下踏板构件的所述连接伸长孔沿着基本与所述抵靠构件的前部延伸的方向相垂直的方向形成, 所述抵靠构件的前部位于其枢轴前面。

15. 如权利要求11或12所述的车辆踏板的支撑结构, 其中, 位于其枢轴上方并包括所述抵靠部分的所述抵靠构件的上部设置成, 当踏板处于其工作状态时, 在所述枢轴的正上方略微向后倾斜。

16. 如权利要求1所述的车辆踏板的支撑结构, 其中, 所述抵靠构件和车辆的所述加强构件包括夹紧力减小装置, 该装置减小抵靠构件和加强构

件之间的抵靠所产生的夹紧力，并防止车辆碰撞时该夹紧力影响所述连接机构。

17. 如权利要求16所述的车辆踏板的支撑结构，其中，车辆的所述加强构件形成使得，车辆的所述加强构件在车体宽度方向上具有平面和/或凸面形状，从而防止车辆碰撞且所述抵靠构件抵靠在车辆的所述加强构件上时，所述抵靠构件在车体宽度方向的移动受到限制。

18. 如权利要求16所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述抵靠构件连接到所述上踏板构件上，且所述抵靠构件的一侧是开放的。

19. 如权利要求16或17所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述连接机构为连杆机构，它包括：

所述抵靠构件的枢轴；

所述抵靠构件的前部，该抵靠构件的前部位于其枢轴的前面；

固定在所述抵靠构件的所述前部的末端处的销装置；

所述下踏板构件的上部；

所述下踏板构件的枢轴；及

形成在所述下踏板构件的上部的连接伸长孔，所述下踏板构件的上部位于所述下踏板构件的枢轴上方，所述连接伸长孔在其中容纳所述销装置，

所述上踏板构件具有导向伸长孔，该导向伸长孔在其中容纳所述销装置，当所述销装置在连接伸长孔中滑动移动时，该导向伸长孔用于为所述销装置提供导向；及

所述连接伸长孔相对于所述销装置紧密地形成，而所述导向伸长孔相对于所述销装置松弛地形成。

20. 如权利要求19所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述上踏板构件的所述导向伸长孔包括相对于所述销装置具有通常紧密关系的区域。

21. 如权利要求19所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述上踏板构件包括分别设置在所述下踏板构件的每一侧上的第一上踏板构件和第二上踏板构件。

22. 如权利要求1所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述连接机构为连杆机构，它包括：

所述抵靠构件的枢轴；

所述抵靠构件的前部，该抵靠构件的前部位于其枢轴的前面；

固定在所述抵靠构件的所述前部的末端处的销装置；

所述下踏板构件的上部；

所述下踏板构件的枢轴；及

形成在所述下踏板构件的上部的连接伸长孔，所述下踏板构件的上部位于所述下踏板构件的枢轴上方，所述连接伸长孔在其中容纳所述销装置，

所述销装置包括销体部分和固定部分，该销体部分插入到所述连接伸长孔中并穿入所述抵靠构件中，该固定部分用于将所述销体部分固定到所述抵靠构件上，及

所述连接伸长孔在所述下踏板构件的枢轴的径向上延伸，并且所述下踏板构件的所述连接伸长孔沿着基本与所述抵靠构件的前部延伸的方向垂直的方向形成，所述抵靠构件的前部位于其枢轴前面。

23. 如权利要求22所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述上踏板构件具有导向伸长孔，该导向伸长孔在其中容纳所述销装置，当所述销装置在连接伸长孔中滑动运动时，该导向伸长孔用于为所述销装置提供导向，并且所述导向伸长孔具有固定部分，该固定部分将所述销装置保持成，当车辆正常工作时，防止所述上踏板构件和所述下踏板构件之间的相对移动，而当车辆碰撞时，该固定部分受到破坏，从而为所述销装置在所述导向伸长孔中提供滑动移动。

24. 如权利要求23所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述上踏板构件包括第一和第二上踏板构件，其中一个上踏板构件比另一个薄，并且该较薄的上踏板构件上形成有所述固定部分。

25. 如权利要求22至24中任一项所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述踏板支架布置成盖住连接机构的销装置的头部，并布置成位于防止所述销装置脱出所述连接伸长孔和所述抵靠构件的位置附近。

26. 如权利要求22至24中任一项所述的车辆踏板的支撑结构，其中，所述上踏板构件具有导向伸长孔，该导向伸长孔在其中容纳所述销装置，当所述销装置在连接伸长孔中滑动移动时，该导向伸长孔用于为所述销装置提供导向，并且所述上踏板构件的所述导向伸长孔包括相对于所述销装置具有通常紧密关系的区域。

用于车辆踏板的支撑结构

技术领域

本发明涉及用于车辆踏板的支撑结构，尤其涉及将踏板组件可枢转地支撑到踏板支架上的支撑结构，该踏板支架安装在车辆仪表板上。

背景技术

在车辆事故，如前端碰撞中，车辆发动机被影响车辆的前部的很大的载荷力迫使向后，这使得固定到仪表板下板上的制动踏板和/或离合器踏板被推入车辆驾驶室中，从而与驾驶员的脚部干涉或者压缩驾驶员的脚部空间。

为了防止这种干扰，例如，日本未审专利公开NO.2001 - 47986 (A1)公开了一种脚踏板的脱离结构，其中脚踏板固定到可枢转的连杆上，该连杆与安装到车辆仪表板上的踏板支架和在立柱之间连接的构件可枢转地连接，踏板支架的向后移动使该可枢转连杆枢转，从而在向前方向上移动脚踏板。

然而，由于该脱离结构不是整体形成的，并且可枢转连杆连接到踏板支架和在立柱之间连接的构件上，可枢转连杆难于转动，特别是当因车辆仪表板的变形情况或部件变化而踏板支架的移动方向垂直和/或水平改变时。而且，在立柱之间连接的构件的振动使得踏板振动，这使得驾驶员很难感觉到踏板。同时，由于可枢转连杆与车辆仪表板和在立柱之间连接的构件二者相连接，所以组装工作非常复杂。

日本未审专利公开NO.2002 - 274432 (A1)公开了脚踏板的脱离结构，其中脚踏板和与其连接的支撑装置通过止动装置整体接合，该接合通过由影响车辆前部的较大载荷力所引起的踏板支架变形而脱开，从而脚踏板通过弹簧偏置力在向车体前部的方向上移动。

另一方面，由于踏板支架的变形用于枢转止动装置，该枢转作用使得脚踏板和支撑装置之间的接合脱开，所以还存在脱离结构取决于踏板支架的变形情况而不会正常工作的危险性。

发明内容

本发明的一个目的是提供一种用于车辆踏板的支撑结构，该支撑结构使得踏板在车辆向前方向上可靠的强制移动。

本发明的另一目的是提供一种用于车辆踏板的支撑结构，该支撑结构使得踏板根据施加在车辆上的碰撞力的大小在车辆向前方向上可靠的强制移动。

上述目的通过这样一种用于车辆踏板的支撑结构来实现，该支撑结构可枢转地将踏板组件支撑到安装在车辆仪表板上的踏板支架上，车辆仪表板形成车辆驾驶室内空间的前部，所述支撑结构包括：在车辆宽度方向延伸的车体加强构件，该加强构件相对于所述踏板支架向后定位；可枢转地支撑在踏板支架上的上踏板构件；可枢转地支撑在上踏板构件上的下踏板构件，该下踏板构件在其下端具有踏板；可枢转地支撑在上踏板构件上的抵靠构件，当车辆正常工作时该抵靠构件不与加强构件接触，而当车辆碰撞时该抵靠构件通过在车体向后方向上移动而抵靠在加强构件上；以及用于将抵靠构件以如下方式连接到下踏板构件上的连接机构，该方式为：当车辆正常工作时防止它们之间的相对移动，而当车辆碰撞时，该连接机构相对于所述上踏板构件在向前方向上强制移动下踏板构件的下部，该下踏板构件的下部位于下踏板构件的枢轴下方。

根据上述本发明，踏板支架可枢转地支撑上踏板构件，并且该上踏板构件分别可枢转地支撑下踏板构件和抵靠构件。当车辆正常工作时，即车辆未发生碰撞时，抵靠构件和下踏板构件通过连接机构彼此连接，从而防止了它们之间的相对移动，并且上踏板构件和下踏板构件整体枢转，从而使得驾驶员能够正常操作踏板。另一方面，当车辆碰撞时，抵靠构件的抵靠部分在车体的向后方向上移动，抵靠在车辆的加强构件上，这使得抵靠构件枢转运动。这样，位于下踏板构件的枢轴下方的下踏板构件的下部在连接机构的作用下在车体的向前方向上强制移动。

而且，由于当车辆正常工作时，抵靠构件的抵靠部分不与车辆的加强构件接触，只有当车辆碰撞时，它才通过在车体的向后方向上移动抵靠在车辆的加强构件上，从而使下踏板构件的下部在车体的向前方向上强制移动。于是，在不与车辆的加强构件相连接的情况下，抵靠构件、上踏板构件和下踏板构件可以整体形成。

优选的是，在本发明中，连接机构包括在下踏板构件上形成的连接伸长孔和固定在所述抵靠构件上并插入到连接伸长孔中的销装置。

根据上述本发明，抵靠构件和下踏板构件可靠地连接。

优选的是，在本发明中，连接机构为连杆机构，它包括：所述抵靠构件的枢轴；抵靠构件位于其枢轴前面的前部；固定在该抵靠构件的前部的末端处的销装置；下踏板构件的上部；下踏板构件的枢轴；和在下踏板构件的上部上形成的连接伸长孔，该连接伸长孔位于下踏板构件的枢轴的上方，该连接伸长孔将销装置容纳在其中。

根据上述本发明，由于连接机构为连杆机构，所以抵靠构件和下踏板构件可靠连接，并且下踏板构件的下部可以在抵靠构件的枢转作用下在车辆的向前方向上可靠强制移动。

同时，由于销装置设置在抵靠构件中的位于枢轴前面的前部的末端处，并且连接伸长孔形成在下踏板构件中的位于下踏板构件的枢轴上方的上部，所以当抵靠构件的前部绕着其枢轴转动时，销装置沿着连接伸长孔移动，并通过该连接伸长孔向后移动下踏板构件的上部，从而下踏板构件的下部可以在车体的向前方向上可靠地强制移动。

优选的是，在本发明中，当车辆正常工作时，位于其枢轴前面的抵靠构件的前部基本相对于下踏板构件的连接伸长孔垂直定位。

根据上述本发明，当车辆碰撞时，销装置的移动方向基本与连接伸长孔的伸长方向相对应，从而在抵靠构件的枢转作用下，销装置能够很容易地从车辆正常工作时的位置开始向车辆碰撞时的位置移动。而且，销装置的移动方向逐渐变为基本垂直于连接伸长孔的伸长方向，这使得下踏板构件的上部向后转动。结果，下踏板构件的下部可以在车体的向前方向上强制移动。

优选的是，在本发明中，连接伸长孔在下踏板构件的枢轴的径向上延伸。

根据上述本发明，当车辆正常工作时和当踏板处于工作状态时，销装置和连接伸长孔之间的力的方向基本相对于连接伸长孔垂直，该力的方向与抵靠构件的前部的延伸方向相对应。于是，当车辆正常工作时，和踏板处于工作状态时，该销装置不沿着连接伸长孔移动，并且在它们之间的摩擦力的帮助下，连接伸长孔和销装置共同锁定在该位置处，结果防止了抵

靠构件和下踏板构件之间的相对移动，这允许制动的正常操作。

优选的是，在本发明中，上踏板构件、下踏板构件和抵靠构件在平面图中沿水平方向等间距定位。

根据上述本发明，上踏板构件、下踏板构件和抵靠构件不太可能在施加到车辆的加强构件上的力的作用下变形。结果，上踏板构件、下踏板构件和抵靠构件不太可能彼此接触，这种接触能够防止它们之间的相对移动。同时，连接伸长孔和销装置彼此之间的位置不太可能改变，从而使得连接机构可靠操作。

优选的是，在本发明中，上踏板构件、下踏板构件和抵靠构件具有共同的枢轴，并且连接机构包括接合构件，当车辆正常工作时，该接合构件整体连接所述上踏板构件和下踏板构件，并且当车辆发生碰撞时，使得上踏板构件和下踏板构件之间的连接脱开，还包括凸轮构件，当车辆发生碰撞时，该凸轮构件通过抵靠所述抵靠构件并通过其转动使得下踏板构件的下部在向车体前方的方向上强制移动。

根据上述本发明，当车辆正常工作时，为了踏板正常操作，上踏板构件和下踏板构件通过连接机构的接合构件整体连接在一起，而当车辆发生碰撞时，上踏板构件和下踏板构件之间的连接通过连接机构的接合构件脱开，进而通过连接机构的凸轮构件使得现在已经脱开的下踏板构件的下部在车体的向前方向上强制移动。

优选的是，在本发明中，抵靠构件的抵靠部分形成在与车体的加强构件相接触的区域中，不论当踏板处于工作状态时还是未处于工作状态时，该抵靠构件的抵靠部分都形成为与所述上踏板构件的枢轴具有恒定距离的弧形。

根据上述本发明，当车辆发生碰撞时，不论踏板处于工作状态还是非工作状态，抵靠构件都可以可靠地抵靠在车辆加强构件上。同时，该结构允许抵靠构件在踏板处于工作状态时抵靠车辆的加强构件的时间与踏板未处于工作状态时的时间相同。

优选的是，在本发明中，不论踏板处于工作状态还是非工作状态，抵靠构件的抵靠部分都形成在与车辆的加强构件相接触的区域中，并且形成为使得抵靠部分在踏板处于工作状态时离车辆加强构件的距离与踏板未处于工作状态时的距离相同。

根据上述本发明，当车辆发生碰撞时，不论踏板处于工作状态还是非工作状态，抵靠构件都可以可靠地抵靠在车辆的加强构件上。同时，这种构造允许抵靠构件在踏板处于工作状态时抵靠在车辆加强构件上的时间与踏板未处于工作状态时的时间相同，从而不论踏板处于工作状态时还是未处于工作状态时都能够为驾驶员的脚部提供保护。

优选的是，在本发明中，不论踏板处于工作状态还是非工作状态，抵靠构件的抵靠部分都形成在与车辆加强构件相接触的区域中，并且形成为使得抵靠部分在踏板处于工作状态时离上踏板构件的枢轴的距离与踏板未处于工作状态时的距离相同。

根据上述本发明，当车辆发生碰撞时，不论踏板处于工作状态还是非工作状态，抵靠构件都可以可靠地抵靠在车辆的加强构件上。同时，这种构造允许抵靠构件在踏板处于工作状态时比踏板未处于工作状态时更早地抵靠在车辆的加强构件上。因此，尽管较大的冲击力能够影响驾驶员的脚部，但是由于在踏板处于工作状态时，驾驶员的脚部压迫踏板，所以可以更早地强制移动下踏板构件的下部，从而可以可靠地减小影响驾驶员脚部的冲击力。

优选的是，在本发明中，不论踏板处于工作状态还是非工作状态，抵靠构件的抵靠部分都形成在与车辆的加强构件相接触的区域中，并且形成为使得抵靠部分在踏板处于工作状态时离上踏板构件的枢轴的距离短于在踏板未处于工作状态时的距离。

根据上述本发明，当车辆发生碰撞时，不论踏板处于工作状态还是非工作状态，抵靠构件都可以可靠地抵靠在车辆的加强构件上。同时，这种构造允许抵靠构件在踏板处于工作状态时比踏板未处于工作状态时更早地抵靠在车辆的加强构件上。因此，尽管较大的冲击力能够影响驾驶员的脚部，但是由于在踏板处于工作状态时，驾驶员的脚部压迫踏板，所以可以更早地强制移动下踏板构件的下部，从而可以可靠地减小影响驾驶员脚部的冲击力。

优选的是，在本发明中，抵靠构件和连接机构构造成使得，当车辆碰撞时，下踏板构件在车辆碰撞末尾阶段中的强制移动量要比车辆碰撞初始阶段中的强制移动量大。

根据上述本发明，在车辆碰撞时，可以更有效防止下踏板构件的下部

向车辆驾驶室的移动。更为特殊的是，当驾驶员操作踏板时，驾驶员在车辆碰撞末尾阶段所受到的冲击力可以减小。

优选的是，在本发明中，连接机构为连杆机构，它包括：所述抵靠构件的枢轴；位于抵靠构件的枢轴前面的抵靠构件的前部；固定在抵靠构件的前部的末端处的销装置；下踏板构件的上部；下踏板构件的枢轴；和形成在下踏板构件的上部处的连接伸长孔，该下踏板构件的上部位于下踏板构件的枢轴的上方，该连接伸长孔将销装置容纳在其中。而且，该下踏板构件从车辆碰撞初始阶段到末尾阶段中的强制移动速度由下踏板构件的连接伸长孔的延伸方向决定。

根据上述本发明，由于连接机构为连杆机构，所以抵靠构件和下踏板构件可以可靠连接，并且在抵靠构件的枢转作用下，下踏板构件的下部可以在车辆的向前方向上可靠地强制移动。

同时，由于销装置固定在抵靠构件的前部的末端处，该前部位于抵靠构件的枢轴的前面，并且连接伸长孔形成在下踏板构件的上部，该上部位位于下踏板构件的枢轴上方，当抵靠构件的前部绕其枢轴转动时，销装置沿着连接伸长孔移动，并且向后移动下踏板构件的上部。结果，下踏板构件的下部在车体的向前方向上可靠地强制移动。

而且，该下踏板构件从车辆碰撞初始阶段到末尾阶段中的强制移动速度由下踏板构件的连接伸长孔的延伸方向决定，该下踏板构件的下部可以在车体的向前方向上强制移动所希望的强制移动量，主要在车辆碰撞的初始阶段中，也在车辆碰撞的末尾阶段中。

优选的是，在本发明中，该下踏板构件从车辆碰撞初始阶段到末尾阶段中的强制移动速度由抵靠构件的上部的延伸方向决定，该抵靠构件的上部位于所述抵靠构件的枢轴上方，并包括其所述抵靠部分。

根据上述本发明，下踏板构件的下部可以在车体的向前方向上可靠地强制移动所希望的强制移动量，主要在车辆碰撞的初始阶段中，也在车辆碰撞的末尾阶段中。

优选的是，在本发明中，抵靠构件构造成使得抵靠构件的上部在枢轴上方向右延伸，所述抵靠部件的上部位于抵靠部件枢轴的上方并包括抵靠部分，并且下踏板构件的连接伸长孔沿着基本与抵靠构件的前部的延伸方向垂直的方向形成，该抵靠构件的前部位于其枢轴前方。

根据上述本发明，由于抵靠构件构造成使得抵靠构件的上部在枢轴上方向右延伸，所述抵靠部件的上部位于抵靠部件枢轴的上方并包括抵靠部分，所以抵靠构件可以可靠地抵靠在车辆的加强构件上。同时，由于下踏板构件的连接伸长孔沿着基本与抵靠构件的前部延伸的方向垂直的方向形成，该抵靠构件的前部位于其枢轴前方，所以下踏板构件的下部的强制移动量可以在车辆碰撞的末尾阶段中可靠地增大。

优选的是，在本发明中，抵靠构件的位于其枢轴上方并包括抵靠部分的上部在踏板正常操作时设置成在枢轴正上方(right above)略微向后倾斜。

根据上述本发明，踏板处于工作状态时抵靠构件将在位于枢轴正上方的区域中保持枢转的时间要比踏板未处于工作状态时的时间长，在枢转期间，抵靠构件在该区域中的转动速度要比在其它区域中的转动速度快。而且，在从车辆碰撞的初始阶段至末尾阶段的几乎整个期间，踏板处于工作状态时下踏板构件的下部的强制移动量要比踏板未处于工作状态时的强制移动量大。结果，尽管较大的冲击力能够影响驾驶员的脚部，但是由于踏板处于工作状态时他的脚部压迫该踏板，所以下踏板构件的下部可以更加快速地强制移动，从而可以可靠地减小影响驾驶员脚部的冲击力。

优选的是，在本发明中，抵靠构件构造成使得，抵靠构件的位于其枢轴上方并包括抵靠部分的上部延伸至枢轴右上方，并且下踏板构件的连接伸长孔沿着基本与抵靠构件的前部的延伸方向相垂直的方向形成，该抵靠构件的前部位于其枢轴的前面。

根据上述本发明，当车辆碰撞时，防止夹紧力所产生的较大摩擦力影响连接机构，从而使得连接机构的可靠操作。

优选的是，在本发明中，车辆的加强构件形成为使得车辆的加强构件在车体的宽度方向上具有平面和/或凸面形状，从而当车辆碰撞并且抵靠构件抵靠在车辆的加强构件上时，防止抵靠构件在车体宽度方向移动。

根据上述本发明，当车辆碰撞并且抵靠构件抵靠在车辆的加强构件上时，可以防止由于在车体宽度方向上约束抵靠部件而带来的抵靠构件变形或连接机构的摩擦力增大。结果，该连接机构可以可靠地操作。

优选的是，在本发明中，抵靠构件连接到上踏板构件上，同时该抵靠构件的一侧开放。

根据上述本发明，允许抵靠构件倾斜，从而可以防止在抵靠构件和上

踏板构件之间产生较大的摩擦力。结果，从车辆的加强构件施加到抵靠构件上的力可靠地传递给销装置，从而连接机构可以可靠地操作。

优选的是，在本发明中，连接机构为连杆机构，它包括：抵靠构件的枢轴；位于抵靠构件的枢轴前面的抵靠构件的前部；固定在抵靠构件的前部的末端处的销装置；下踏板构件的上部；下踏板构件的枢轴；和形成在下踏板构件的上部上的连接伸长孔，下踏板构件的上部位于下踏板构件的枢轴上方，该连接伸长孔将销装置容纳在其中。而且，上踏板构件具有导向伸长孔，该导向伸长孔将销装置容纳在其中，该导向伸长孔在销装置在连接伸长孔中滑动时用于为销装置提供导向。进而，该连接伸长孔相对于销装置紧密形成，而导向伸长孔相对于销装置宽松地形成。

根据上述本发明，由于连接机构为连杆机构，所以抵靠构件和下踏板构件可以可靠连接，并且在抵靠构件的枢转作用下，下踏板构件的下部可以在车辆的向前方向上可靠地强制移动。

而且，由于销装置固定在抵靠构件的前部的末端处，该前部位于抵靠构件的枢轴的前面，并且连接伸长孔形成在下踏板构件的上部，该上部位于下踏板构件的枢轴上方，当抵靠构件的前部绕其枢轴转动时，该销装置沿着连接伸长孔移动，并且向后移动下踏板构件的上部。结果，下踏板构件的下部在车体的向前方向上可靠地强制移动。

而且，由于上踏板构件具有导向伸长孔，该导向伸长孔将销装置容纳在其中，当销装置在连接伸长孔中滑动时用于对销装置提供导向，并且该导向伸长孔相对于销装置宽松地形成，所以即使当抵靠构件受到来自车辆的加强构件的力时，也可以在不受限制的情况下对销装置的移动进行导向，当销装置沿着该连接伸长孔移动时，所述来自加强构件的力可能使抵靠构件在车体宽度方向倾斜。同时，不但由于对销装置的这种导向，而且由于连接伸长孔相对于销装置紧密形成，所以连接机构可以在没有较大游隙(play)的情况下可靠操作。

优选的是，在本发明中，上踏板构件的导向伸长孔包括相对于销装置成通常紧密关系的区域。

根据上述本发明，当车辆正常工作时，销装置可以很容易地保持在该区域中，从而当车辆正常工作时提供可靠的制动操作。

优选的是，在本发明中，上踏板构件包括分别设置在所述下踏板构件

的每一侧上的第一上踏板构件和第二上踏板构件。

根据上述本发明，即使当抵靠构件受到来自车辆加强构件的力时，该力可能使抵靠构件在车体宽度方向倾斜，通过在车体宽度方向上间隔开的两个位置处得以支撑，可以对该销装置进行可靠导向。

优选的是，在本发明中，连接机构为连杆机构，它包括：抵靠构件的枢轴；位于抵靠构件的枢轴前方的抵靠构件的前部；固定在抵靠构件的前部的末端处的销装置；所述下踏板构件的上部；所述下踏板构件的枢轴；和形成在下踏板构件的上部处的连接伸长孔，该下踏板构件的上部位于下踏板构件的枢轴上方，该连接伸长孔将所述销装置容纳在其中。而且，该销装置包括插入到该连接伸长孔中并穿入该抵靠构件的销体部分，以及用于将销体部分固定到抵靠构件上的固定部分。进而，该连接伸长孔在下踏板构件的枢轴的径向上延伸，并且该下踏板构件的连接伸长孔沿着基本与抵靠构件的前部延伸的方向垂直的方向形成，该抵靠构件的前部位于其枢轴的前方。

根据上述本发明，由于连接机构为连杆机构，所以抵靠构件和下踏板构件可以可靠连接，并且在抵靠构件的枢转作用下，下踏板构件的下部可以在车辆的向前方向上可靠强制移动。

而且，由于销装置设置在抵靠构件的前部的末端处，该抵靠构件的前部位于枢轴的前面，并且连接伸长孔形成在下踏板构件的上部，该上部位于下踏板构件的枢轴上方，所以当抵靠构件的前部绕其枢轴转动时，销装置沿着连接伸长孔移动，并且通过连接伸长孔使得下踏板构件的上部向后移动，从而下踏板构件的下部可以在车体的向前方向上可靠地强制移动。

而且，由于销装置包括销体部分，例如螺栓，该销体部分插入到连接伸长孔中并穿入抵靠构件，还包括固定部分，例如螺母，用于将销体部分固定到抵靠构件上，并且连接伸长孔在下踏板构件的枢轴的径向上延伸，连接伸长孔在基本与抵靠构件的前部延伸的方向相垂直的方向上形成，抵靠构件的前部位于其枢轴的前面，当车辆正常工作时制动操作在销装置的销体部分和连接伸长孔之间产生的力的方向基本垂直于连接伸长孔延伸的方向，并且该力的方向也与抵靠构件的前部延伸的方向相对应。于是，当车辆正常工作并且踏板处于工作状态时，销装置的销体部分不会沿着连接伸长孔移动，并且在它们之间的摩擦力的帮助下，连接伸长孔和销装置的

销体部分共同锁定在该位置处，结果即使将销装置的销体部分固定到抵靠构件上的固定部分松开，销装置的销体部分也不会从连接伸长孔或抵靠构件上脱出，从而抵靠构件和下踏板构件也不会相对移动。

优选的是，在本发明中，上踏板构件具有导向伸长孔，该导向伸长孔将销装置容纳在其中，当销装置在连接伸长孔中滑动时用于对销装置进行导向，并且该导向伸长孔具有固定部分，该固定部分将销装置固定使得，在车辆正常工作时防止上踏板构件和下踏板构件之间的相对移动，并且当车辆碰撞时破坏该固定部分，使得销装置在导向伸长孔中滑动。

根据上述本发明，即使将销装置的销体部分固定到抵靠构件上的固定部分松开，当车辆正常工作时螺栓仍然由该固定部分保持在正常位置处。同时，由于当车辆碰撞时该固定部分自身受到破坏，所以当车辆碰撞时连接机构仍然可以工作。

优选的是，在本发明中，上踏板构件包括第一和第二上踏板构件，其中一个上踏板构件比另一个薄，并且该较薄的构件上形成有固定部分。

根据上述本发明，该固定部分很容易制成，并且易于获得期望的强度水平，该强度使得从销装置施加的力足以破坏该固定部分。

优选的是，在本发明中，踏板支架设置成盖住连接机构的销装置的头部，并位于防止销装置脱出连接伸长孔和抵靠构件的位置附近。

根据上述本发明，即使将销装置的销体部分固定到抵靠构件上的固定部分已经松开，该销装置的销体部分也不会从连接伸长孔或抵靠构件中脱出，从而当车辆正常工作时，可以保证正常的制动操作。

优选的是，在本发明中，上踏板构件具有导向伸长孔，该导向伸长孔将所述销装置容纳在其中，当销装置在连接伸长孔中滑动时用于对销装置提供导向，并且所述上踏板构件的导向伸长孔包括相对于销装置成通常紧密关系的区域。

根据上述本发明，即使将销装置的销体部分固定到抵靠构件上的固定部分已经松开，销装置的销体部分也不太可能从该区域中脱出，从而当车辆正常工作时，可以保证正常的制动操作。

根据本发明所述车辆踏板的支撑结构，可以提供制动踏板在车辆向前方向上的可靠强制移动。

附图说明

在附图中：

图1是示意性透视图，示出了车辆的前部，该前部包括根据本发明第一实施例的车辆制动踏板的支撑结构；

图2是侧视图，示出了车辆的前部，该前部包括本发明第一实施例所述的制动踏板支撑结构；

图3是透视图，示出了本发明第一实施例所述制动踏板支撑结构的左后部；

图4是透视图，示出了本发明第一实施例所述的制动踏板支撑结构的右后部；

图5是透视图，示出了本发明第一实施例所述车辆制动踏板的支撑结构的整体制动踏板单元的左前部；

图6是透视图，示出了本发明第一实施例所述制动踏板单元的右前部；

图7是本发明第一实施例所述制动踏板支撑结构的分解透视图；

图8是侧视图，示出了本发明第一实施例所述制动踏板支撑结构的第一上踏板构件、下踏板构件和第二上踏板构件的左侧；

图9是正视图，示出了本发明第一实施例所述制动踏板支撑结构的后部；

图10是图9中所示制动踏板组件的放大正视图，示出了相应的踏板构件和翼状凸轮（wing-cam）之间的关系；

图11是侧视图，示出了本发明第一实施例所述制动踏板支撑结构的左侧；

图12是侧视图，示出了本发明第一实施例所述制动踏板支撑结构的右侧；

图13是侧视图，示出了本发明第一实施例所述的制动踏板支撑结构，其中，图13（a）示出了当该踏板未处于工作状态时的情况，图13（b）示出了当该踏板处于制动操作时的情况，并且图13（a）和图13（b）都是在车辆正常工作时的情况；

图14是放大剖视图，示出了沿着图13中所示的A-A线的翼状凸轮的抵靠构件（abutting member）和仪表板构件（Instrument panel member）；

图15是侧视图，示出了根据本发明第一实施例的制动踏板单元，其中，图15(a)示出了当该踏板未处于工作状态时的情况，图15(b)示出了当该踏板处于工作状态时的情况，并且图15(a)和图15(b)都示出了强制移动该制动踏板组件的情况；

图16是曲线图，其中分别是：根据本发明的第一实施例，图16(a)示出了该翼状凸轮的枢转速度特性曲线，图16(b)示出了连接机构的伸长孔的枢转特性曲线，图16(c)示出了下踏板构件的强制移动的速度特性曲线；

图17是根据本发明第一实施例所述制动踏板单元的左侧的侧视图，示出了该止动构件(stop member)的操作；

图18是侧视图，示出了根据本发明第二实施例的制动踏板支撑结构的左侧；

图19是侧视图，示出了根据本发明第三实施例的制动踏板支撑结构的左侧；

图20是侧视图，示出了根据本发明第三实施例的车辆的抵靠构件的替代实施例；

图21是侧视图，示出了根据本发明第四实施例的车辆制动踏板的支撑结构的左侧；

图22是制动踏板组件沿着图21中所示B-B线的剖视图；

图23是根据本发明第四实施例的制动踏板支撑结构的制动踏板组件的分解透视图；

图24是根据本发明第四实施例的制动踏板支撑结构的侧视图，其中该制动踏板支撑结构被强制移动；及

图25是根据本发明第四实施例的制动踏板支撑结构的另一侧视图，其中该制动踏板支撑结构被强制移动。

具体实施方式

现在将参照附图对本发明的优选实施例进行描述。

首先，将参照图1至17对根据本发明第一实施例的车辆踏板的支撑结构进行描述。在本发明的第一实施例中，本发明的车辆踏板的支撑结构应用于制动踏板单元。图1是示意性透视图，示出了车辆的前部，该前部包

括根据本发明第一实施例的车辆制动踏板的支撑结构，而图2是侧视图，示出了车辆的前部，该前部包括根据本发明第一实施例的制动踏板支撑结构。

如图1所示，车辆1包括将车辆1的驾驶室（cabin）2与发动机舱（engine room）4分开的仪表板下板（dash board lower panel）6，和由车辆驾驶室的地板部分（floor portion）组成的地板（floor panel）8。沿着车体宽度方向设置的该仪表板下板的末端分别连接到前立柱或立柱10上。车辆1的仪表板构件或加强构件14用连接构件12连接到这些前立柱10上。

该仪表板构件14由圆柱形管制成，并沿着车体的宽度方向在仪表板（未示出）中延伸，该仪表板以仪表板构件14分别在其相应端部与前立柱10连接的方式固定到仪表板下板6的后侧。转向轴（未示出）连接到该仪表板构件14上。

如图2所示，主囊室（master bag）16、主缸（master cylinder）18和储备油箱20在其面对发动机舱4的侧面固定到该仪表板下板6上。发动机22位于该主囊室16和主缸18的前面。

该制动踏板单元34位于仪表板构件14前面，略微向下倾斜，并且该制动踏板单元通过支架或踏板支架38在其上部在车辆的驾驶室一侧中固定到该仪表板下板6上。活塞杆36的一端连接到该制动踏板组件34上，而该活塞杆36的另一端连接到主囊室16上。由驾驶员的脚施加到该制动踏板组件34上的力通过该活塞杆36传递给主囊室16，由主囊室16放大，并传递给主缸18。

车辆的上述仪表板构件14或加强构件沿着车体的宽度方向在该制动踏板单元34的后侧延伸。车辆1的抵靠构件32以面对制动踏板组件34同时略微向下倾斜的方式固定到该仪表板构件14上。

现在参照附图3至6，将描述本实施例的车辆踏板的支撑结构。图3是透视图，示出了该制动踏板支撑结构的左后部，图4是透视图，示出了该制动踏板支撑结构的右后部，图5是透视图，示出了车辆制动踏板支撑结构的整体制动踏板组件的左前部，而图6是透视图，示出了该制动踏板组件的踏板组件的右前部。仪表板构件14未在图3和4中示出。

如图3和4所示，该制动踏板支撑结构30包括整体的制动踏板组件34、用于可枢转支撑该制动踏板组件34的上述支架38，和车辆的仪表板构件14

或加强构件（参见图2）。

该支架38包括在相对于仪表板下板6平行的方向上延伸的基础支架38a，和左侧支架38b及右侧支架38c，该右侧支架从基础支架38a向后延伸。支架38b和38c中的每一个都用螺栓（未示出）穿过在基础支架38a上形成的孔38d固定到仪表板下板6上。

制动踏板单元34设置在支架38b和38c之间，并由由支架38b和38c支撑的制动毂（brake hub）40可枢转地支撑。止动构件42形成在左侧支架38b上，该止动构件42具有用于感应制动操作的制动开关。

如图5和6中所示，该制动踏板单元34包括制动毂40、第一上踏板构件44、第二上踏板构件46、下踏板构件48和翼状凸轮50或者抵靠构件。

第一上踏板构件44和第二上踏板构件46通过第一销52、第二销54和第三销56彼此固定在一起，以在它们之间形成间隔开的关系，并且制动毂40安装到该上踏板构件44和46上。下踏板构件48设置在上踏板构件44和46之间，并通过第三销56安装到相应的上踏板构件44和46上。同时，翼状凸轮或抵靠构件50沿着车体的宽度方向位于第二上踏板构件46的右侧，并且通过第二销54可枢转地安装到相应上踏板构件44和46上。如下面将详细描述的那样，翼状凸轮50和下踏板构件48通过连接机构60连接。

孔44a形成在第一上踏板构件44中的前下部处，以将第一上踏板构件连接到活塞杆36上（参见附图2）。

接下来，将参照附图7至12对包括制动踏板单元34在内的制动踏板支撑结构的结构进行描述。图7是该制动踏板支撑结构的分解透视图，图8是侧视图，分别示出了该制动踏板支撑结构的第一上踏板构件、下踏板构件和第二上踏板构件的左侧，图9是正视图，示出了该制动踏板支撑结构的后部，图10是图9中所示制动踏板单元的放大正视图，示出了踏板构件和翼状凸轮之间的关系，图11是侧视图，示出了该制动踏板支撑结构的左侧，并且图12是侧视图，示出了该制动踏板支撑结构的右侧。

首先，将描述在第一上踏板构件44和第二上踏板构件46之间的装配结构（assembling structure）。

如图7和9所示，该第一上踏板构件44和第二上踏板构件46由具有基本恒定厚度的平板制成，第二上踏板构件46的厚度小于第一上踏板构件44的厚度。

如图7和8所示, 该第一上踏板构件44上形成有分别与销52、54、56接合的三个孔44b、44c和44d, 而第二上踏板构件46上形成有分别与销52、54、56接合的三个孔46b、46c和46d。

如可从图7中看出的那样, 第一销52、第二销54和第三销56都分别具有直径较大部分52a、54a和56a, 并且在其两端都分别具有直径较小部分52b、54b和56b。这些直径较小部分52b、54b和56b都接合在上踏板构件44和46的孔44b-44d和46b-46d中(参见图5、6和9), 直到该直径较大部分52a、54a和56a的端面接触到相应的上踏板构件44和46为止, 而上踏板构件44和46彼此固定在一起。

如图10中所示, 直径较大部分52a、54a和56a的宽度都为相同的宽度W1。上踏板构件44和46之间的距离由三个销52、54和56保持为同样宽度W1。

接下来, 将参照图7、8和10描述下踏板48的结构及下踏板构件48和每个上踏板构件44、46之间的装配结构。

如图7和8(b)中所示, 下踏板构件43包括上部48a和下部48b, 并且踏板48c安装在下部48b的下端处。同时, 在上部48a和下部48b之间的交界处形成有孔48d, 并且为了允许下踏板构件48绕着第三销或第三枢轴56枢转运动, 这些孔48d与第三销56的直径较大部分56a相接合。

而且, 如图10所示, 下踏板构件48的宽度W2略微小于相应销52、54、56的直径较大部分52a、54a、56a的宽度W1, 也就是下踏板构件48之间的距离W1, 从而允许下踏板构件48在不产生摩擦力的情况下相对于上踏板构件44和46移动。

接下来, 将参照图7、9和10描述翼状凸轮50或者抵靠构件的结构及翼状凸轮50与每个上踏板构件44和46之间的装配结构。

如图7所示, 翼状凸轮50包括总体上沿直线方向延伸的第一部分50a或者前部, 和相对于第一部分50a成角度延伸的第二部分50b或上部。在第一部分50a和第二部分50b之间的交界处形成有孔50c。

如图9和10所示, 该孔50c与从第二上踏板构件46延伸出预定量的第二销54的直径较小部分54b相接合, 从而允许翼状凸轮50绕着该第二销或者第二枢轴54枢转。

接下来, 将参照图7至9描述每个上踏板构件44和46与制动轂40之间的

装配结构。

如图7和8所示，在相应上踏板构件44和46的上部中央形成有孔44e和46e，这些孔与制动毂40相接合。通过与相应上踏板构件44和46的孔44e和46e相接合制动毂40得以固定，并且比制动毂40的长度略长的轮毂垫圈（hub spacer）58插入到该制动毂40的孔中。

如图9所示，制动毂40和轮毂垫圈58位于左侧支架38b和右侧支架38c之间，并沿着车体宽度方向延伸。轮毂垫圈58通过利用螺栓64a和螺母64b保持在支架38b和38c之间而固定到相应支架38b和38c上（参见图3和4）。

制动毂40的内径略微大于轮毂垫圈58的外径，以允许其在相对于轮毂垫圈58无较大游隙的情况下枢转运动。这样该制动毂40起到第一枢轴40的作用。

接下来，将参照图7、9、11和12详细描述止动构件42。

如可从图7和9中看出的那样，止动构件42通过折叠左侧支架38b形成在左侧支架38b的后边缘处。该止动构件42设置成使得，在车辆碰撞而将在下面详细描述的连接机构60失灵时，下踏板构件48能够可靠地强制移动。

如图11和12所示，止动构件42在下踏板构件48的枢轴56或第三枢轴的附近且后侧处延伸，并具有相对于下踏板构件48略微间隔的关系。该止动构件42朝着车辆的前侧和上侧延伸，并且也以当从车辆的后侧观察时盖住下踏板构件48的枢轴56的方式，在车辆的宽度方向延伸。

如图8和11所示，外形弯曲的抵靠部分48e形成在该下踏板构件48的后边缘处，并且从靠近第三枢轴56的位置向下延伸。如下面将详细描述的那样，该抵靠部分48e和止动构件42在某些情况下将彼此抵靠在一起，从而连接机构60工作，并且使得下踏板构件48的可靠强制移动。

接下来，将参照图7至12描述连接机构60。该连接机构60包括用带销螺栓66和连接伸长孔68彼此连接在一起的翼状凸轮50和下踏板构件48，并且设置有连杆机构，该连杆机构决定翼状凸轮50和下踏板构件48之间的相对转动位置。

如图7和8所示，连接伸长孔68形成在下踏板构件48的上部48a中，并且相对于孔48d在径向直线方向延伸，而导向伸长孔70和72分别形成在第一上踏板构件44和第二上踏板构件46中，用于为带销螺栓66的移动提供导

向。同时，如可从图7中看出的那样，为了将带销螺栓66固定到翼状凸轮50上，孔50f形成在翼状凸轮50的第一部分50a的末端中。

如图7和10中所示，带销螺栓66具有头部66a、连接部分66b和螺纹部分66c。连接部分66b穿过第一上踏板构件44的导向伸长孔70、下踏板构件48的连接伸长孔68和第二上踏板构件46的导向伸长孔72插入，并且螺纹部分66c穿入到翼状凸轮50的孔50f中。

更为特别的是，如可从图10中看出的那样，连接部分66b具有比翼状凸轮50的孔50f的内径大的外径，并且其边缘部分66d抵靠在翼状凸轮50上。该翼状凸轮50保持在连接部分66b的边缘部分66d和螺母74，也就是该销装置的固定部分之间，并且用螺母74固定，从而带销螺栓66，即销装置的销体部分固定到翼状凸轮50上。在本发明的替代实施例中，螺母74可以利用焊接或其他固定措施，而不是螺母，固定到翼状凸轮50或带销螺栓66上。

此处，带销螺栓66的连接部分66b的长度 $W3$ 比将相应的上踏板构件44和46的宽度 $W4$ 和 $W5$ 与上踏板构件44和46之间的距离 $W1$ 加在一起所得到的长度还要长。这样，相应的上踏板构件44和46未被该翼状凸轮50和带销螺栓66的头部66a紧密固定，从而在不产生摩擦力的情况下，允许在翼状凸轮50、带销螺栓66和相应上踏板构件44、46之间相对移动。

同时，如图9所示，制动踏板单元34以第一上踏板构件44设置在左侧支架38b附近的方式定位。当车辆正常工作，即车辆未碰撞时，如将在下面详细描述的那样，该带销螺栓66将绕着第一枢轴40或制动毂枢轴转动，而当车辆碰撞时，它将沿着导向伸长孔70和72移动。左侧支架38b以它在带销螺栓66的移动范围中延伸的方式相对于该带销螺栓66的头部66a形成靠近关系。

于是，翼状凸轮50和下踏板构件48由带销螺栓66和下踏板构件48的连接伸长孔68彼此连接在一起，这样，连杆机构包括第二枢轴54、翼状凸轮50的第一部分50a、带销螺栓66、连接伸长孔68、下踏板构件48的上部48a和第三枢轴56。

如图11所示，当车辆正常工作时，即当车辆未碰撞时，该翼状凸轮50的第一部分50a或前部向车辆前方延伸，同时向下倾斜，并且下踏板构件48的连接伸长孔68相对于该第一部分50a具有大致垂直的关系。此处，该

带销螺栓66位于连接伸长孔68的顶部，即正常位置68a。

如将在下面详细描述的那样，当翼状凸轮50绕着第二枢轴54或第二销在图11中箭头A所示的方向上移动时，带销螺栓66沿着弧状路径绕着第二枢轴54在图11中箭头B所示的方向上移动。这样，移动的带销螺栓66将在向后方向上通过连接伸长孔68推动下踏板构件48的上部48a，由此该下踏板构件48绕着第三枢轴56在图11中箭头C所示的方向上转动。此时，带销螺栓66沿着连接伸长孔68从其顶部位置68a向其底部位置移动。

接下来，正如可以从图8(b)中看出的那样，下踏板构件48的连接伸长孔68形成在其整个长度上，即从正常位置68a至滑动范围68b，使得为了使带销螺栓66能够无游隙地沿着其移动，连接伸长孔68具有恒定宽度并相对于带销螺栓66呈紧密关系，即它们之间的间隙较小。

接下来，如图8(a)、8(c)和11中所示，相应上踏板构件44和46的导向伸长孔70、72绕着第二销54或第二枢轴以弧形延伸，并且该孔70和72的半径R具有与翼状凸轮50的第二枢轴54和带销螺栓66之间的距离相同的长度。由于移动的带销螺栓66通过导向伸长孔70和72导向，所以带销螺栓66能够沿着下踏板构件48的连接伸长孔68可靠地移动，从而连接机构60可以可靠地工作。这些导向伸长孔70和72具有恒定宽度并相对于带销螺栓66呈宽松关系，即在它们之间具有相对较大的间隙，从而不会防止带销螺栓66的移动。

当带销螺栓66保持在正常位置68a、70a和72a处时，可以进行制动的正常操作。

更为特殊的是，如可以从图8(a)和8(c)中看出的那样，相应的导向伸长孔70、72的正常位置70a、72a的宽度相对于带销螺栓66较紧，即它们之间的间隙较小，于是该带销螺栓66不容易脱离位置70a和72a。

同时，如图8(c)所示，为了防止带销螺栓66移出其正常位置72a，该第二上踏板构件46的导向伸长孔72在正常位置72a和滑动范围72b之间的接触面上具有凹口(notch)72c。如将在下面详细描述的那样，该凹口具有较弱的强度，当车辆碰撞时，从车辆的抵靠构件32传递给带销螺栓66的力足以使其损坏。

此处，如可以从附图9中看出的那样，为了可靠地将驾驶员的腿的力传递给活塞杆36，第一上踏板构件44具有足够刚性的相对较大厚度。而未

连接到活塞杆36上的第二上踏板构件46具有比第一上踏板构件44小的厚度。该第二上踏板构件46为第一上踏板构件44的辅助构件，该第二上踏板构件46与第一上踏板构件44一起支撑着带销螺栓66，并且该构件46作为一个整体为制动踏板单元34提供增强的刚性。

在本发明的替代实施例中，上述连接机构可以包括形成在翼状凸轮50上的连接伸长孔和固定到下踏板构件48上的带销螺栓66。

接下来，将参照图13和14详细描述仪表板构件14的车辆1的翼状凸轮或抵靠构件50和抵靠构件32的结构，它们能够通过连接机构60强制移动下踏板构件48。图14是剖视图，沿着图13中所示的A-A线示出了仪表板构件的车辆1的翼状凸轮和抵靠构件。

首先，将详细描述翼状凸轮50的结构。如可以从图13中看出的那样，该翼状凸轮50的第二部分50b或上部在车辆的上侧方向延伸，并且位于车辆1的抵靠构件32的前面。该部分52b在车辆后侧具有抵靠部分50g或第一抵靠部分，该抵靠部分50g形成在其顶部朝车辆前面弯曲的弧形。这个抵靠部分50g抵靠在车辆1的抵靠构件32上，并且该翼状凸轮50通过抵靠或碰撞转动。同时，如将在下面详细描述的那样，该翼状凸轮50具有延伸部分或第二抵靠部分50h，该部分从抵靠部分50g延伸至其顶部。

如图13和14所示，该翼状凸轮50的第二部分50b整体上位于车体的宽度方向的中央，并面向车辆1的抵靠构件32。

当制动踏板未处于工作状态时，制动踏板单元34位于如图13(a)所示的位置处，而当该制动踏板处于工作状态时，位于如图13(b)所示的位置处。不论当踏板未处于工作状态或者是处于工作状态时，该抵靠部分50g在预期范围内延伸并面向车辆1的抵靠构件32，并且当制动踏板单元34向车辆后方移动时，翼状凸轮50的抵靠部分50g的至少一个部分能够抵靠在车辆1的抵靠构件32上。

如将在下面详细描述的那样，当车辆碰撞时，该制动踏板单元34将在略微向上倾斜一个角度的大致水平方向上向后移动。在这种向后移动期间，尽管移动方向可以根据车辆碰撞的类型而改变，但是根据本实施例，为了在翼状凸轮50和车辆1的抵靠构件32之间提供可靠的抵靠，抵靠部分50g位于使得这部分抵靠在车辆1的抵靠构件32上的范围内。

如图13所示，抵靠部分50g形成为使得距离R2大于距离R1。此处，距

离R2是当制动操作时，抵靠在车辆1的抵靠构件32上的部分，例如点J，和第一枢轴40之间的距离。距离R1是当踏板未处于工作状态时，抵靠在车辆1的抵靠构件32上的部分，例如点H，和第一枢轴40之间的距离。也就是，抵靠部分50g弯曲成使得距第一枢轴40的距离R向第二部分50b的顶部逐渐增大的形状。这样，当制动踏板单元34因制动操作而绕着第一枢轴40枢转时，当踏板处于工作状态时抵靠部分50g和车辆1的抵靠构件32之间的相对距离D2小于当踏板未处于工作状态时的相对距离D1。

现在将描述车辆的抵靠构件32。当翼状凸轮50抵靠在车辆的抵靠构件32上时，车辆的这个抵靠构件32枢转翼状凸轮50。如图13所示，车辆的抵靠构件32在仪表板构件14的前下侧处固定到仪表板构件14上，从而其抵靠表面32a面向翼状凸轮50。

如图14所示，车辆的抵靠构件32的抵靠表面32a形成为在车体宽度方向上弯曲的形状，从而其凸起表面面向翼状凸轮50。由于该弯曲表面，即使翼状凸轮50在沿车体的宽度方向偏移的情况下抵靠在抵靠表面32a上，也可以允许这种偏离。同时，车辆的抵靠构件32在车体宽度方向上的宽度远大于翼状凸轮50的厚度，即使翼状凸轮50在沿车体的宽度方向存在一些偏移的情况下向后移动，翼状凸轮50和车辆的抵靠构件32也可以彼此可靠地抵靠在一起。而且，车辆的抵靠构件32具有足够的强度，防止因翼状凸轮50的抵靠或碰撞而变形，这种变形使得翼状凸轮50刺入车辆的抵靠构件32。在本发明的替代实施例中，这种抵靠表面32a可以具有平面形状。同时，面向车辆抵靠构件32的翼状凸轮50的抵靠部分50g的侧表面可以形成弯曲形状。

接下来，参照图13，将详细描述当车辆正常操作时，即当车辆未碰撞时，本实施例的上述制动踏板支撑结构的操作。图13是侧视图，示出了该制动踏板单元的情况，其中图13(a)示出了当踏板未处于工作状态时的情况，图13(b)示出了当踏板处于工作状态时的情况，这两种都是当车辆正常操作时或当车辆未碰撞时的情况。

首先，如可以从图13(a)中看出的那样，当踏板未处于工作状态时，带销螺栓66位于正常位置68a处，使得翼状凸轮50的第一部分50a的纵向，即第二枢轴54和带销螺栓66的连接线的方向，基本相对于下踏板构件48的连接伸长孔68的纵向垂直。

当在这种状态下驾驶员的脚向下推动踏板48c时，下踏板构件48开始绕第三枢轴56枢转，由此带销螺栓66从连接伸长孔68接受力 F_1 。然而，由于连接伸长孔68在径向方向绕第三枢轴56延伸，力 F_1 的方向相对于连接伸长孔68的纵向垂直。而且，力 F_1 的方向基本对应于翼状凸轮50的第一部分50a的纵向，并且进而基本垂直于带销螺栓66的移动方向，即导向伸长孔70和72的正常位置70a和72a的延伸方向。

因此，由于力 F_1 通过翼状凸轮50的第一部分50a被第二销或第二枢轴54接收，并且也被相应上踏板构件44和46的导向伸长孔70和72接收，所以带销螺栓66将不会接收到使其绕着第二枢轴54的圆周移动的力。此外，此时在连接伸长孔68的侧表面和带销螺栓66之间会产生摩擦力。

结果，当车辆正常操作时，连接伸长孔68和带销螺栓66在正常位置68a处彼此互锁，由此可以防止下踏板构件48和翼状凸轮50之间的相对移动。进而，如上所述，由于相应导向伸长孔70和72的正常位置70a和72a紧密形成，并且导向伸长孔72上形成有凹口72c，所以带销螺栓66可以保持在正常位置70a和72a处。

于是，如可以从图13(b)中看出的那样，当驾驶员的脚向下推动踏板时，由于相应的上踏板构件44和46、下踏板构件48和翼状凸轮50不会彼此相对移动，所以制动踏板单元34将整体绕着第一枢轴40枢转，而翼状凸轮50和下踏板构件48不会绕相应的第二枢轴54和第三枢轴56转动。

此处，当驾驶员的脚松开或者从踏板48c上移开时，下踏板构件48将在弹簧力（未示出）的作用下返回到图13(a)所示的位置，同时保持上述关系。

接下来，将参照图2、13和15详细描述当车辆正常工作时制动踏板支撑结构30的操作。图15是侧视图，示出了该制动踏板单元的操作，其中图15(a)示出了当踏板未处于工作状态时的情况，图15(b)示出了当踏板处于工作状态时的情况。在图15中，双点划线示出了当车辆正常工作时的情况，实线示出了踏板已经移动之后，即翼状凸轮50已经枢转之后的情况，点划线示出了下踏板构件48未设置有翼状凸轮50和连接机构60的情况。

首先，将详细描述制动踏板单元34的移动操作。如图2所示，主缸18在其相对靠上的位置处安装在仪表板下板6上，并且当车辆碰撞到位于车

辆前面的障碍物时，发动机22受到向后方向的力，并且发动机22碰撞主缸，从下向上推动主缸。此后，发动机22落下。如图15所示，主缸18所推动的仪表板下板6变形，使得其上部突出到车辆的驾驶室中。当这些发生时，制动踏板单元34在基本水平并略微向上的方向上向后移动（如图15中G所示）。该向后移动的方向可以根据碰撞的类型，如前端碰撞、偏置碰撞等等改变。

如图15(a)和15(b)，当制动踏板单元34通过车辆的碰撞向后移动时，如G所示，翼状凸轮50的抵靠部分50g，当踏板未处于工作状态时在H点，当踏板处于工作状态时在J点，抵靠在车辆的抵靠构件32上。

当翼状凸轮50抵靠在车辆的抵靠构件32上时，翼状凸轮50的第二部分50b从车辆的抵靠构件32接收到力，该力的方向基本上垂直于连接第二枢轴54和抵靠点，例如H或J点的连线，并且翼状凸轮50在该力的作用下绕着第二枢轴54转动。通过翼状凸轮50的这种转动，带销螺栓66被迫开始克服连接伸长孔68和相应的导向伸长孔70和72之间的摩擦力移动，以破坏在第二上踏板构件46上形成的凹口72c。此处，在正常位置68a、70a和72a处，带销螺栓66的移动方向基本上对应于下踏板构件48的连接伸长孔68的纵向，并且在相应导向伸长孔70和72的导引下，该带销螺栓66能够很容易地从其正常位置68a、70a、72a移出。

此后，翼状凸轮50继续枢转，从而绕着第二枢轴54向前落下。通过翼状凸轮50的枢转运动，带销螺栓66沿着弧形路径绕第二枢轴54移动，从而，带销螺栓66的移动方向将逐渐朝垂直于连接伸长孔68的纵向的方向转变。于是，带销螺栓66在连接伸长孔68中移动，同时它向下踏板构件48的上部48a施加力，该力的方向垂直于连接伸长孔68的纵向。在该力的作用下，下踏板构件48的上部48a绕着第三枢轴56向后枢转。结果，下踏板构件48的下部48b在车辆的向前方向上被强制移动。

接下来，如图15中的实线所示，翼状凸轮50连续枢转直到带销螺栓66抵靠在连接伸长孔68的末端和导向伸长孔70和72为止。此时，翼状凸轮50相对于车辆的抵靠构件32滑动枢转，并且当踏板未处于工作状态时，其抵靠位置将从点H变化到点I，当踏板处于工作状态时，其抵靠位置将从点J变化到点K。当其转动完成时，翼状凸轮50将采取基本水平的位置，其抵靠部分50g朝车辆的前上侧延伸，其延伸部分50h基本水平延伸或朝车辆的前

上侧延伸。

接下来，如图15中的点划线所示，如果不设置翼状凸轮50或者连接机构60，那么下踏板构件48向车辆驾驶室的内侧移动更大的程度。可以清楚地认识到，本实施例的制动踏板支撑结构30可以防止这种较大程度的向后移动。

此处，即使当下踏板构件48被强制移动时，活塞杆36仍然连接在第一上踏板构件44上。从而，当踏板处于工作状态时，驾驶员的脚所施加的力通过强制移动的下踏板构件48和相应的上踏板构件44、46传递给活塞杆36，由此可以保持车辆的制动力。同时，为了防止自己被从车辆中抛出，驾驶员能够通过将脚压在踏板48c上支撑其身体。

此处，当车辆在制动操作过程中碰撞时，较大的冲击力作用到驾驶员的脚上。在本发明的该实施例中，如图13所示，由于翼状凸轮50设置使得当踏板处于工作状态时，抵靠部分50g和车辆的抵靠构件32之间的距离D2小于当踏板未处于工作状态时的距离D1，所以当踏板处于工作状态时翼状凸轮50的抵靠部分50g可以比当踏板未处于工作状态时更容易抵靠在车辆的抵靠构件32上。因此，当踏板处于工作状态时，下踏板构件48在更早的阶段就强制移动，由此可以有效减小影响驾驶员的冲击力的大小。

同时，根据本实施例的制动踏板支撑结构30，翼状凸轮50和仪表板构件14彼此不连接在一起，并且距抵靠部分50g的第一枢轴40的距离R（参见图13）得以调整，使得翼状凸轮50的抵靠部分50g和车辆的抵靠构件32间隔距离D1和D2。从而，不论当踏板未处于工作状态还是当踏板处于工作状态时，都可以获得该预期特性。在该制动踏板单元34中，由于下踏板构件48和翼状凸轮50或抵靠构件通过连接机构60连接，并且与相应上踏板构件44和46整体形成，所以可以实现相对紧凑的制动踏板单元34。而且，由于该整体的制动踏板单元34未连接到仪表板构件14上，所以该制动踏板单元34可以很容易地装配到车体中，并且将减小决定制动踏板单元34和仪表板构件14之间的相对位置的这些部件的精度。

而且，由于下踏板构件48被连接机构60强制移动，所以可以实现相对紧凑并且重量较轻的制动踏板单元34。

接下来，参照图15和16，将详细描述翼状凸轮50的枢转特性、连接伸长孔68的枢转特性和通过这两个特性所获得的下踏板构件48的强制移动的

特性。图16是曲线图，其中图16(a)示出了翼状凸轮的枢转速度特性曲线，图16(b)示出了连接机构的伸长孔的枢转特性曲线，图16(c)示出了下踏板构件的强制移动的速度特性曲线。

在本发明的本实施例中，通过正确调节翼状凸轮50的枢转特性曲线（图16(a)）和连接伸长孔68的枢转特性曲线（图16(b)），可以获得下踏板构件48的强制移动特性曲线或者强制枢转特性曲线。于是，如图16(c)所示，不论在车辆碰撞的初始阶段，即通过抵靠在车辆的抵靠构件32上而开始枢转的阶段，还是在构件48向后移动量较大的车辆碰撞末尾阶段，下踏板构件48的强制移动速度都较高，并且构件48在车辆碰撞末尾阶段的移动速度要高于在车辆碰撞初始阶段的移动速度。

首先，将详细描述翼状凸轮50的枢转特性。如图15(a)和15(b)中的双点划线所示，由于当车辆正常工作时翼状凸轮50的第二部分50b相对于第二枢轴54向上延伸，所以在车辆碰撞的初始阶段，制动踏板单元34的向后移动方向（基本上水平的方向）与翼状凸轮50的枢转方向相对应，该方向为绕着第二枢轴54的圆周方向。因此，在车辆碰撞的初始阶段中，翼状凸轮50的枢转量基本与制动踏板单元34的向后移动量相对应，由此制动踏板单元34的向后移动高效地转变为翼状凸轮50的枢转动作。

接下来，由于翼状凸轮50的第二部分50b在车体的向前方向上绕着第二枢轴54枢转，从而向前落下，直到它到达水平位置为止，随着翼状凸轮50进一步枢转，翼状凸轮50的枢转方向逐渐相对于制动踏板单元34改变。这样，随着翼状凸轮50的进一步枢转，从制动踏板单元34的向后移动向翼状凸轮50的枢转动作的转变效率逐渐降低。

此处，如果制动踏板单元34向后移动的速度是恒定的，那么翼状凸轮50在车辆碰撞初始阶段中的转动速度要高于翼状凸轮50进一步转动时的速度。因此，翼状凸轮50的特性曲线可以用图16(a)中的枢转速度示出。

同时，在车辆碰撞的初始阶段，由于翼状凸轮50的枢转速度较高，所以带销螺栓66的速度相对于连接伸长孔68的速度也较高。于是，保持在正常位置68a、70a和72a的带销螺栓66可以克服摩擦力相对于连接伸长孔68移动，并且通过破坏凹口72c，它可以从正常位置68a、70a和72a中移出。

接下来，如图15(b)所示，当制动踏板处于工作状态时，第二枢轴54位于略低于第一枢轴40或制动毂的位置处，同时翼状凸轮50的第二部分

50b位于在车体的向后方向上略微倾斜的位置处，并相对于垂直方向略微向后倾斜。于是，翼状凸轮50的第二部分50b首先枢转，从而在垂直方向上竖立起来，然后当抵靠在车辆的抵靠构件32上时，在车辆的向前方向上向前落下。

因此，如图16(a)所示，当制动踏板处于工作状态时，翼状凸轮50的枢转速度增加，直到翼状凸轮50采取垂直位置为止，此后通过翼状凸轮50的第二部分50b在车辆的向前方向上向前落下，翼状凸轮50的速度降低。

同时，由于翼状凸轮50的第二部分50b从在车体的向后方向上倾斜的位置开始枢转，所以可以获得从制动踏板单元34的向后移动向翼状凸轮50的枢转运动的转变效率较高的范围。也就是，当制动踏板处于工作状态时，翼状凸轮50的第二部分50b在基本垂直位置处的转动范围要比制动踏板未处于工作状态时的范围大。结果，当制动踏板处于工作状态时，翼状凸轮50的转动速度在其整个枢转范围内要比制动踏板未处于工作状态时的速度大。

接下来，将详细描述通过连接机构60获得的连接伸长孔68的枢转特性。此处，在车辆碰撞的末尾阶段中，由于施加给驾驶员的冲击力较大，所以为了更加可靠地保护驾驶员，下踏板构件48在短时间内需要有较大移动。然而，在车辆碰撞的末尾阶段中，通过上述翼状凸轮50的特性使得下踏板构件48在短时间内有较大移动非常困难，于是在本发明的本实施例中，通过连接机构60可以获得下踏板构件48的较大的强制移动。

首先，如图15(a)和15(b)中双点划线所示，由于当车辆正常操作时，翼状凸轮50的第一部分50a在车辆的向前方向上向下倾斜地延伸，所以当翼状凸轮50进一步转动时，带销螺栓66在车体的向前方向上的移动量逐渐增大。

另一方面，由于下踏板构件48的连接伸长孔68在相对于第一部分50a的垂直方向上延伸，所以当带销螺栓66进一步移动时，连接伸长孔68，即下踏板构件48的上部48a，枢转，使得连接伸长孔68的方向垂直竖立起来。同时，带销螺栓66的移动方向逐渐向垂直于连接伸长孔68纵向的方向转变。

因此，随着翼状凸轮50进一步转动，从翼状凸轮50的枢转运动量向连

接伸长孔68的枢转运动量的转变逐渐增大。

此处，如果翼状凸轮50的转动速度是恒定的，那么在车辆碰撞的初始阶段中，下踏板构件48的转动速度将较小，并且随着翼状凸轮50的进一步转动逐渐变大。于是，通过连接机构60获得的连接伸长孔68的枢转特性可以通过连接伸长孔68或上部48a的转动速度来示出，如图16(b)所示。

如图16(b)所示，根据通过连接机构60获得的连接伸长孔68的枢转特性，如果翼状凸轮50的枢转速度是恒定的，那么连接伸长孔68的枢转速度将随着翼状凸轮50的进一步枢转而增大。结果，在车辆碰撞的末尾阶段中，通过连接机构60可以获得下踏板构件48的强制移动的高速度。

因此，通过将翼状凸轮50的枢转特性(图16(a))加到连接伸长孔68的枢转特性(图16(b))上，可以获得如图16(c)所示的下踏板构件48的强制移动特性。

在本发明的本实施例中，如图16(c)所示，可以调整翼状凸轮50的第二部分50b延伸的方向和从第二枢轴54至带销螺栓66的长度，使得在车辆碰撞的末尾阶段中，下踏板构件48的强制移动速度大于车辆碰撞的初始阶段中的速度。同时，可以用相同的方式，调整下踏板构件48的上部48a延伸的方向和在其上部中形成的在连接伸长孔68的径向上的位置。

于是，如图16(c)所示，不论在车辆碰撞的初始阶段还是在车辆碰撞的末尾阶段中，翼状凸轮50和连接机构60都可以提供下踏板构件48的高速强制移动，其中在车辆碰撞的末尾阶段中的移动速度要大于车辆初始阶段中的速度。

因此，在本发明的本实施例中，当翼状凸轮50的抵靠部分50g抵靠或碰撞在车辆的抵靠构件32上时，下踏板构件48在短时间内移动较大的量，由此防止下踏板构件48向车辆驾驶室内部移动。特别是，当驾驶员操作制动踏板时，在车辆碰撞的初始阶段中驾驶员所受到的快速增大的冲击力将得以减小。

同时，由于在车辆碰撞的末尾阶段中下踏板构件48在短时间内移动较大的量，所以有效地防止了下踏板构件48向后移动到车辆驾驶室中。进而，由于在车辆碰撞的末尾阶段中强制移动的速度高于车辆碰撞的初始阶段中的速度，所以可以更加有效地防止其向后移动。更为特殊的是，当驾驶员操作制动踏板48c时，驾驶员所受到的冲击力的量可以减小。

同时，由于当制动踏板处于工作状态时下踏板构件48的强制移动速度在整个枢转范围中都高于制动踏板未处于工作状态时的速度，所以驾驶员所受到的冲击力可以减小。

同时，由于翼状凸轮50的第二部分50b在向上方向上相对于第二枢轴54延伸，并且通过连接机构60调节连接伸长孔68的枢转速度，所以翼状凸轮50的抵靠部分50g可以可靠地抵靠在车辆的抵靠构件32上，并且在车辆碰撞的末尾阶段中下踏板构件48可以获得较大的移动量。

于是，在本发明的这个实施例中，尽管由于翼状凸轮50的枢转特性，从制动踏板单元34的向后移动量向下踏板构件48的强制移动量转变的效率，在车辆碰撞的末尾阶段中降低，但是由于通过连接机构60所获得的连接伸长孔68的枢转特性，从制动踏板单元34的向后移动量向下踏板构件48的强制移动量转变的效率在车辆碰撞的末尾阶段中得以提高。于是，在车辆碰撞的初始阶段中，从制动踏板单元34的向后移动量向下踏板构件48的强制移动量转变的效率可以通过翼状凸轮50的枢转特性来提高，而在车辆碰撞的末尾阶段中，从制动踏板单元34的向后移动量向下踏板构件48的强制移动量转变的效率可以通过连接机构60的枢转特性来提高。

接下来，参照图15，将详细描述在下踏板构件48的强制移动完成之后，制动踏板支撑结构30的操作。

如图15(a)和15(b)所示，当下踏板构件48的强制移动完成之后，翼状凸轮50定位使得其抵靠部分在车辆向前方向上向上倾斜地延伸（参见图13），其延伸部分50h基本水平地延伸或者在车辆向前方向上向上倾斜地延伸（参见图13）。同时，翼状凸轮50的抵靠部分50g和延伸部分50h都位于仪表板构件14下方，以抵靠在车辆的抵靠构件32的下部。

当制动踏板单元34向后移动超过强制移动完成的位置时，翼状凸轮50相对于车辆的抵靠构件32移动，从而其抵靠位置从抵靠部分50g或第一抵靠部分，点I或K转变到延伸部分50h或第二抵靠部分。此时，翼状凸轮50从车辆的抵靠构件32受到在车辆向前方向上的向下倾斜的的推动力，并且该力从翼状凸轮50通过相应的上踏板构件44和46及制动毂40传递给左侧支架38b和右侧支架38c。在本发明的这个实施例中，相应支架38b和38c被该推动力变形，使得制动踏板单元34相对于车辆的前方向下移动。

在本发明的这个实施例中，当翼状凸轮50已经完成枢转时，由于抵靠

部分50g或第一抵靠部分朝车辆的前上侧延伸，并且延伸部分50h或第二抵靠部分基本水平延伸，或朝车辆的前上侧延伸，所以从车辆的抵靠构件32接受的力可以传递给相应支架38b和38c，从而相应支架38b和38c可以可靠变形。

更为特殊的是，由于延伸部分50h或第二抵靠部分以基本水平延伸或者朝车辆的前上侧延伸的方式抵靠在车辆的抵靠构件32上，所以可以进一步向下推动制动踏板单元34。

这样，当制动踏板单元34向后移动时，制动踏板单元34朝仪表板构件14下方移动，如同在相应支架38b和38c被从车辆的抵靠构件32接受的力变形的同时它下沉一样。

因此，在本发明的本实施例中，不但下踏板构件48被连接机构60强制移动，而且制动踏板单元34由相应支架38b和38c的变形而强制移动，由此可防止下踏板构件48向后移动到车辆驾驶室中。同时，由于相应支架38b和38c的变形防止下踏板构件48向后移动到车辆的驾驶室中，所以可以实现紧凑的并且重量轻的制动踏板单元34。

接下来，将详细描述本实施例的制动踏板支撑结构30的操作，该操作确保车辆正常工作时的制动操作。

首先，如可从图9和11中看出的那样，由于左侧支架38b形成使得它在带销螺栓66的整个可移动范围内都延伸到带销螺栓66的头部66a附近，所以即使固定带销螺栓66的螺母74松开，该带销螺栓66也不会从连接伸长孔68或翼状凸轮50的孔50f中移出。

接下来，如图13所示，当车辆正常工作时，由于带销螺栓66从连接伸长孔68受到力F1，力F1的方向基本垂直于连接伸长孔68的纵向，所以即使螺母74已经松开，该带销螺栓66也被推到翼状凸轮50的第一部分50a和相应导向伸长孔70、72上，因此该带销螺栓66不可能在摩擦力的作用下脱出。

更为具体的是，如图8所示，由于相应导向伸长孔70、72的正常位置70a、72a相对于带销螺栓66形成得较紧，此外，凹口72c形成在上踏板构件44和46的导向伸长孔72上，所以即使螺母74已经松开，该带销螺栓66也不太可能从正常位置70a、72a移出，而是保持在正常位置70a、72a处。由于第二上踏板构件46由薄板制成，所以它具有较高的可成形性，并且凹口

72c可以很容易形成。

接下来，当车辆正常工作时，即当车辆未碰撞时，下踏板构件48的连接伸长孔68和相应上踏板构件44、46的导向伸长孔70、72具有这样的关系，即随着它们的位置离开正常位置70a、72a，它们的相对位置逐渐变化。于是，即使螺母74已经松开，带销螺栓66也不太可能沿着连接伸长孔68或导向伸长孔70、72移动。

接下来，将详细描述本实施例的制动踏板支撑结构30的操作，该操作为下踏板构件48提供可靠的强制移动。

首先，如图14所示，由于车辆的抵靠构件32的抵靠表面32a在车体的宽度方向形成弯曲形状，所以翼状凸轮50的移动不太可能受到车辆抵靠构件32的限制，也不会有夹紧力影响翼状凸轮50。因此，可以防止由这种夹紧力产生的扭曲变形。而且，也可以防止连接机构60的操作被由于该夹紧力而在带销螺栓66和下踏板构件48的连接伸长孔68之间产生的较大摩擦力所妨碍。结果，连接机构60可以更加可靠地操作。另一方面，如果连接机构60可靠地操作，不会在连接机构60上导致抵抗车辆抵靠构件32所接受的力的较大反作用力，从而可以防止翼状凸轮50的变形。

接下来，由于翼状凸轮50设置在第二上踏板构件46外侧，其中一个侧面是开放的，所以可以防止在翼状凸轮50夹在两个构件之间的情况下产生摩擦力。

同时，由于第二上踏板构件46和翼状凸轮50在没有任何紧密接触的情况下由带销螺栓66的头部66a和螺母74固定，所以允许翼状凸轮50在车体的宽度方向上枢转。因此，尽管翼状凸轮50可以通过抵靠在车辆的抵靠构件32上而在车体宽度方向倾斜，但是不会产生作用在第二上踏板构件46上的较大摩擦力。另一方面，由于第二上踏板构件46对翼状凸轮50提供导向，所以可以防止翼状凸轮50主要在车体宽度方向上倾斜。

由于上述情况，在本发明的本实施例中，翼状凸轮50可以很容易枢转，从而从车辆的抵靠构件32接受的力可以可靠地传递给带销螺栓66。结果，即使在带销螺栓66和连接伸长孔68之间产生的摩擦力变得稍大，带销螺栓66也可以相对于连接伸长孔68可靠地移动。

接下来，由于导向伸长孔70和72的滑动范围70b和72b相对于带销螺栓66相对较松地形成，所以即使当翼状凸轮50因从车辆的抵靠构件32所接受

的力而在车体宽度方向倾斜时，也能在没有显著约束的情况下导引带销螺栓66的移动。另一方面，由于下踏板构件48的连接伸长孔68相对于带销螺栓66较紧地形成，所以连接机构60可在无游隙的情况下可靠地操作。

同时，由于导向伸长孔70和72在其正常位置70a和72a处相对于带销螺栓66紧密地形成，所以即使当翼状凸轮50因从车辆的抵靠构件32所接受的冲击力而在车体宽度方向倾斜，并因而带销螺栓66将同样倾斜时，带销螺栓66也在正常位置70a和72a处支撑在导向伸长孔70和72中。于是，由于可以防止带销螺栓66相对于下踏板构件48的连接伸长孔68倾斜，所以在带销螺栓66和连接伸长孔68之间产生的摩擦力不会变大，从而带销螺栓66能够很容易地从连接伸长孔68的正常位置68a开始移动。

接下来，由于导向伸长孔70和72形成在相应的上踏板构件44和46上，在车体的宽度方向间隔开，所以即使当翼状凸轮50因从车辆的抵靠构件32所接受的力而在车体宽度方向倾斜时，带销螺栓66也能够支撑在车体宽度方向上间隔开的两个点处。于是，可以可靠地导引带销螺栓66。

当第一枢轴40、第二枢轴54和第三枢轴56通过翼状凸轮50从车辆的抵靠构件32接受力时，它们分别产生反作用力，并且该反作用力和来自翼状凸轮50的力可以使得相应的上踏板构件44和46变形。

在本发明的本实施例中，由于相应上踏板构件44和46设置在下踏板构件48的两侧，所以可以提高整个制动踏板单元34抵抗从车辆抵靠构件32接受的力的刚度。于是，即使当力经过翼状凸轮50从车辆的抵靠构件32传递给制动踏板单元34时，制动踏板单元34也不太可能变形，从而防止了阻碍制动踏板单元34的相应构件的移动。更为具体地说，在本发明的本实施例中，尽管带销螺栓66和连接伸长孔68彼此紧密形成，但是在连接机构60处不会产生较大的摩擦力，从而连接机构60可以可靠操作。

而且，由于起到第一至第三枢轴作用的制动毂40和相应销54、56设置成相对于上踏板构件44和46在车体宽度方向上没有偏置地处于同一平面中（参见图5、6和9），所以不太可能产生使得相应上踏板构件44和46弯曲的力矩。于是，可以防止相应上踏板构件44和46变形，并且相应上踏板构件44和46及下踏板构件48或翼状凸轮50因变形而彼此接触，产生较大摩擦力，从而妨碍它们之间的枢转。同时，连接伸长孔68、相应导向伸长孔70和72及带销螺栓66之间的相对位置不太可能改变，从而可以可靠操作连接

机构60。

接下来，参照图17，将详细描述本发明的本实施例中制动踏板支撑结构的制动构件42的操作。

图17是制动踏板单元的左侧视图，示出了止动构件的操作。图17示出，当制动踏板单元34向后移动并且翼状凸轮50抵靠在车辆的抵靠构件32上时，连接机构60不会正常工作。在这种情况下，制动踏板单元34整体向后移动，并且下踏板构件48抵靠在止动构件42上。

如上所述，连接机构60构造成可以可靠操作。然而，可以预料连接机构60不工作的某些情况，如，当带销螺栓66未能克服在连接伸长孔68和相应导向伸长孔70和72之间所产生的摩擦力时，或者未能破坏凹口72c时。

如果车辆碰撞时驾驶员推动制动踏板，那么制动操作所产生的力防止相应上踏板构件44和46及下踏板构件48整体向后枢转，从而翼状凸轮50相对于这些构件44、46和48枢转，并且因此可以很容易地操作连接机构60。另一方面，还有许多可以妨碍连接机构60工作的情况，如，当带销螺栓66和下踏板构件48之间产生的摩擦力因驾驶员的制动力而增大时，或者如上所述，当带销螺栓66保持在正常位置时。

同时，当制动踏板未处于工作状态时，除非活塞杆36已经断裂（broken），因为活塞杆36在车体的向前方向上向上踏板构件施加拉动力，这使得翼状凸轮50易于相对于构件44、46和48中的每一个枢转。然而，当车辆碰撞时，活塞杆36可能断裂。

因此，在本发明的本实施例中，尽管连接机构60未工作，但是止动构件42为连接机构60提供可靠操作。

如图17所示，如果当翼状凸轮50抵靠在车辆的抵靠构件32上时，连接机构60不工作，那么制动踏板单元34整体枢转，即翼状凸轮50和下踏板构件48之间的相对角度和相对位置保持与车辆正常工作时相同，并且制动踏板单元34绕着第一枢轴40向后枢转。

于是，当制动踏板单元34整体枢转时，下踏板构件48的抵靠部分48e在图17中L所示的位置处抵靠在止动构件42上。通过这种抵靠，力F3施加在下踏板构件48的下部上，并且通过这个力与翼状凸轮50从车辆的抵靠构件32接受的力一起，连接机构60可以工作。

此时，由于力F3，在带销螺栓66和连接伸长孔68之间产生了摩擦力。

因为止动构件42位于第三枢轴56附近，所以构件42不会对下踏板构件48施加较大的力，而可以获得足以使连接机构60工作的力。于是，尽管在带销螺栓66和连接伸长孔68之间产生摩擦力F3，但是该摩擦力不足以妨碍带销螺栓66沿着连接伸长孔68移动。

而且，由于下踏板构件48的抵靠部分48e形成为弯曲形状，它可以相对于止动构件42平顺并可靠地滑动。

而且，由于当制动踏板未处于工作状态时，止动构件42位于下踏板构件48附近，所以当制动踏板未处于工作状态时，连接机构60可以快速工作。同时，构件42不会妨碍正常制动操作。

于是，在本发明的本实施例中，可以可靠操作连接机构60，并且强制移动下踏板构件48，从而可以可靠防止下踏板构件向后移动到车辆驾驶室中。

现在，参照图18，将详细描述本发明第二实施例的制动踏板支撑结构。图18是本实施例所述制动踏板单元的左侧视图。由于本实施例的基本结构与本发明第一实施例相同，所以将只对它们之间的区别进行详细描述，即翼状凸轮的形状。

如图18所示，翼状凸轮80的抵靠部分80g形成为使得第一枢轴40到弧形抵靠部分80g之间的距离保持恒定值R。

当制动踏板单元34向后移动时，它在制动踏板未处于工作状态时抵靠或碰撞在点M处，而当制动踏板处于工作状态时它抵靠或碰撞在点N处，如点划线所示。由于抵靠部分50g形成具有恒定半径R的弧形，所以从第一枢轴40到这些点M或N的距离相同。于是，不论当制动踏板未处于工作状态还是处于工作状态时，抵靠部分80g和仪表板构件14的抵靠构件之间的相对距离都是同样的距离D。

在本发明的本实施例中，由于当制动踏板未处于工作状态时，翼状凸轮80和车辆抵靠构件32之间的抵靠时间与制动踏板处于工作状态时的时间相同，所以不论制动踏板是否处于工作状态，都可以保护驾驶员的脚。

现在，参照图19，将详细描述本发明的第三实施例详细描述制动踏板支撑结构。图19是左视图，示出了根据这个实施例的制动踏板支撑结构。由于本实施例的基本结构与本发明第一实施例相同，所以只对它们之间的区别进行详细描述，即翼状凸轮的形状。

如图19所示,本实施例的翼状凸轮90形成为使得其第二部分90b基本以直线形状延伸,具有一个由在其末端的弯曲表面所形成的抵靠部分90g.

另一方面,在仪表板构件14上分别形成有车辆的第一抵靠构件92和车辆的第二抵靠构件94.车辆的相应第一和第二抵靠构件92和94定位使得当制动踏板未处于工作状态时抵靠部分90g抵靠或碰撞在车辆的第一抵靠构件92上,而如点划线所示,当制动踏板处于工作状态时抵靠部分90g抵靠或碰撞在车辆的第二抵靠构件94上.

车辆的第一和第二抵靠构件92和94设置成使得当制动踏板未处于工作状态时,相应抵靠表面92a和94a和抵靠部分90g之间存在距离D1,而当制动踏板处于工作状态时,存在比D1短的距离D2.

于是,在制动踏板处于工作状态时翼状凸轮90比制动踏板未处于工作状态时更早地抵靠在抵靠构件94上,结果,可以更早地强制移动下踏板构件48,从而为驾驶员的脚提供保护.

同时,由于车辆的第一抵靠构件92和车辆的第二抵靠构件94分别形成,所以不论当制动踏板未处于工作状态还是制动踏板处于工作状态时,翼状凸轮90都能够更正确地抵靠在车辆的第一和第二抵靠构件92和94上.

在本发明的替代实施例中,车辆的这些抵靠构件92和94的相应抵靠表面92a和94a都可以定位成使得当制动踏板未处于工作状态时,抵靠部分90g和仪表板构件14的车辆的抵靠构件92和94之间的相对距离与车辆处于工作状态时相同.例如,如图19中的双点划线所示,车辆的第二抵靠构件94的抵靠表面94a可以形成为使得与抵靠部分90g间隔距离D1,这个距离是当制动踏板未处于工作状态时的距离.

在这种情况下,不论当制动踏板未处于工作状态还是工作状态时,翼状凸轮90和车辆的这些抵靠构件92和94之间的抵靠时刻都相同,于是不论制动踏板是否处于工作状态,都可以保护驾驶员的脚.

而且,在本发明的本实施例中,如图20中所示,车辆的第一抵靠构件和车辆的第二抵靠构件都可以整体形成,翼状凸轮90可以可靠地抵靠在它们上面.在这种情况下,车辆的抵靠构件96形成为使得从车体宽度方向看的抵靠表面96a的横截面在向后方向上具有弯曲凹面.

抵靠表面96a具有弯曲表面,其中从第一枢轴40到点Q之间的距离R2小

于从第一枢轴40到点P之间的距离R1，其中，点Q为当制动踏板处于工作状态时抵靠部分90g抵靠或碰撞的点，而点P为当制动踏板未处于工作状态时抵靠部分90g抵靠或碰撞的点。于是，当制动踏板未处于工作状态时，抵靠部分90g和车辆的抵靠构件96之间的相对距离为距离D1，而当制动踏板处于工作状态时，距离D2要短于D1，从而翼状凸轮90可以比制动踏板未处于工作状态时更早地抵靠在车辆的抵靠构件96上。

在本发明的替代实施例中，这个抵靠表面96a可以形成为距第一枢轴40具有恒定距离R的弧形。在这种情况下，如上所述，可以获得翼状凸轮90和车辆的抵靠构件之间相同的抵靠时刻。

同时，为了翼状凸轮90能够可靠地抵靠在这些抵靠表面上，车辆的抵靠构件可以由多个构件构成。在这种情况下，相应构件的抵靠表面可以形成平表面，它们在这些构件的每一个之间彼此连接，从而抵靠部分90g能够从其中一个抵靠表面平顺地移动至另一抵靠表面。同时，抵靠表面可以由弯曲表面形成，这些弯曲表面在这些构件之间连续设置，从而作为整体形成具有不同曲率的弧形表面或弯曲表面。

现在，参照图21至25，详细描述本发明第四实施例所述车辆的制动踏板的支撑结构。

图21是左视图，示出了本发明第四实施例所述车辆制动踏板的支撑结构，图22是沿着图21中所示B-B线剖开的踏板单元的剖视图，图23是该踏板单元的各部分的分解视图。

如图21所示，与本发明第一实施例相同，车辆1包括将车辆1的驾驶室2与发动机舱4分开的仪表板下板6，和仪表板构件14。主囊室16和主缸18固定到该仪表板下板6面对发动机舱4的侧面上，并且制动踏板支撑结构100安装到面对车辆驾驶室的另一侧面上。

制动踏板支撑结构100包括整体的制动踏板单元102和支架104或踏板支架。这个支架104安装到仪表板下板6上，而制动踏板单元102由安装到这个支架104上的销轴106可枢转地支撑。

接下来，如可从图21和22中看出的那样，制动踏板单元102包括上踏板构件110、下踏板构件112、凸轮构件114、杠杆构件116或抵靠构件，和接合构件118。踏板112a安装在下踏板构件112的底端上。同时，活塞杆36的一端经孔110a连接到上踏板构件110上，活塞杆36的另一端连接到主囊

室16上。

上踏板构件110和杠杆构件116都连接到销轴106或第一枢轴上，从而绕着销轴106枢转。当车辆正常工作时，即车辆未碰撞时，上踏板构件110、下踏板构件112和杠杆构件整体绕着销轴106移动。同时，下踏板构件112连接到销轴106上，从而可以在车体宽度方向相对于上踏板构件110移动。

接下来，凸轮构件114由销轴120或第二枢轴安装到在下踏板构件112上方延伸的上踏板构件110的上部上，从而绕着销轴120枢转。该凸轮构件114具有带有下后侧表面114b的下部，并且当车辆正常工作时，即车辆未碰撞时，该下后侧表面114b抵靠在下踏板构件112的顶部上形成的前侧表面112b上，并在向前和向下方向上延伸。该凸轮构件114通过其转动而在车辆的向前方向上强制枢转第二踏板构件112。凸轮构件114在车体宽度方向上具有厚度或宽度，即使当下踏板构件112在车体宽度方向上移动时，该宽度或厚度也足以将其抵靠在前侧表面112b上。在本发明的替代实施例中，凸轮构件114可以与下踏板构件112一起在车体宽度方向上移动。

接下来，如可从图23中看出的那样，销轴106分别与形成在上踏板构件110、下踏板构件112和杠杆构件116上的孔110c、112c和116c相接合。销轴106的两个末端都固定到支架104上。同时，销轴120分别与形成在凸轮构件114和上踏板构件110的上部110b内的孔114d和110d相接合。

同时，上踏板构件110和下踏板构件112具有接合孔122和124，该接合孔形成为球形，并分别位于孔110c和112c下方的相同距离处。这些接合孔122和124在车体宽度方向上穿入踏板构件110和112，并且具有与接合构件118的外表面相同曲率的凹坑(dent)122a和124a。

如可从图22中看出的那样，当车辆处于正常工作时，相应踏板构件110和112重叠，并且接合孔122和124定位成使得凹坑122a和124a在这种重叠位置彼此对应，从而凹坑122a和124a在车体宽度方向上将接合构件保持在它们之间。

接下来，如可从图23中看出的那样，杠杆构件116在孔116c下方位置处具有接合固定部分126，用于固定相应踏板构件110和112。如可从图22和23中看出的那样，该接合固定部分126具有侧表面126a、折叠部分126b和后表面126c，其中为了防止它们在车体宽度方向分开，侧表面126a在车

体宽度方向上从两侧固定相应踏板构件110和112，而为了防止它们在向前或向后方向上枢转，折叠部分126b和后表面126c从前面和后面固定相应踏板构件110和112。

另一方面，当车辆碰撞时，杠杆构件116抵靠在仪表板构件14上，以产生冲击力，并且接合固定部分126的折叠部分126b被该冲击力变形，从而接合固定部分126和相应踏板构件110和112之间的接合解脱。此时，下踏板构件112相对于上踏板构件110在车体宽度方向上移动，并且释放接合构件118。

同时，相应踏板构件110和112通过接合构件118在向前和向后方向上彼此接合，使得当制动踏板处于工作状态时，相应踏板构件110和112可靠地和整体地枢转，并且不会由从踏板112a施加到折叠部分126b上的驾驶员的制动操作力而变形。

接下来，如可从图21和23中看出的那样，杠杆构件116在其后面且销轴106或孔116c的上方处具有第一抵靠部分130。该第一抵靠部分在仪表板构件14前面垂直延伸，并且当制动踏板支撑结构100向后移动时，它可靠地抵靠在仪表板构件14上。

同时，杠杆构件116具有在车体宽度方向折叠的凸缘部分132或第二抵靠部分，该凸缘部分或第二抵靠部分相对于销轴106或孔116c位于其前上部。当杠杆构件116相对于相应踏板构件枢转时，该第二抵靠部分132抵靠在凸轮构件114的上部的后侧表面114上，从而使得凸轮构件114枢转。

现在，参照图21、22、24和25，将详细描述本实施例的操作。

在本实施例的制动踏板支撑结构100中，当车辆正常工作时，相应踏板构件110和112通过接合固定部分126和接合构件118绕着销轴106枢转。踏板112a接受的力传递给连接到第一踏板构件110上的活塞杆36。

接下来，如图24所示，当车辆碰撞时，制动踏板单元102向后移动，然后杠杆构件116的第一抵靠部分130抵靠在仪表板构件14上，并且杠杆构件116受到使它在图中R所示方向上绕销轴106枢转的力的作用。

此时，接合固定部分126的折叠部分126b被从第一抵靠部分接受的冲击力，从图22所示的形状变形到在从车辆前面向后面的方向上直线延伸的形状。结果，使得相应踏板构件110和112重叠的接合力消失，并且杠杆构件116相对于相应踏板构件110和112在R所示方向上枢转。

而且, 折叠部分126b将图22所示的力F4施加到上踏板构件110和下踏板构件112上, 从而使得上踏板构件110和下踏板构件112向后移动。此时, 当制动踏板未处于工作状态时, 由于上踏板构件110连接到活塞杆36上, 所以上踏板构件110趋于保持在相同位置处, 而当制动踏板处于工作状态时, 下踏板构件112在脚施加在踏板上的力的作用下, 趋向于保持在相同位置处。另一方面, 由于上踏板构件110和下踏板构件112通过接合构件118彼此连接, 所以不论当制动踏板处于工作状态还是非工作状态时, 相应踏板构件110和112都不会很容易地向后移动。

在这种状态下, 由于接合构件118在形状上形成球形, 所以在力F4的作用下, 相应踏板构件110和112倾向于以接合构件118为支点在车体宽度方向上间隔开。此外, 当折叠部分126b在作用于相应踏板构件上的摩擦力的作用下变形时, 折叠部分126b将图22中所示的力F4施加到相应踏板构件110和112上, 从而相应踏板构件110和112倾向于在车体宽度方向上间隔开。

此时, 由于上踏板构件110连接到活塞杆36上, 其在车体宽度方向的移动受到限制, 而下踏板构件112能够在车体宽度方向移动, 并且下踏板构件112因此在车体宽度方向上远离上踏板构件110移动。

在车辆从前到后方向上的接合力和使得相应踏板构件110和112在车体宽度方向上重叠的接合力消失, 从而下踏板构件112在车体宽度方向上远离上踏板构件110。结果, 如可从图25中看出的那样, 接合构件118从接合孔122和124中脱出, 并且相应踏板构件因此能够相对彼此在从前到后方向上枢转。

另一方面, 如可从图24中看出的那样, 当杠杆构件116在方向R上枢转时, 第二抵靠部分132抵靠在凸轮构件114的上部的上后侧表面114e上, 从而凸轮构件114倾向于在S方向枢转。此时, 如上所述, 由于下踏板构件112能够相对于上踏板构件110在从前向后方向上枢转, 如图25中所示, 凸轮构件114的下部的后下侧表面114b推动在下踏板构件112的顶部形成的前侧表面112b。结果, 下踏板构件112在方向T上从点划线所示位置向实线所示位置强制枢转。

因此, 在本发明的本实施例中, 下踏板构件112可以由杠杆构件116和凸轮构件114可靠地强制移动, 从而防止下踏板构件112向后移动到车辆驾

驾驶室中。

在本发明的替代实施例中，杠杆构件116或抵靠构件的第一抵靠部分130可以与上述第一至第三实施例的翼状凸轮或抵靠构件50、80或90的抵靠部分50g、50h、80g和90g同样形成。同时，通过调节杠杆构件或抵靠构件116的第二抵靠部分132与凸轮构件114的上后侧表面114e之间的距离，可以获得与第一至第三实施例相类似的效果。

同时，如上面相对于第一至第三实施例所描述的，通过在车辆的仪表板构件14或加强构件上设置车辆的抵靠构件32、92、94或96，可以获得与第一至第三实施例类似的效果。

而且，通过选择杠杆构件116或抵靠构件的形状和延伸方向，或者通过选择凸轮构件114的外形或轮廓及其位置，可以获得类似于由第一实施例的连接机构60获得的相对于翼状凸轮50的枢转特性和连接伸长孔68的枢转特性描述的结果。通过加上这种特性，可以获得与下踏板构件48的特性相同的强制移动特性。

尽管已经相对于制动踏板单元描述了第一至第四实施例，但是本发明也可以应用于包括离合器踏板单元或油门踏板单元在内的其他踏板单元。

因此，根据本发明的第一至第四实施例，可以获得紧凑的和整体的踏板单元，其中踏板可以在车辆的向前方向上可靠地强制移动。

尽管已经参照特定优选实施例对本发明进行了描述，但是本领域普通技术人员将认识到，在保持在本发明的范围和精神之内的前提下可以作出修改和改进。本发明的范围由所附权利要求唯一确定。

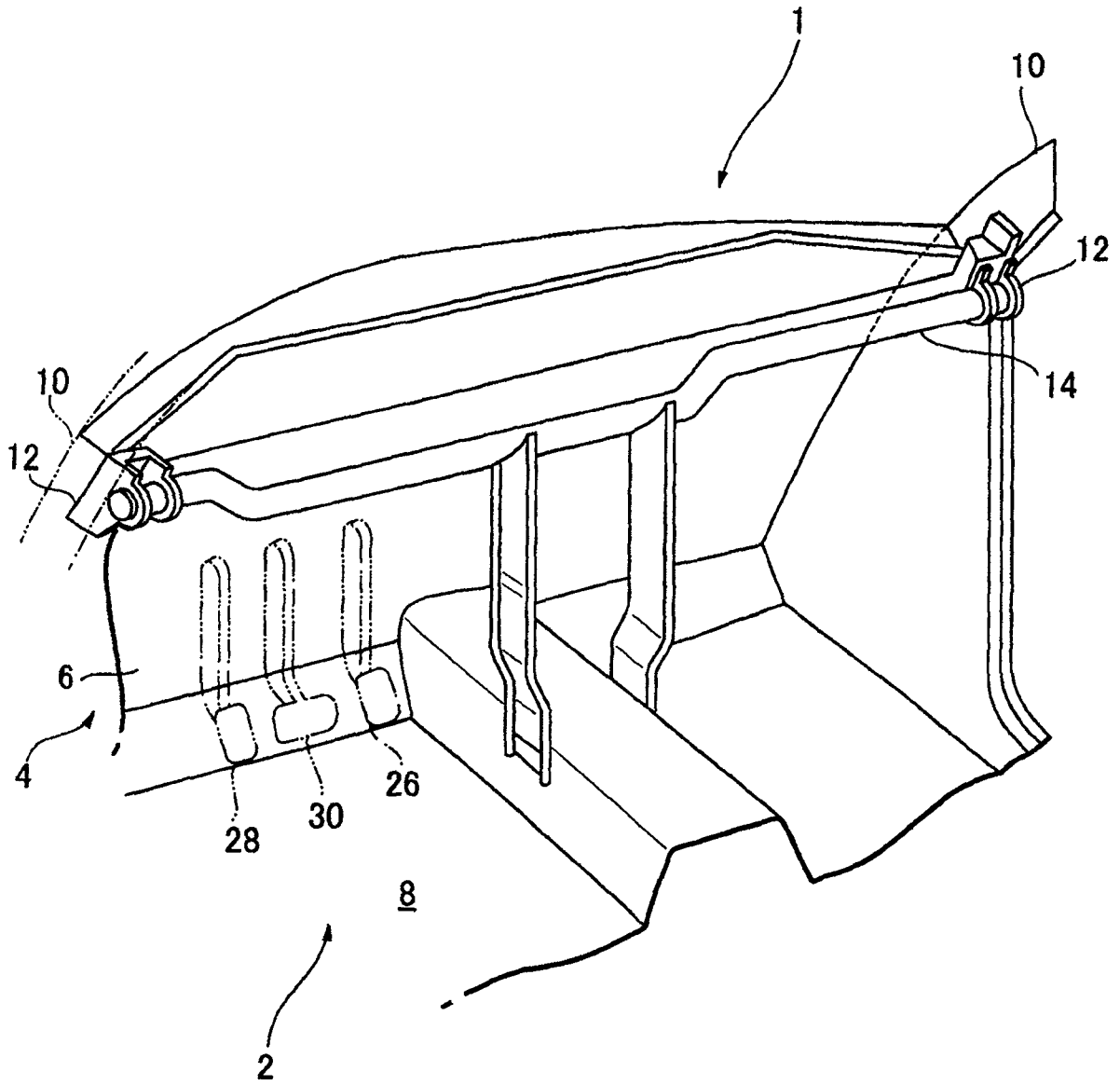


图 1

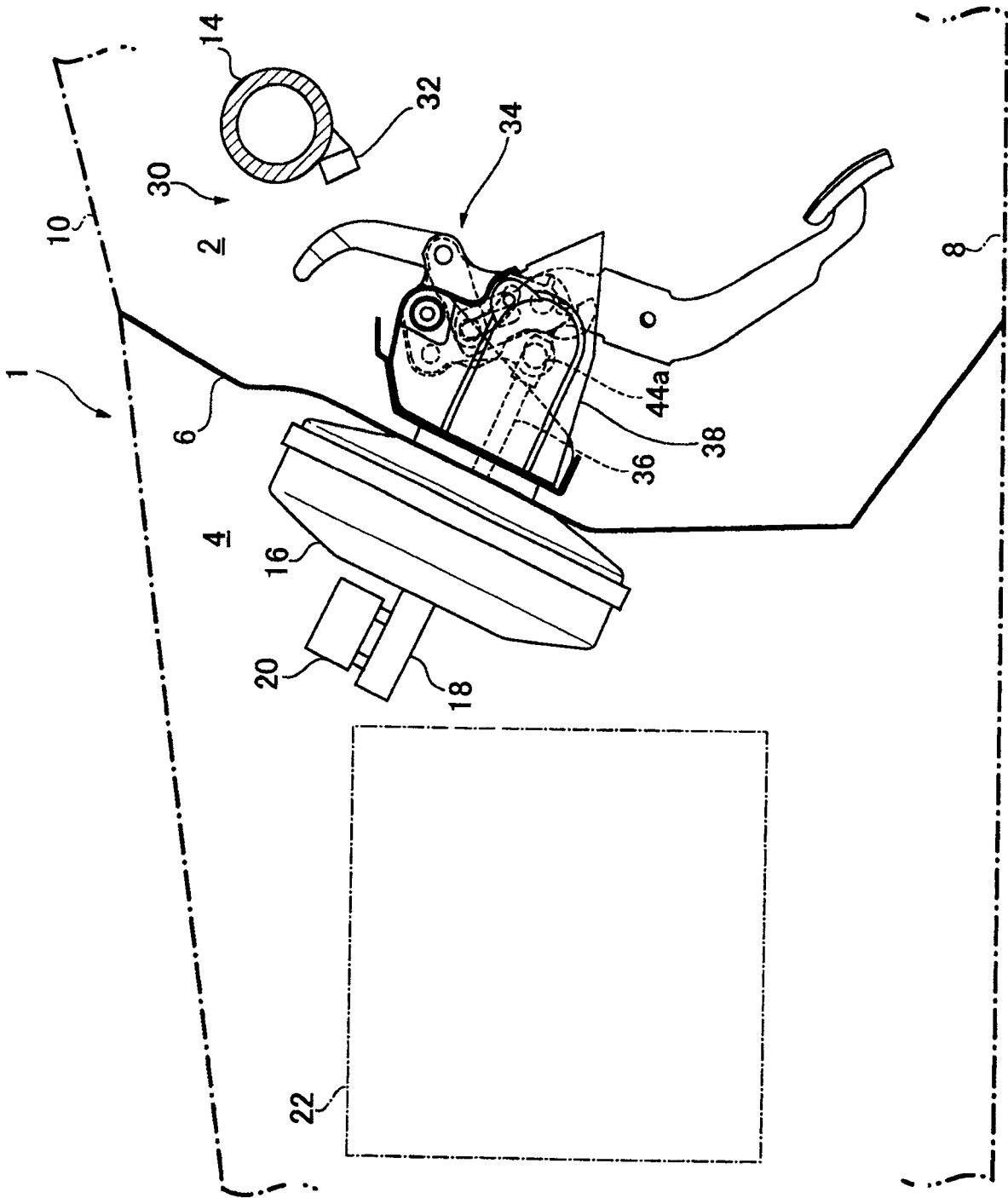


图 2

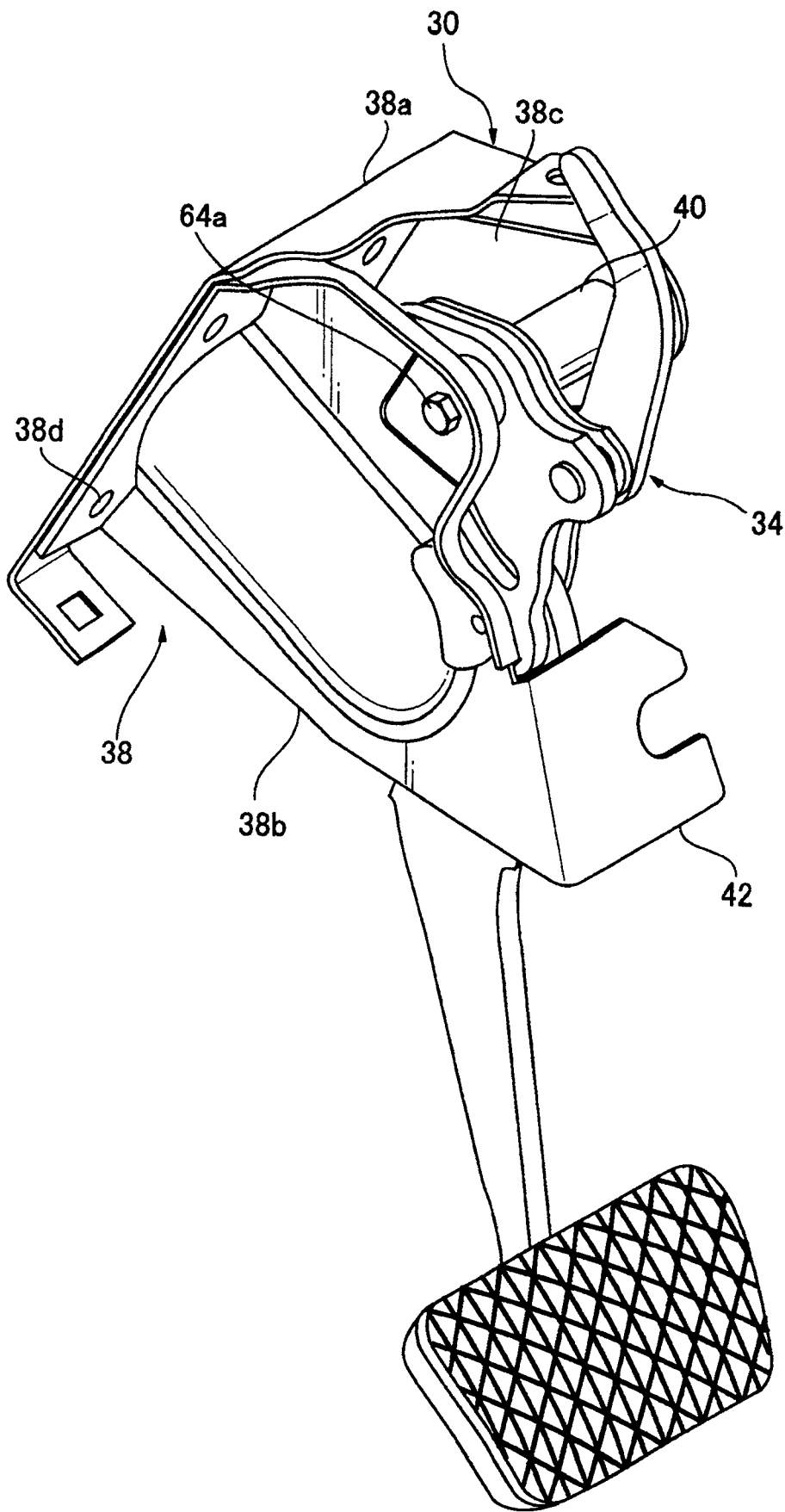


图 3

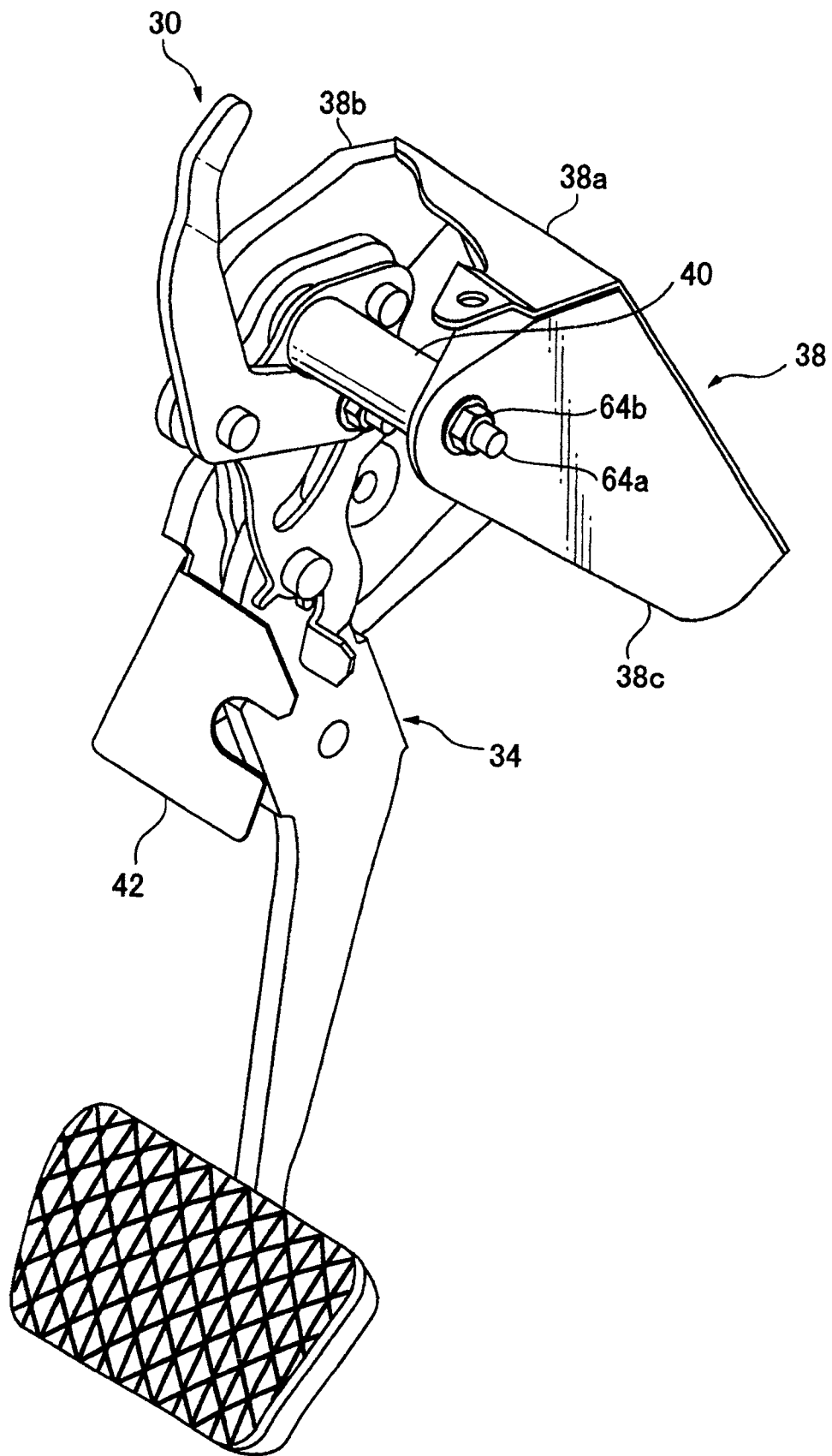


图 4

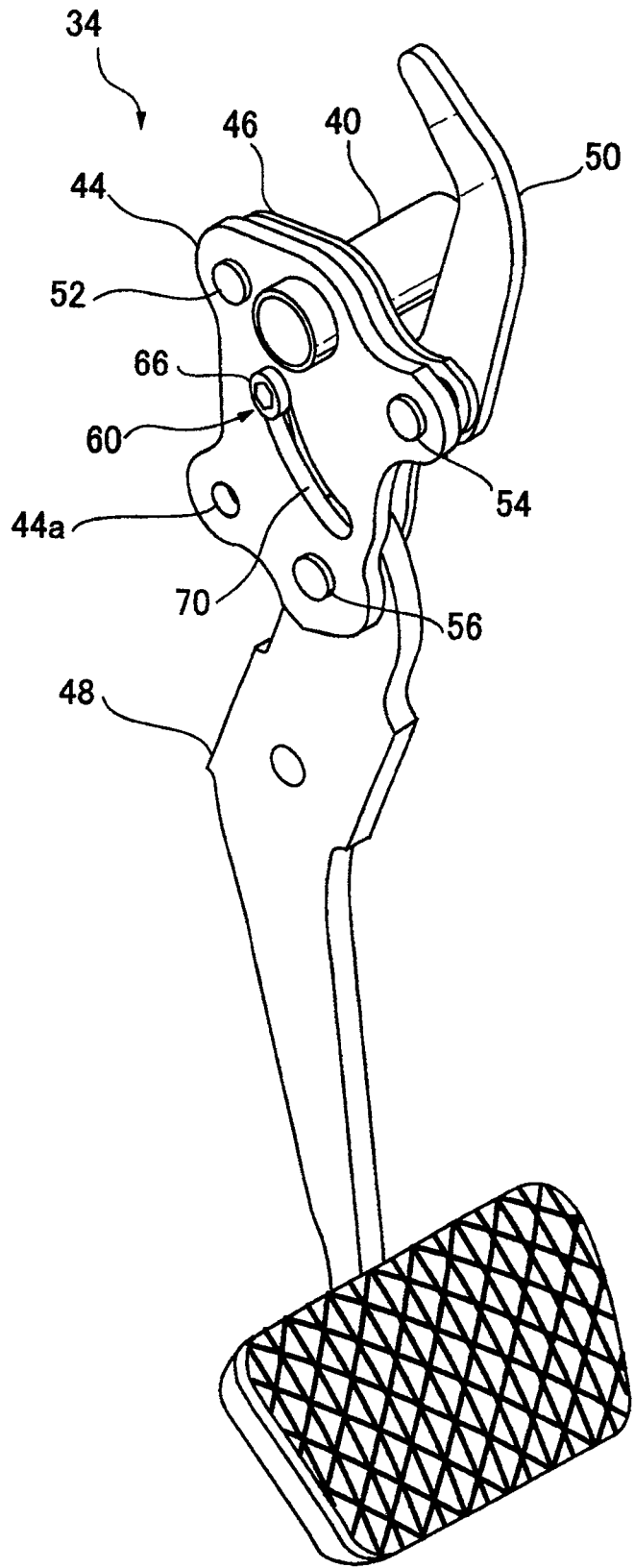


图 5

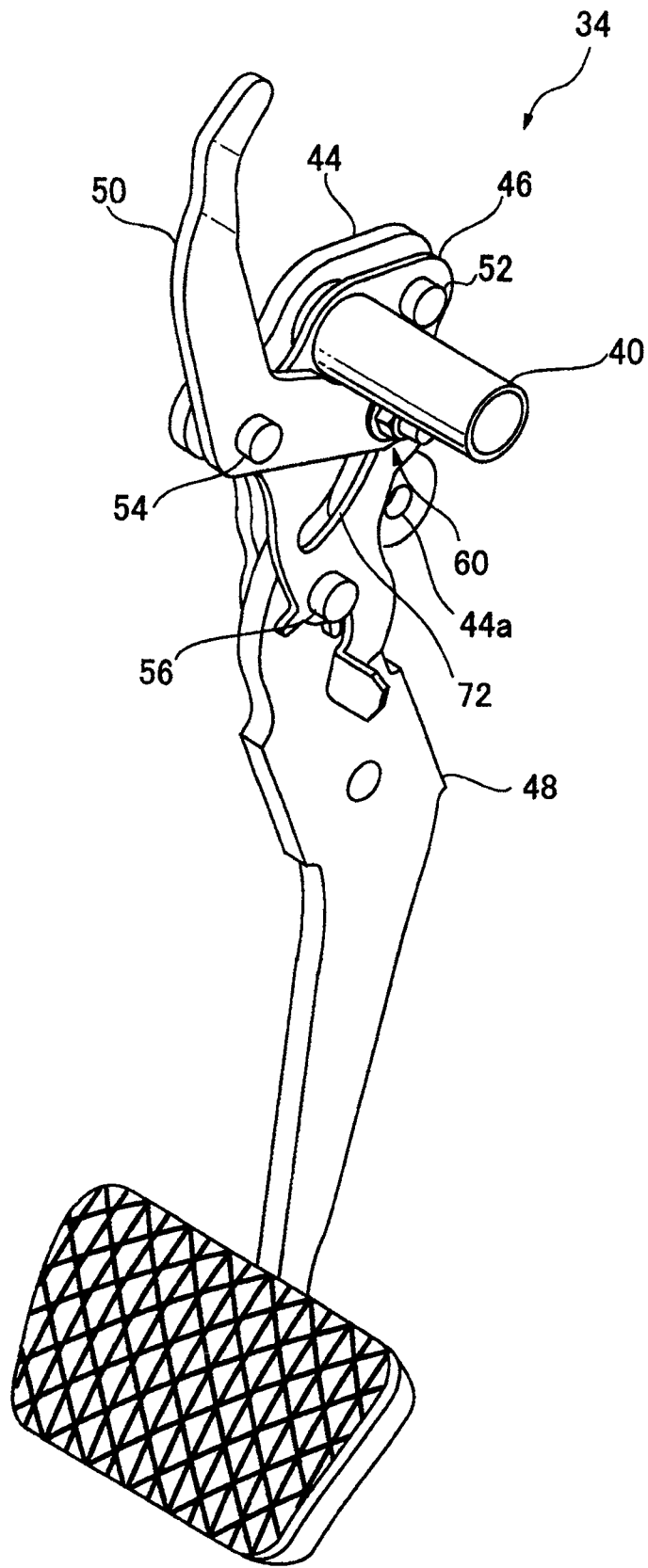


图 6

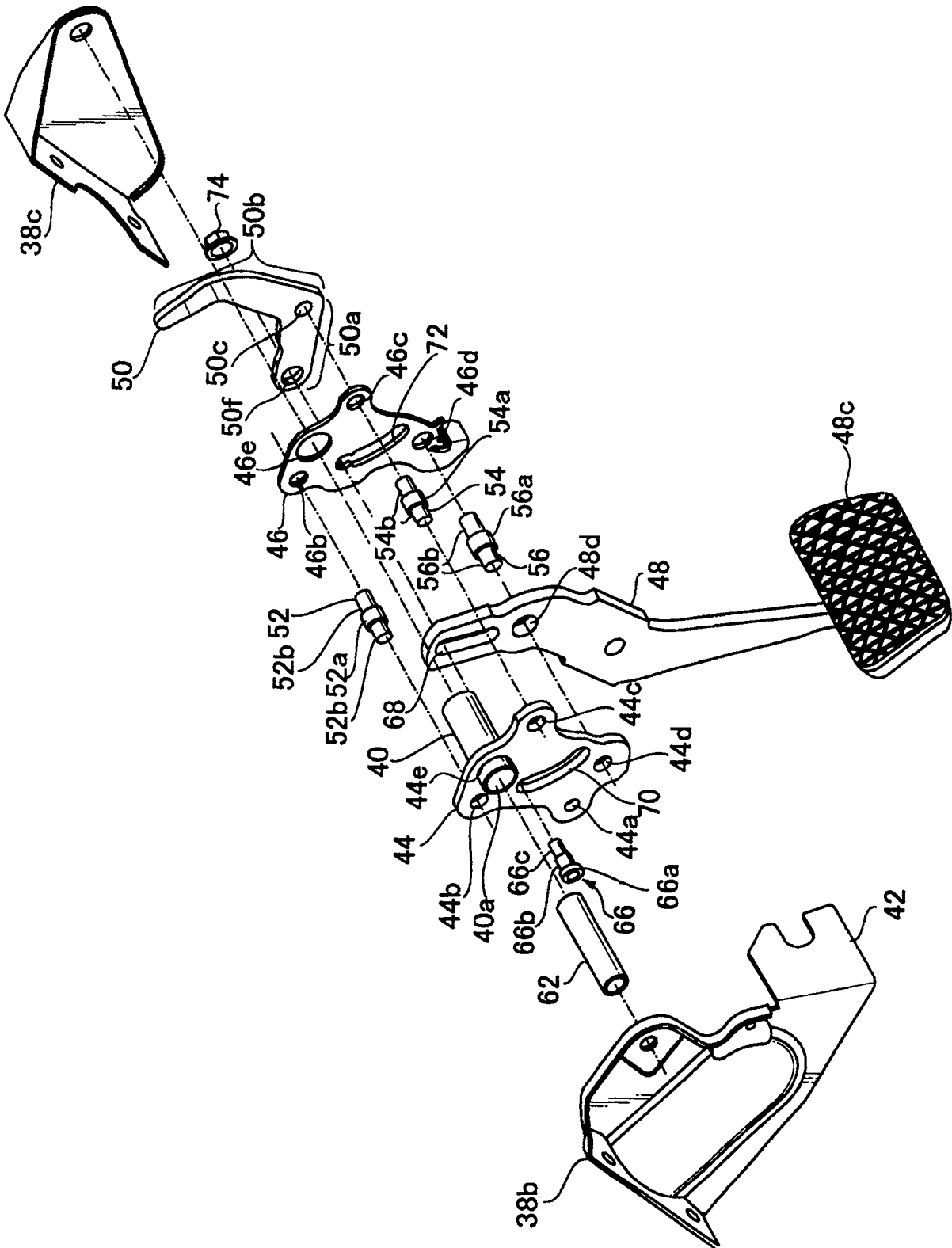


图 7

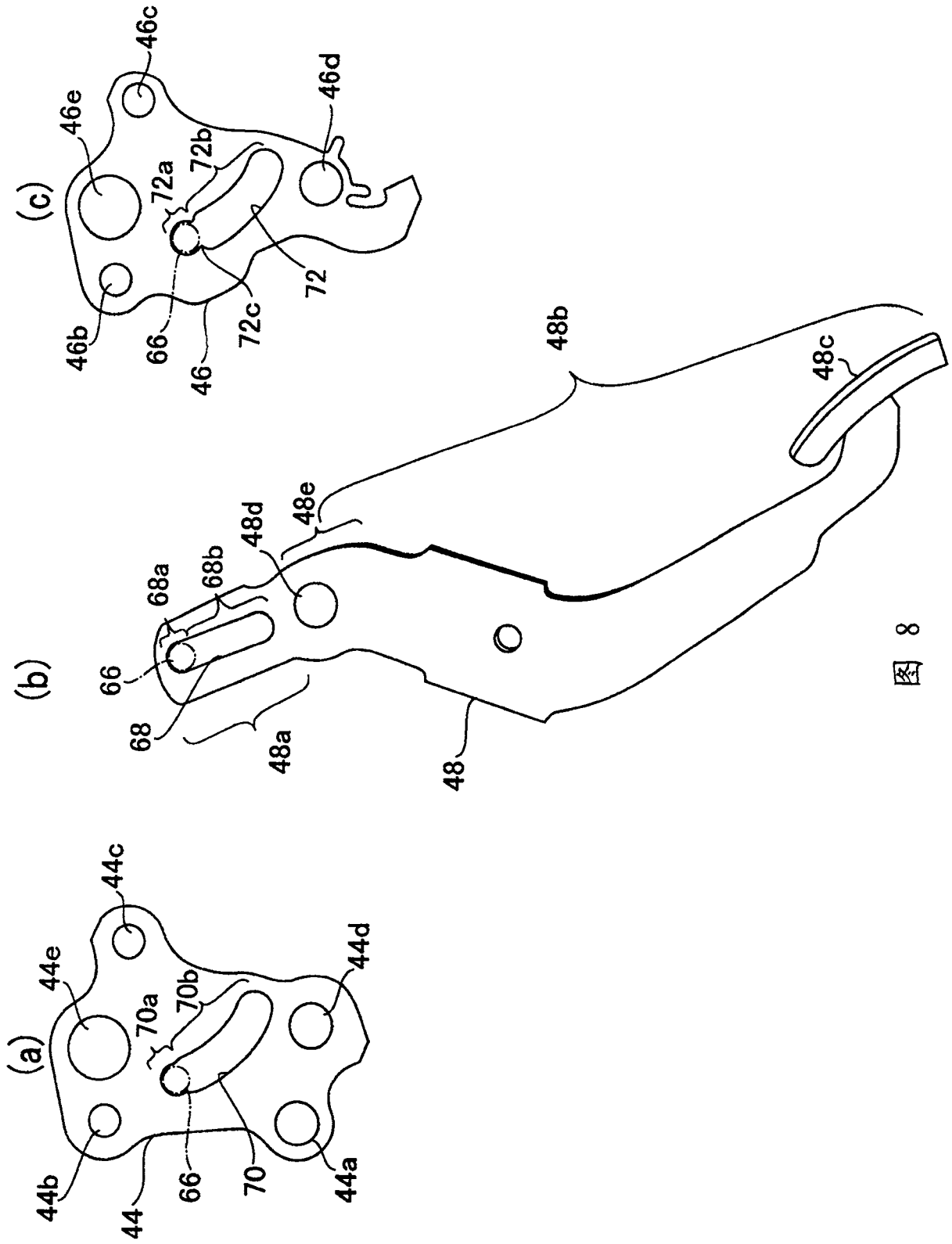


图 8

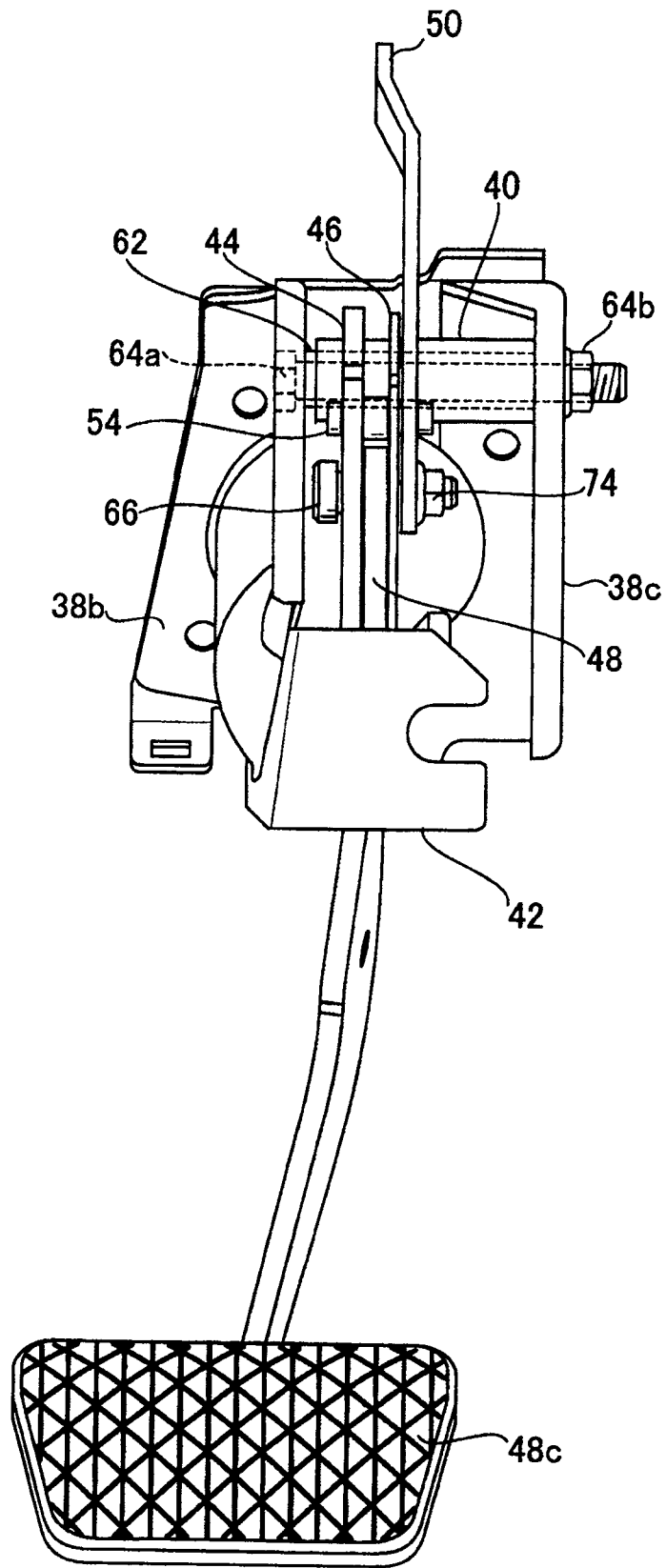


图 9

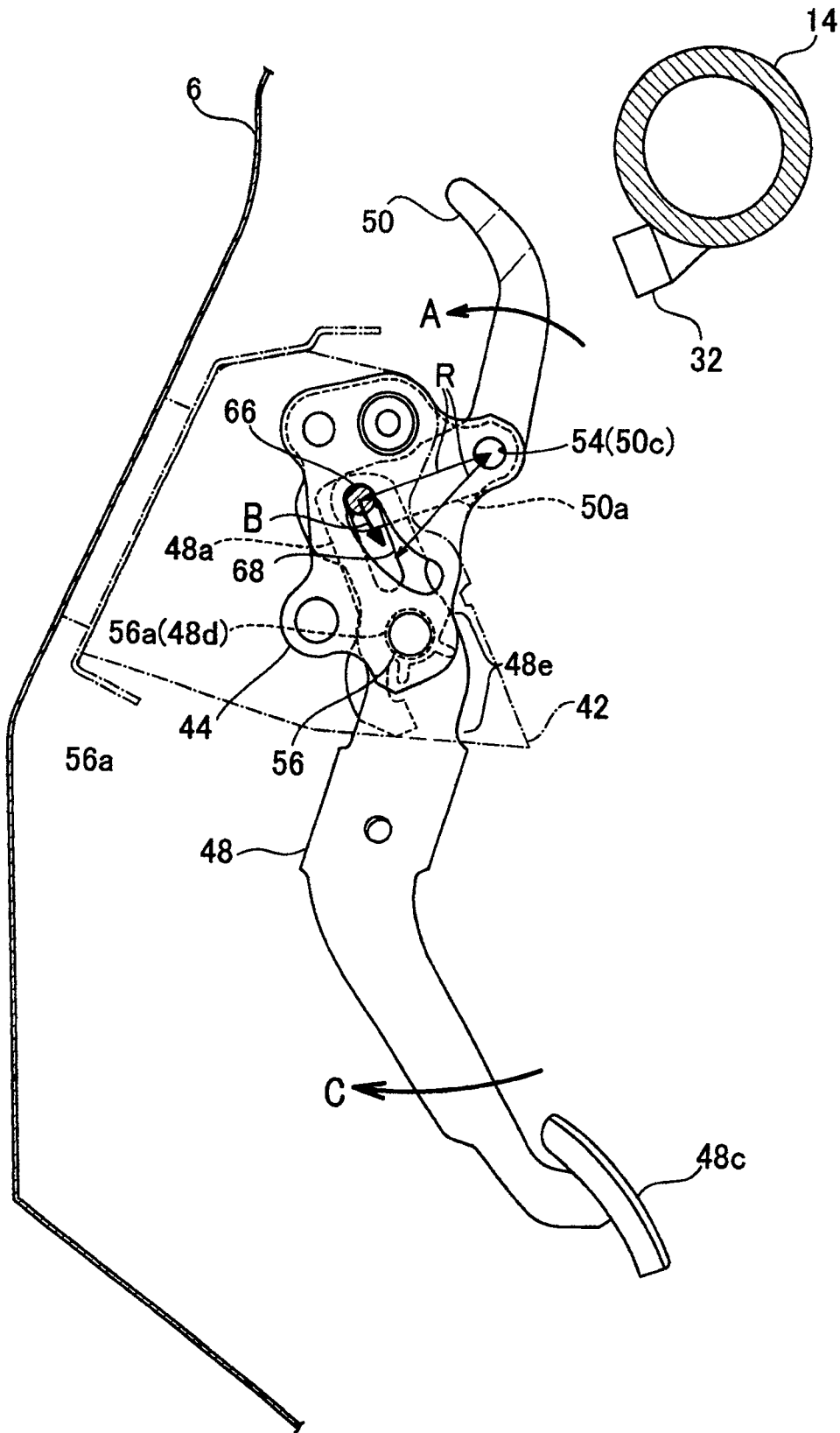


图 11

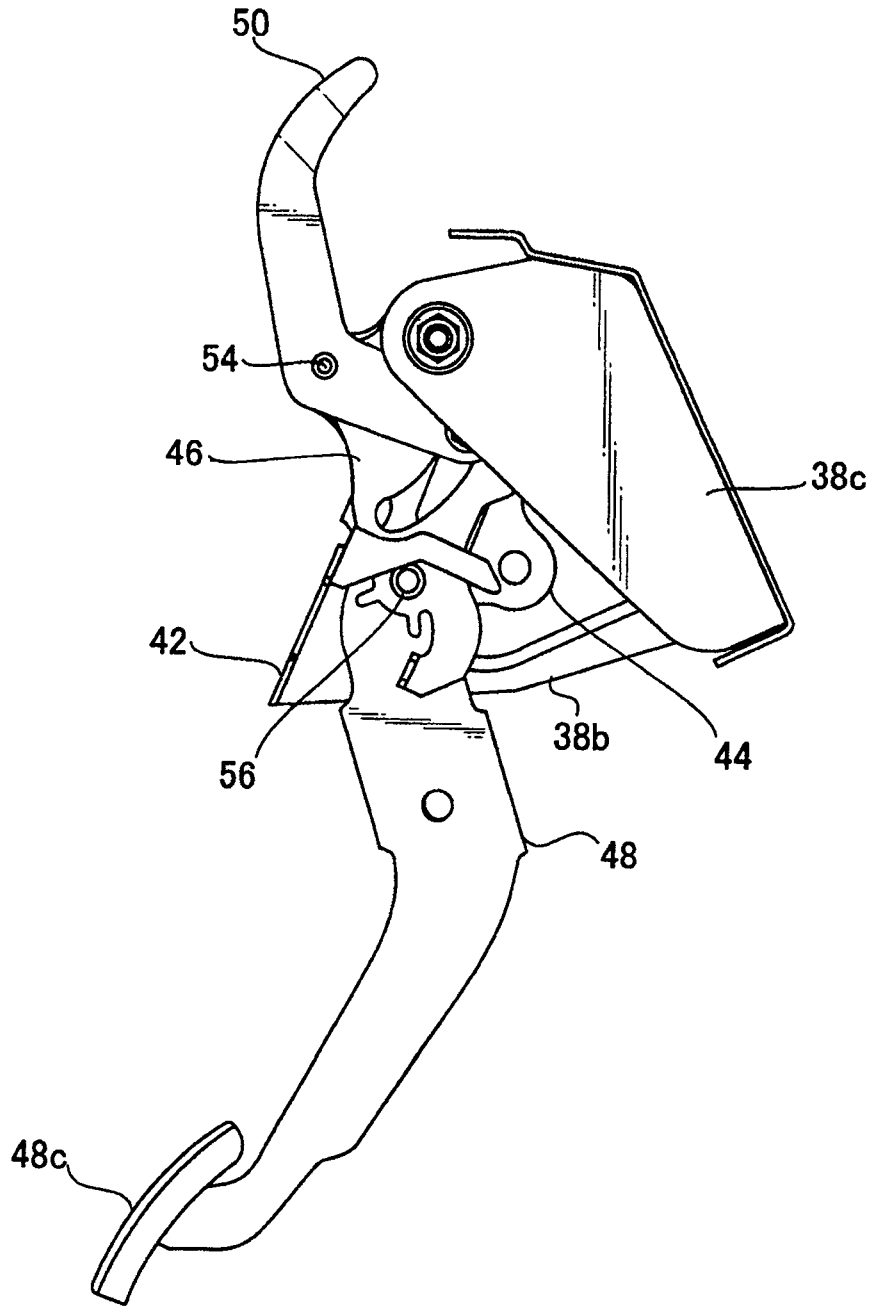


图 12

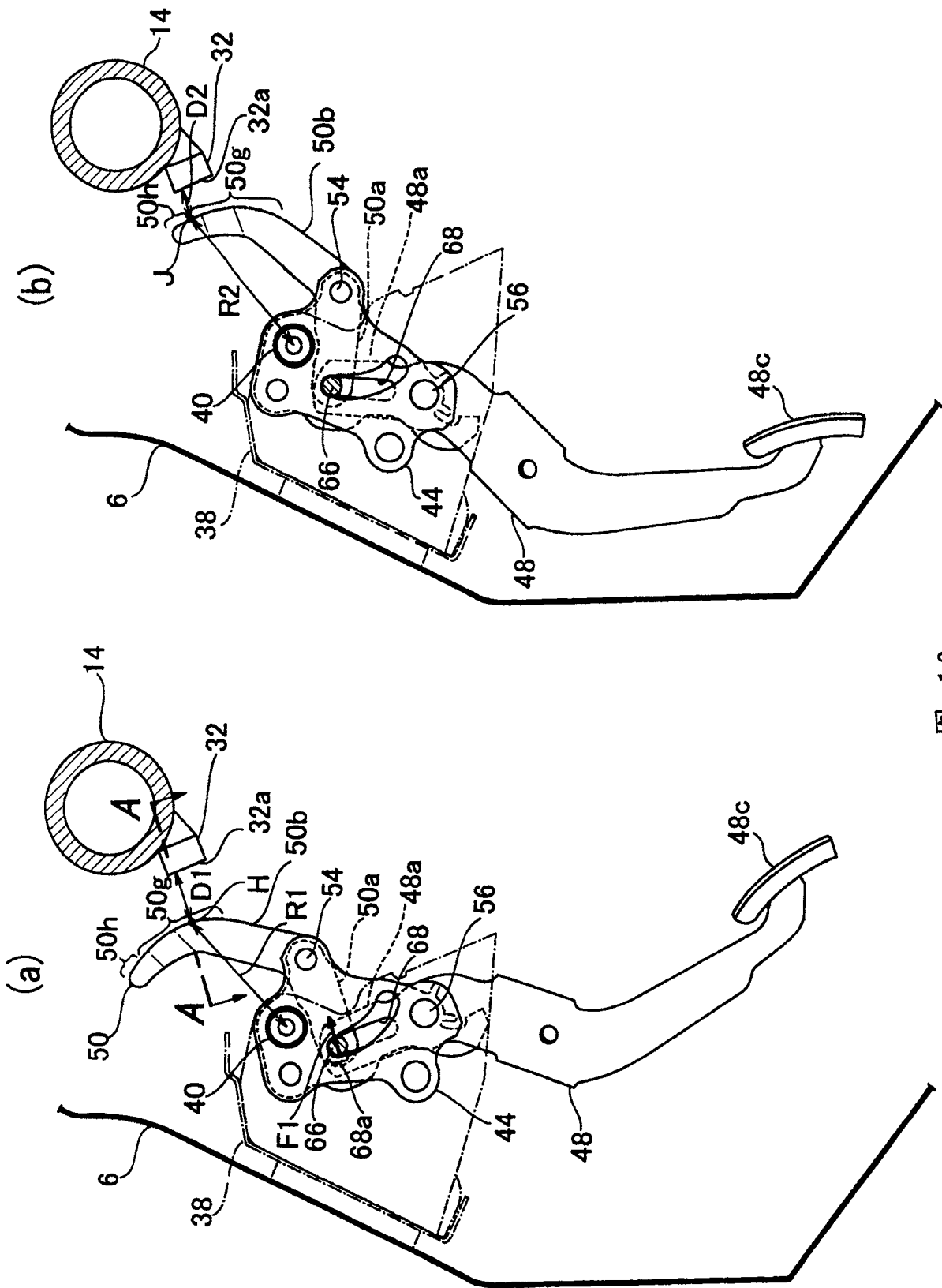


图 13

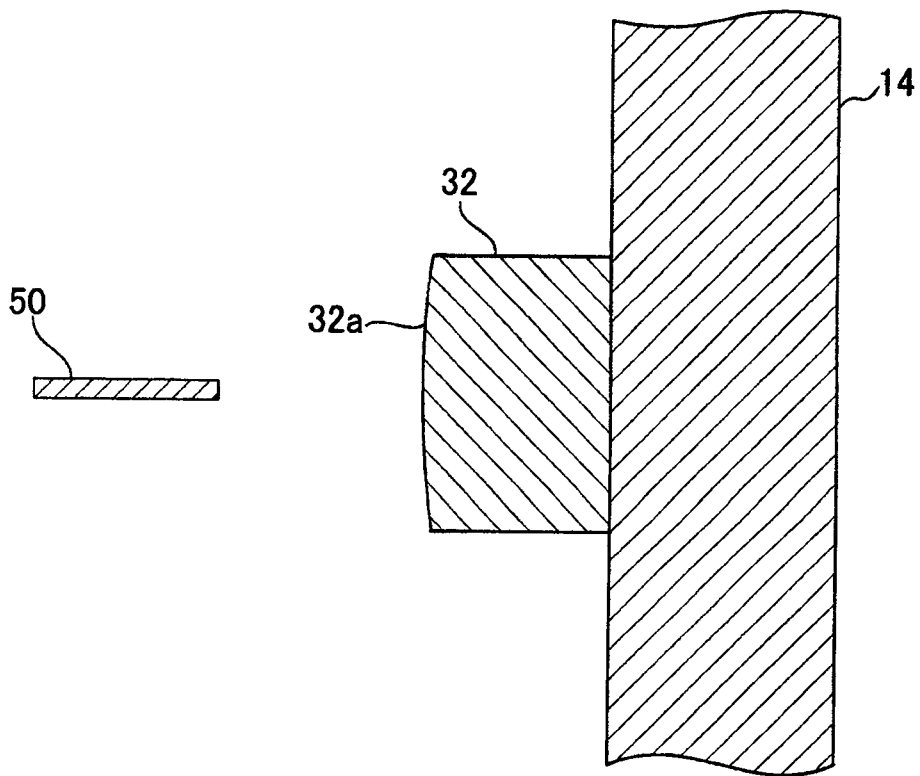


图 14

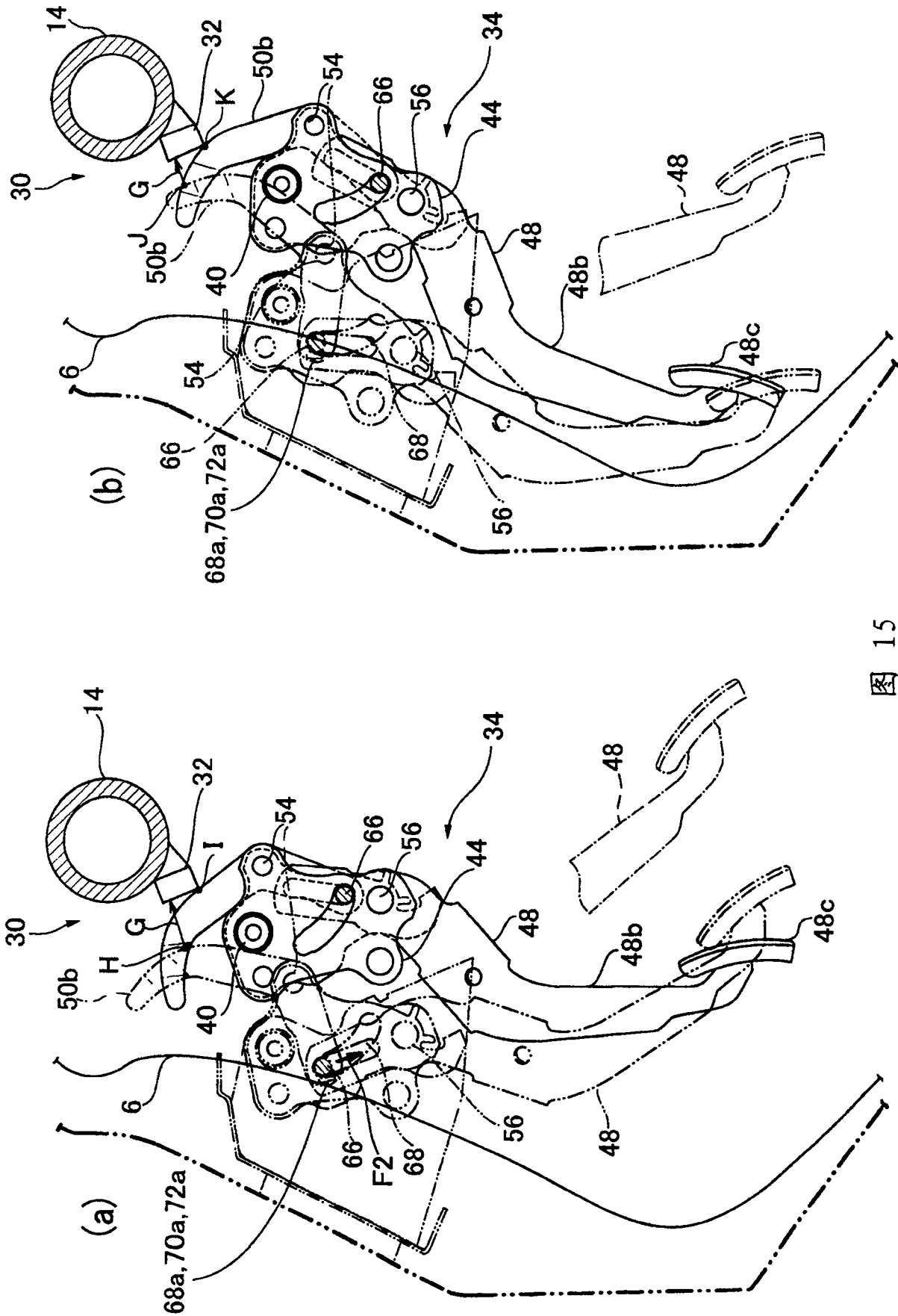
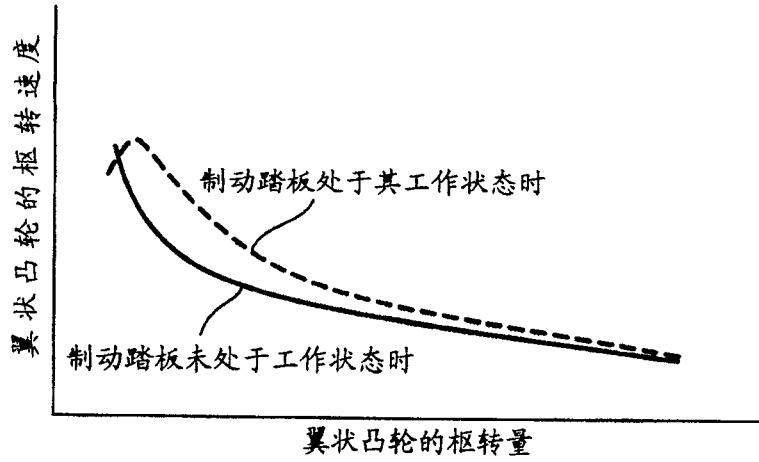
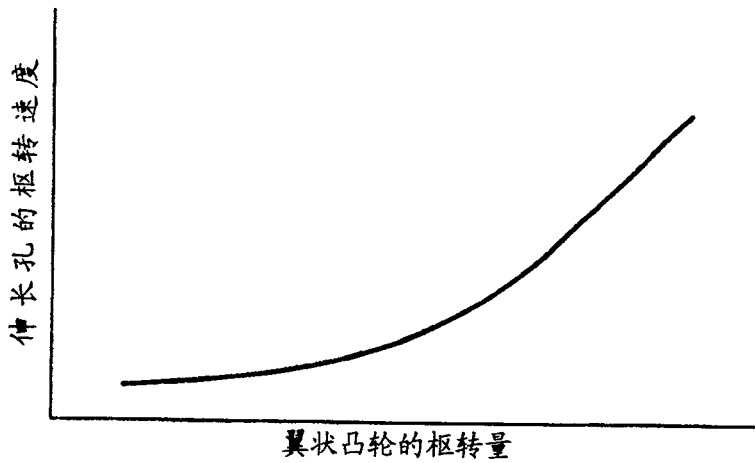


图 15

(a) 翼状凸轮的枢转速度特性



(b) 连接机构的伸长孔的枢转特性(翼状凸轮枢转速度恒定)



(c) 下踏板构件的强制移动特性

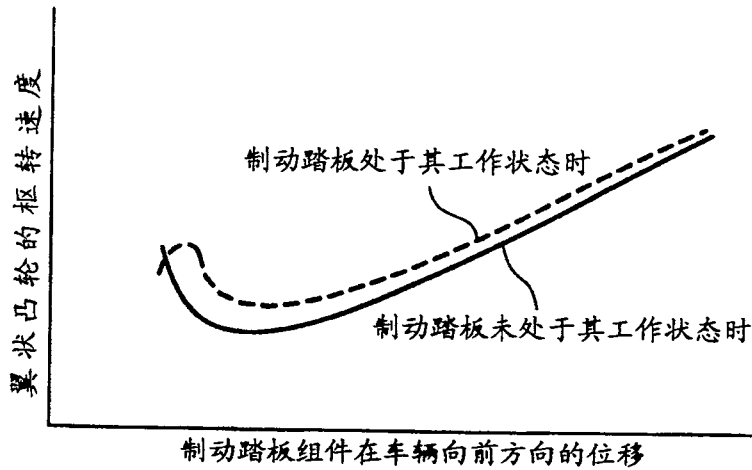


图 16

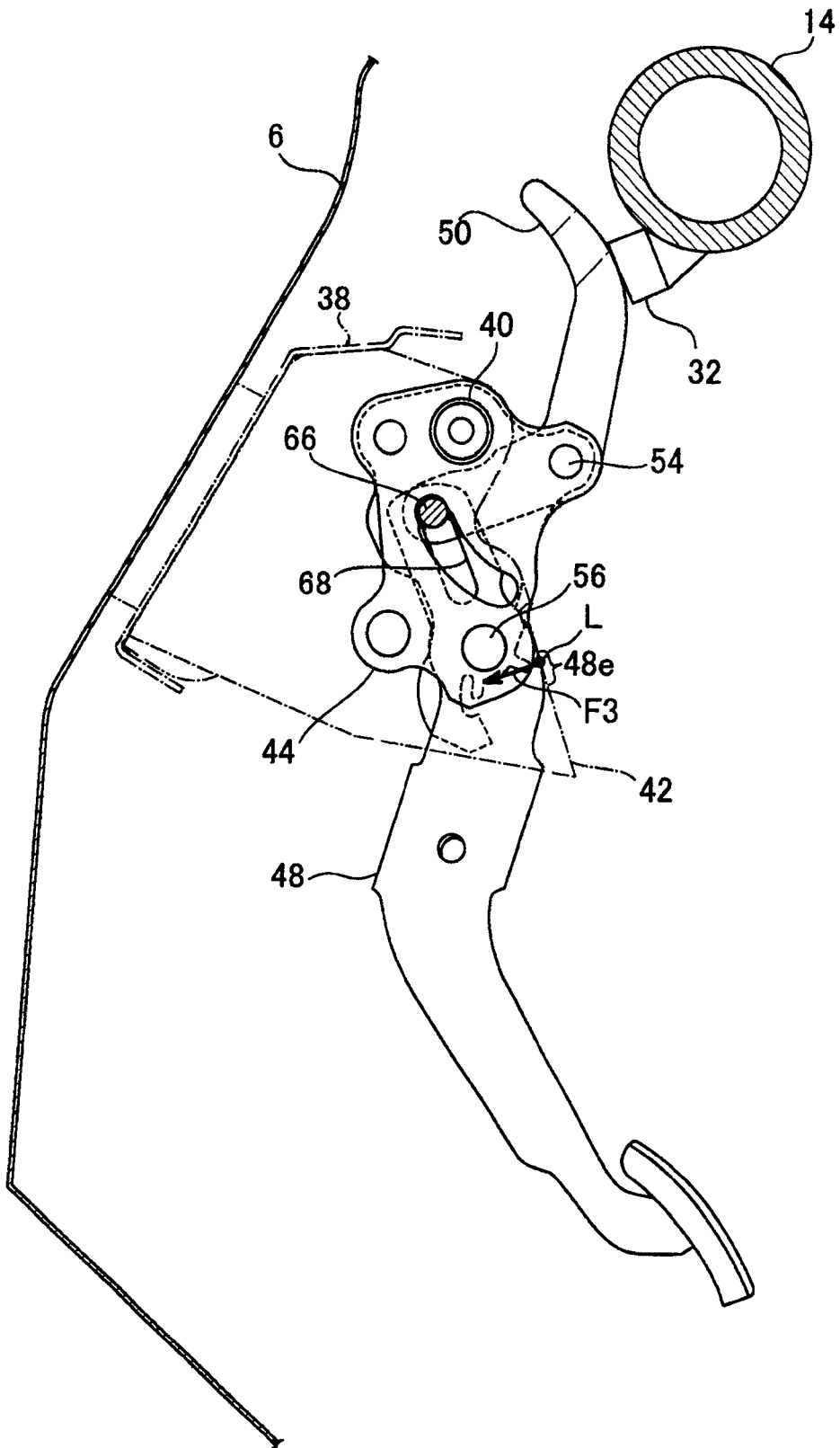


图 17

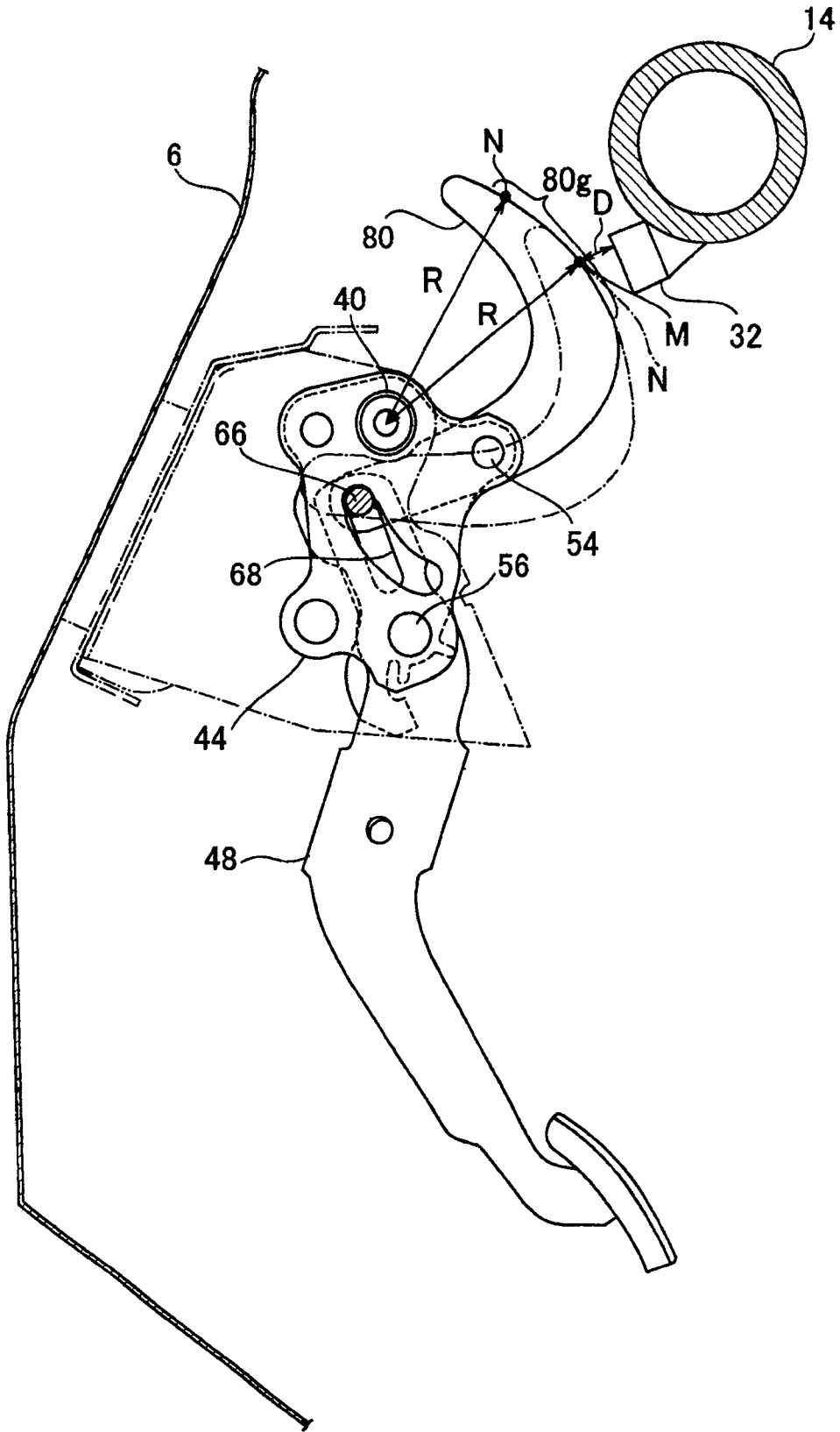


图 18

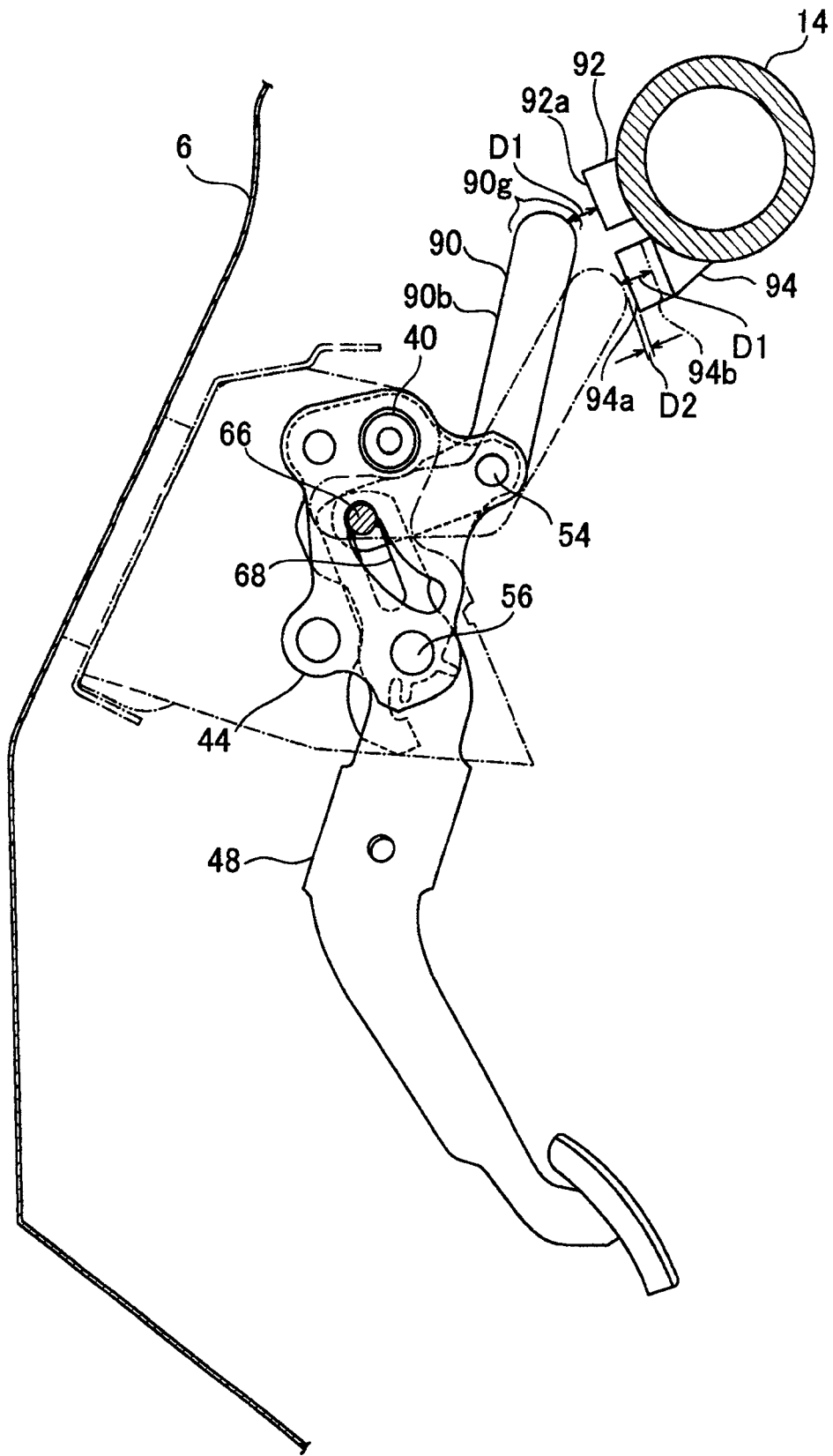


图 19

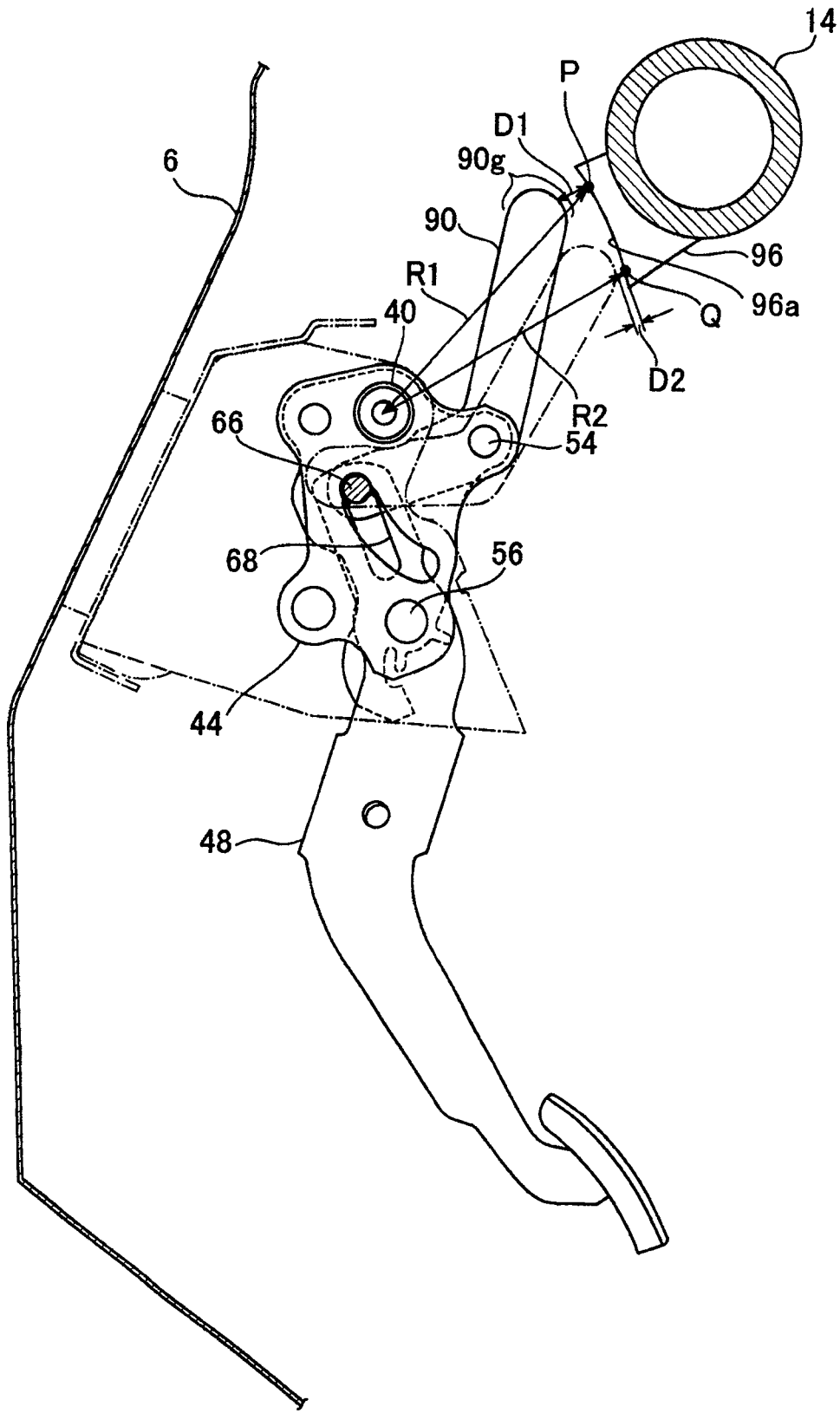


图 20

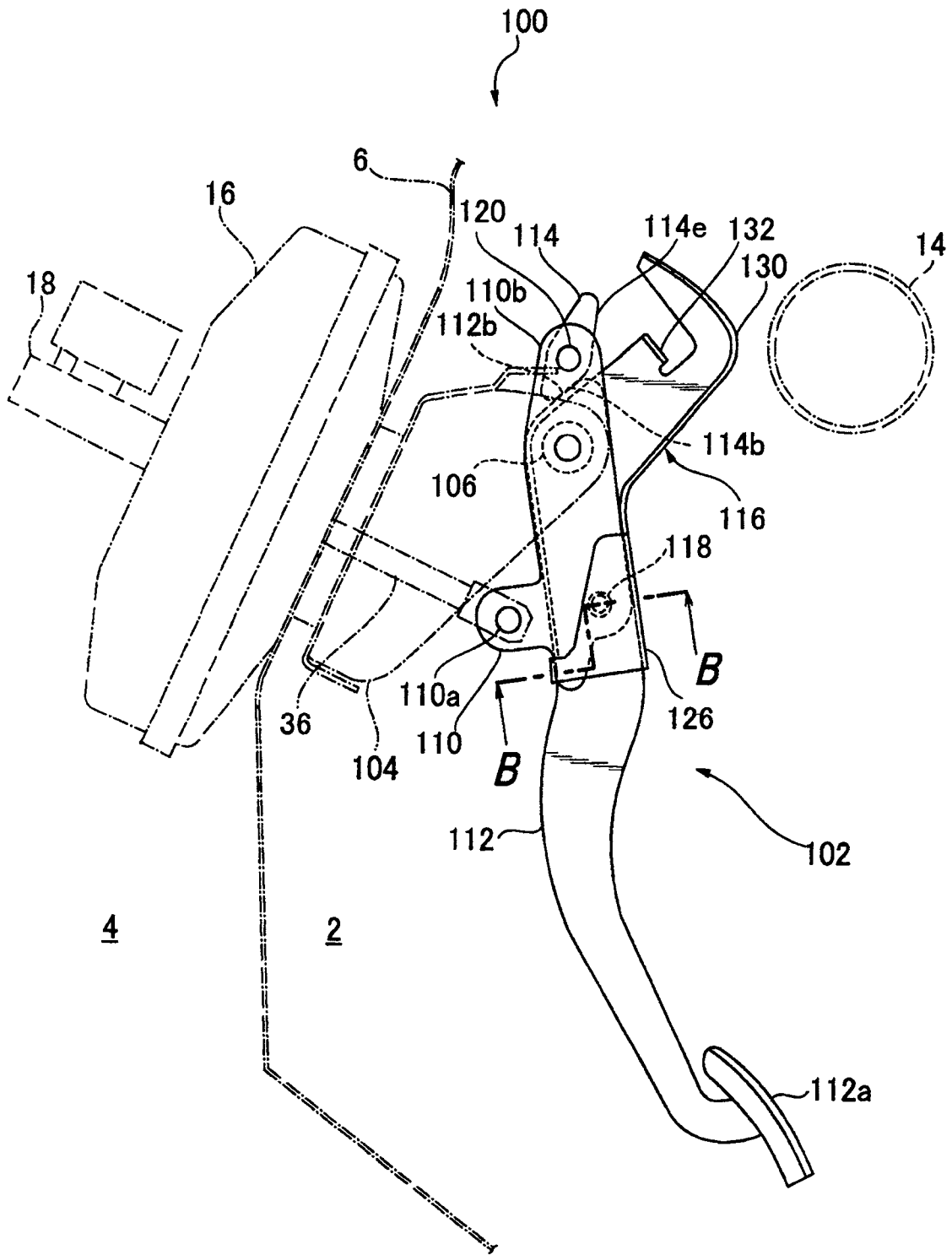


图 21

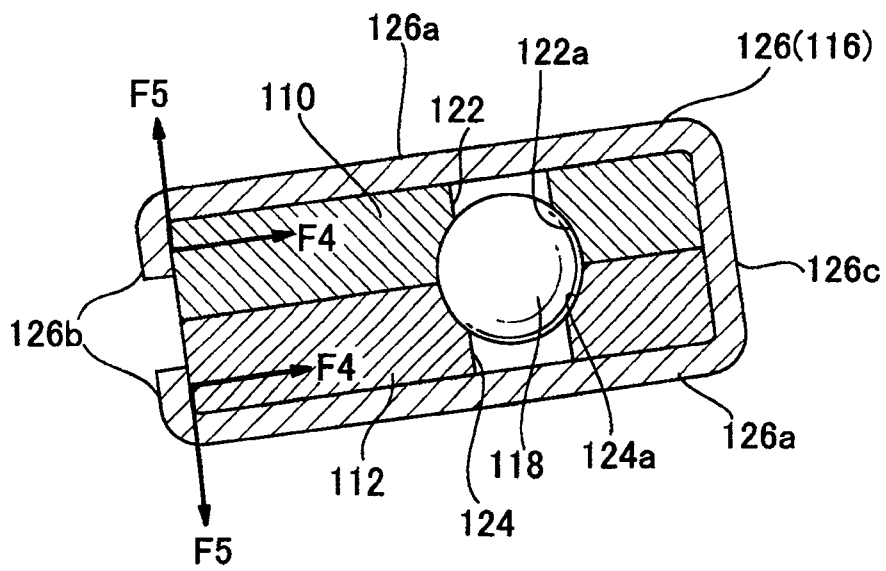


图 22

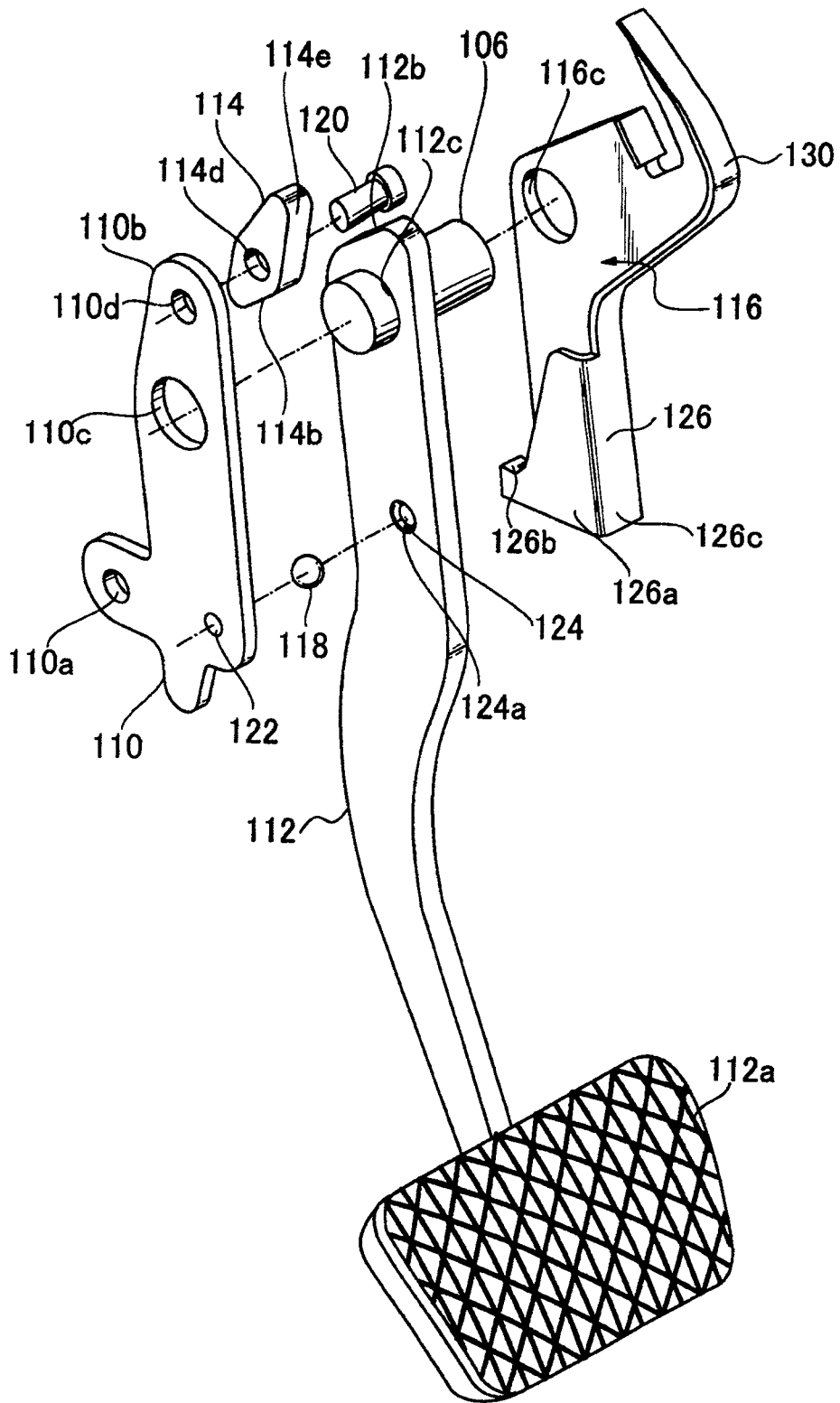


图 23

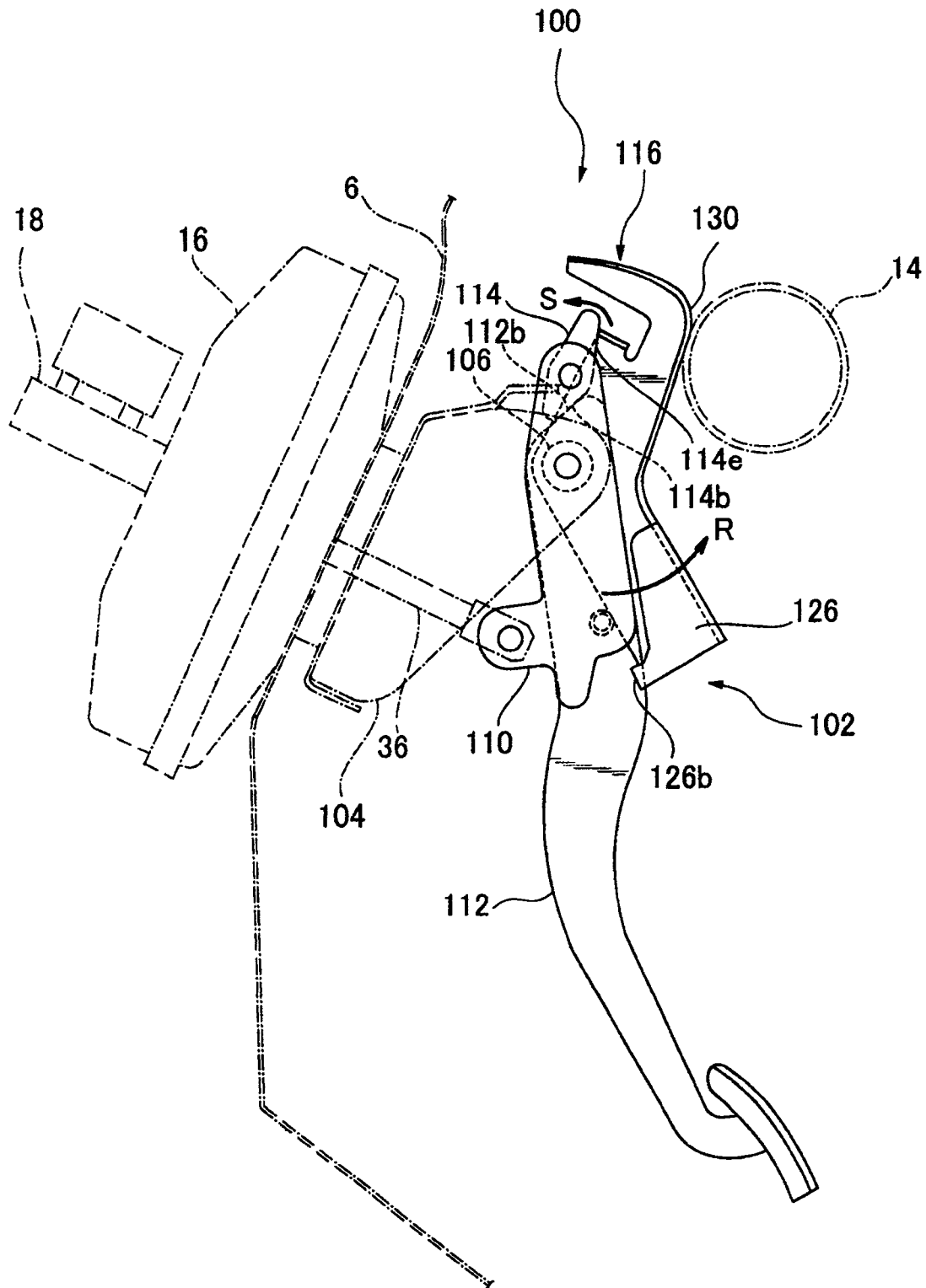


图 24

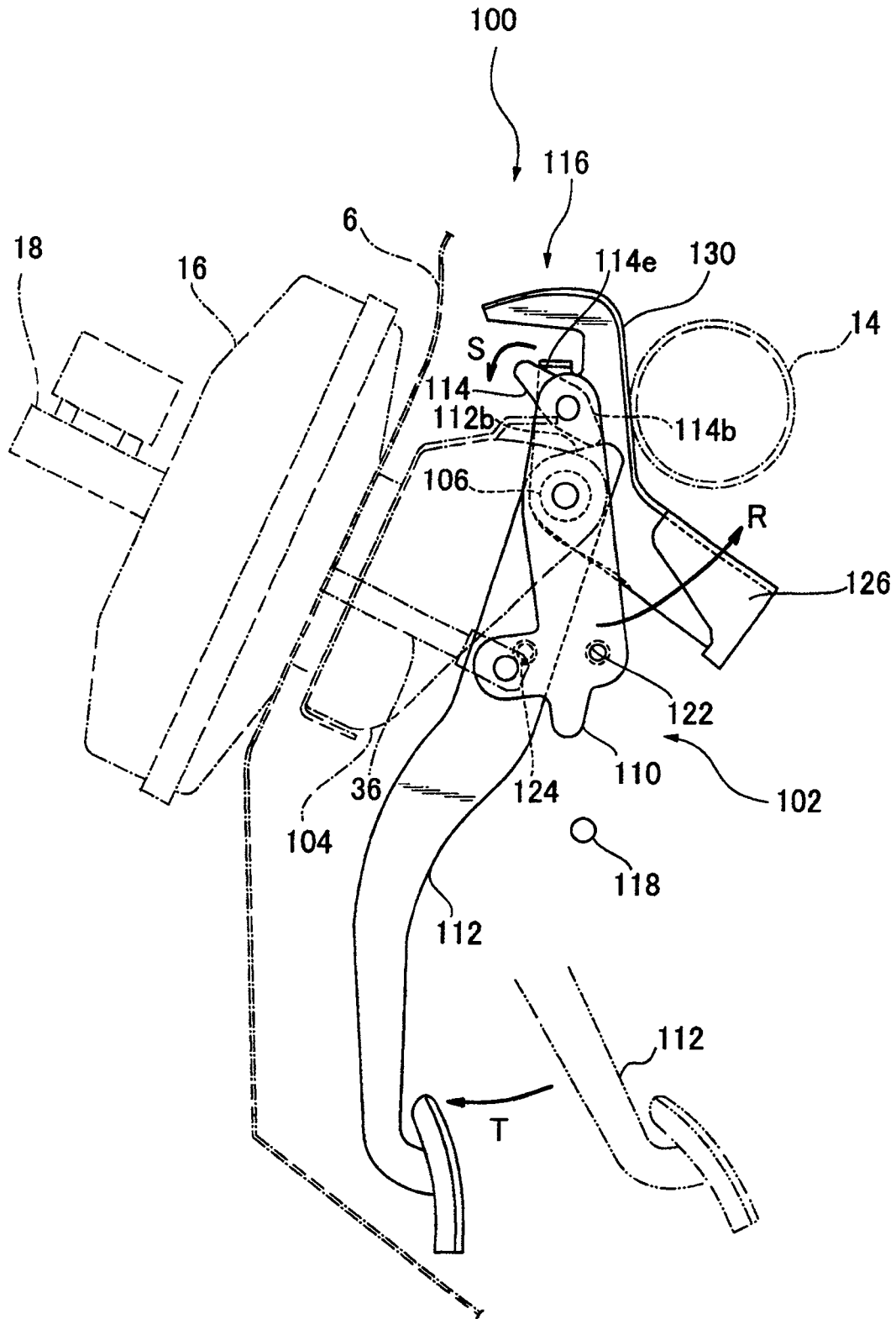


图 25