

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F01D 9/02 (2006.01)

F01D 17/16 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 02155825.6

[45] 授权公告日 2009 年 5 月 20 日

[11] 授权公告号 CN 100489278C

[22] 申请日 2002.11.15 [21] 申请号 02155825.6

[30] 优先权

[32] 2001.11.15 [33] US [31] 09/999275

[73] 专利权人 通用电气公司

地址 美国纽约州

[72] 发明人 W·R·博文 J·C·波特

M·J·赫利

[56] 参考文献

US5324165A 1994.6.28

US5601370A 1997.2.11

DE19608017C1 1997.5.7

US5609421A 1997.3.11

US4604030A 1986.8.5

US6086327A 2000.7.11

US5236080A 1993.8.17

审查员 韩 宇

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

代理人 周备麟 郑建晖

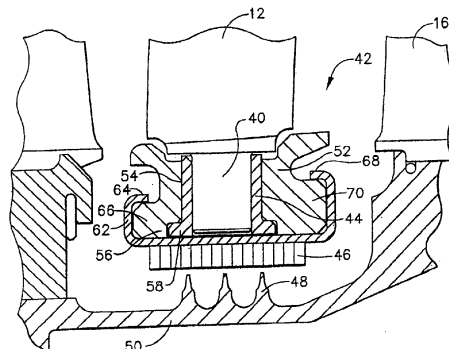
权利要求书 3 页 说明书 8 页 附图 3 页

[54] 发明名称

可变定子叶片支承结构

[57] 摘要

本发明涉及一种用于支承涡轮机定子叶片(12)围绕定子叶片摆动轴线作摆动运动的定子叶片支承结构(42)和一种用于保持管状衬套(44)和承载件(52)之间面对面接触的方法。用于涡轮机可变位置定子叶片(12)的耳轴支承。定子叶片(12)包括上耳轴(28)和下耳轴(40)以允许定子叶片围绕纵轴线摆动。下耳轴(40)支承在环形定子叶片承载环(52)的孔(54)内的衬套(44)中,且衬套44带纵向缝隙,并在侧向地压缩状态下装入承载环(52),以便装入承载环(52)时衬套(44)压靠承载环孔(54)并定位在其中。当承载环材料随温度升高膨胀时,衬套(44)中的预压使它膨胀以保持衬套(44)与孔(54)之间的紧密摩擦接触并且因此防止衬套(44)和承载环(52)之间的相对转动来减少承载环材料的磨损。



1. 用于支承涡轮机定子叶片（12）围绕定子叶片摆动轴线作摆动运动的定子叶片支承结构（42），所述支承结构包括：

a) 用于支承从定子叶片（12）的纵向端延伸的耳轴（40）的承载件（52），承载件（52）由具有第一热膨胀系数的材料制成并包含由开口直径限定的孔（54）；

b) 在承载件（52）上的孔（54）中装有一个用于安置耳轴（40）的圆柱形衬套（44），衬套（44）包括一个安置耳轴（40）与其相对转动的管体壁（74），其中管体壁（74）包括纵向延伸的缝隙（72）以允许通过施加侧向压缩力来减小衬套（44）的外径，管体壁（72）在放松状态下具有一个比承载件（52）的孔（54）的直径大的外径，以便当衬套（44）被侧向压缩到小于其初始外径的外径时，它被插入到承载件（52）的孔（54）中，并且在释放压缩力时通过压配合能保持在其中，其中当所述承载件和所述衬套处于正常工作温度下时，保持所述压配合，并且所述衬套（44）由具有比所述第一热膨胀系数低的第二热膨胀系数的材料制成。

2. 如权利要求1所述的定子叶片支承结构（42），其特征在于，承载件（52）是一个具有多个周向间隔的、径向延伸的孔（54）的环状环，来安置和可摆动地支承多个定子叶片（12）。

3. 如权利要求2所述的定子叶片支承结构（42），其特征在于，承载件（52）具有内周面，该内周面包括具有预定轴向宽度的环形凹槽（56），其中径向延伸的孔（54）延伸到环形凹槽（56）。

4. 如权利要求3所述的定子叶片支承结构（42），其特征在于，承载件（52）由具有从 5.56×10^{-6} 米/米/摄氏度（ 10×10^{-6} 英寸/英寸/华氏度）至 7.78×10^{-6} 米/米/摄氏度（ 14×10^{-6} 英寸/英寸/华氏度）范围的热膨胀系数的材料制成。

5. 如权利要求1所述的定子叶片支承结构（42），其特征在于，衬套（44）包括一个径向向外延伸的凸缘（58），它具有与管体壁（74）上的缝隙（72）对齐的纵向缝隙。

6. 如权利要求5所述的定子叶片支承结构（42），其特征在于，凸缘（58）包括一对与承载件（52）的一对相对表面接合的沿直径方向相对的表面（60），

以限制衬套(44)相对于承载件(52)转动。

7. 如权利要求6所述的定子叶片支承结构(42), 其特征在于, 承载件(52)包括多个周向间隔、径向延伸的孔(54), 并且具有包含有预定轴向宽度的环形凹槽(56)的内圆周, 和延伸到环形凹槽(56)的径向延伸的孔(54), 其中在衬套(44)的相对表面(60)之间的距离对应于环形凹槽(56)的轴向宽度, 使衬套(44)和承载件(52)之间的相对转动减至最小。

8. 如权利要求1所述的定子叶片支承结构(42), 其特征在于, 衬套(44)具有比承载件(52)的孔(54)的直径大至少2%的初始外径。

9. 如权利要求1所述的定子叶片支承结构(42), 其特征在于, 当承载件处于正常工作温度时, 该衬套外径比承载件(52)的孔(54)的直径大。

10. 如权利要求1所述的定子叶片支承结构(42), 其特征在于, 纵向延伸缝隙(72)平行于衬套纵轴线。

11. 如权利要求1所述的定子叶片支承结构(42), 其特征在于, 纵向延伸缝隙(72)相对于衬套纵轴线倾斜。

12. 如权利要求1所述的定子叶片支承结构(42), 其特征在于, 包括一个装在耳轴(40)上并围绕耳轴的管状套筒(82)。

13. 如权利要求12所述的定子叶片支承结构(42), 其特征在于, 管状套筒(82)由金属材料制成。

14. 如权利要求13所述的定子叶片支承结构(42), 其特征在于, 管状套筒材料具有与耳轴(40)相同的热膨胀系数。

15. 如权利要求13所述的定子叶片支承结构(42), 其特征在于, 管状套筒(82)通过压配合保持在耳轴(40)上。

16. 一种用于保持管状衬套(44)和承载件(52)之间面对面接触的方法, 而承载件(52)具有用于安置管状衬套(44)的孔(54), 所述的方法包括下述步骤:

a) 提供一管状衬套(44), 该衬套具有一初始外径并包含一有预定缝隙宽度的纵向延伸的缝隙(72), 以允许在施加侧向压缩力时减小该衬套初始直径;

b) 提供一承载件(52), 所述承载件(52)由具有第一热膨胀系数的材料制成, 其中该承载件孔的内径小于该衬套的初始外径, 并且, 该衬套是由具有比第一热膨胀系数低的第二热膨胀系数的材料制成;

c) 选择衬套材料，衬套初始外径，衬套缝隙宽度，承载件材料和承载件孔内径，使该衬套外径和该承载件孔内径在一个压缩机级整个工作温度范围内保持面对面的接触；

d) 侧向地压缩衬套（44），使其外径减小到小于承载件（52）的孔（54）的内径；

e) 把该被压缩的衬套（44）插入到承载件孔（54）内；

f) 释放施加在衬套（44）上的侧向压缩，以允许它膨胀，以便与承载件孔（54）进入面对面的紧密接触，并在该压缩机级整个工作温度范围内与其保持面对面的接触。

17. 如权利要求16所述的方法，其特征在于，该纵向延伸缝隙平行于衬套纵轴线。

18. 如权利要求16所述的方法，其特征在于，该纵向延伸缝隙相对于衬套纵轴线是倾斜的。

19. 如权利要求16所述的方法，其特征在于，该承载件材料是一种铝合金。

可变定子叶片支承结构

技术领域

本发明涉及具有围绕叶片的纵轴线可摆动的定子叶片的涡轮机，使其能够在各种工作条件下有效率地运转。尤其是，本发明涉及用于可摆动地支承可变涡轮机定子叶片的支承结构来减少叶片耳轴和与之接合的支承结构之间的磨损。

背景技术

当今涡轮机包括可变化几何结构元件以便在与适用于固定几何结构机器的设计点不同的条件下提高机器的工作效率。例如，具有轴流压缩机的燃气涡轮机包括可变几何结构元件如可变入口导引叶片和可变定子叶片。可变叶片在它们的上端和下端具有耳轴，且被设置成围绕纵轴线可摆动，以便使它们与进入空气流的攻角能根据预定规范变化。因为可变定子叶片时刻在重复的摆动，在叶片耳轴和支承该叶片耳轴作摆动的静止支承结构之间能出现磨损。通常该叶片耳轴被安装在的金属衬套内以减少磨损。

在航空燃气涡轮机中，重量的考虑是非常重要的，在许多情况下使用较轻的铝合金材料于可变定子叶片支承结构，以便减轻重量。在一些发动机中，可变定子叶片被支承在铝合金支承环中，它通常比制成叶片和叶片耳轴的硬材料及哪些有时用于叶片耳轴衬套的金属材料具有较高的热膨胀系数。

当燃气轮机从低温起动到正常工作温度时，取决于在其内测定该温度变化的压缩机级，压缩机内的温度升高可为约700华氏度。因此，铝合金耳轴支承结构的热膨胀大导致在耳轴支承衬套和周围结构之间产生径向缝隙，这能使具有低热膨胀系数的耳轴支承衬套相对于耳轴支承结构摆动。这种相对运动能导致软的铝合金支承结构材料的磨损，并且如果这种磨损足够大时，将能使定子叶片进入由相邻的上游或下游转子扫过的环形空间，导致定子叶片和转子或转子叶片之间的接触，且可能损坏转子叶片或定子叶片之一或两者。

有时使用复合材料于耳轴衬套支承结构以努力提供一种具有低摩擦系数的材料。虽然复合材料如可以使用聚酰亚胺基合成物，然而它们的磨损特性可能要求更频繁地更换这种复合衬套。

发明内容

本发明目的在于使耳轴衬套和耳轴支承结构之间的磨损减至最小。

本发明提供一种用于支承涡轮机定子叶片围绕定子叶片摆动轴线作摆动运动的定子叶片支承结构，所述支承结构包括：

a) 用于支承从定子叶片纵向端延伸的耳轴的承载件，承载件由具有第一热膨胀系数的材料制成并包含由开口直径限定的孔；

b) 在承载件的孔中装有一个用于安置耳轴的圆柱形衬套，衬套包括一个安置耳轴与其相对转动的管体壁，其中管体壁包括纵向延伸的缝隙以允许通过施加侧向压缩力来减小衬套的外径，管体壁在放松状态下具有一个比承载件的孔的直径大的外径，以便当衬套被侧向压缩到小于其初始外径的外径时，它能被插入到承载件的孔中，并且在释放压缩力时通过压配合能保持在其中，其中当所述承载件和所述衬套处于正常工作温度下时，保持所述压配合，并且所述衬套由具有比所述第一热膨胀系数低的第二热膨胀系数的材料制成。

本发明还提供一种用于保持管状衬套和承载件之间面对面接触的方法，而承载件具有用于安置管状衬套的孔，所述的方法包括下述步骤：

a) 提供一管状衬套，该衬套具有一初始外径并包含一有预定缝隙宽度的纵向延伸的缝隙，以允许在施加侧向压缩力时减小该衬套初始直径；

b) 提供一承载件，所述承载件由具有第一热膨胀系数的材料制成，其中该承载件孔的内径小于该衬套的初始外径，并且，该衬套是由具有比第一热膨胀系数低的第二热膨胀系数的材料制成；

c) 选择衬套材料，衬套初始外径，衬套缝隙宽度，承载件材料和承载件孔内径，使该衬套外径和该承载件孔内径在一个压缩机级整个工作温度范围内保持面对面的接触；

d) 侧向地压缩衬套，使其外径减小到小于承载件的孔的内径；

e) 把该被压缩的衬套插入到承载件孔内；

释放施加在衬套上的侧向压缩，以允许它膨胀，以便与承载件孔进入面对面的紧密接触，并在该压缩机级整个工作温度范围内与其保持面对面的接触。

根据本发明的一个方面，提供了一种定子叶片支承结构，用于支承涡轮机定子叶片围绕定子叶片摆动轴线摆动。支承结构包括用于支承从定子叶片的纵向端延伸的耳轴的承载件。该承载件由具有第一热膨胀系数的材料制成，且包

括用于安置定子叶片耳轴衬套的孔。基本圆柱形的衬套安装在承载件的孔中，且由比第一热膨胀系数小的第二热膨胀系数的材料制成。该衬套包括安置耳轴的管体壁，与其相对转动。管体壁包括允许衬套的外径通过施加侧向压力而减小的缝隙。管状体在放松状态下具有一个比在承载件孔中时的直径大的初始外径。因此，当侧向压缩衬套到比它的初始外径小的外径时，能被插入到承载件的孔中，并在释放压缩力时可通过压配合保持在其中。

附图说明

参照下面的说明书连同附图，本发明的结构、操作和优点将变得更加清楚：

图1是一个多级轴流式压缩机的两相邻级的部分纵向横剖视图。

图2是如图1所示的压缩机定子叶片的径向内端的放大的部分横剖视图。

图3是用于安置定子叶片耳轴的一种带缝隙衬套形式的透视图。

图4是安置定子叶片耳轴的另一种形式的带缝隙衬套的透视图。

图5是与图2类似的放大的部分横剖视图。

具体实施方式

现在参考附图，且尤其参考图1，放大地详细表示了轴流式压缩机10的一部分。表示了二个串联的压缩机级，其中每一级都包括许多周向间隔的、大致径向延伸的定子叶片12、14，图中只表示了它们中的一个。每一压缩机级的形成部件还有许多周向间隔的、大致径向延伸由各自的转子盘20、22带动的转子叶片16、18，图中只表示了它们中的一个。环形外壳24围绕和封闭每一压缩机级以限定通过压缩机的环形流路的外圆周。转子盘20、22分别可驱动地与截头圆锥状驱动轴相连，驱动轴可操作地与为旋转压缩机轴供给扭矩的高压涡轮（未表示）相连。

定子叶片12与14相同并且也在下面给予描述，具有相对于发动机轴线沿径向方向延伸的纵向轴线。可摆动地支承叶片12以便它可以围绕纵向轴线摆动进而能够相对于进来的空气流进行角度调整，来适应变化的发动机工作条件，以保持压缩机工作效率在一个高的水平，并防止压缩机内不希望的空气流喘振。叶片12包括伸进并可摆动地安置在压缩机外壳24开口中的上耳轴28，并由上耳轴衬套30支承。在此，耳轴衬套30由一个相对硬的、钢基铝合金制成以提高抗耐磨性。

与上耳轴28相连的是相对于定子叶片纵向轴线横向延伸并终止在耳轴34

中的致动杆32，耳轴34可摆动地安置在环形致动环36中。致动杆32通过与耳轴28的螺纹外端接合的连接螺母38不能旋转地固定于上耳轴28。致动环相对于压缩机纵轴线通过合适的致动器（未表示）在圆周方向是可移动的，致动器用于同时使给定压缩机级的每一定子叶片摆过同样的摆角。

在定子叶片12最里侧的纵轴端包括可旋转地安置在环形支承环42中的下耳轴40。支承在支承环42的最内侧径向表面上的是内侧密封件46，一般由可磨损材料制成，如蜂窝钢材，它与由下面的转子元件50承载的旋转迷宫式密封件48接合来形成一个级间密封，以便压缩机相邻级之间的泄漏减至最少。

定子叶片12与支承环42的下端摆动连接如图2详细放大所示。支承环42包括环形承载环52，出于减少重量的目的由铝合金材料形成。在这一方面，一般的铝合金承载环材料具有从大约 5.56×10^{-6} 米/米/摄氏度 $\{10 \times 10^{-6}$ 英寸/英寸/华氏度 $(\text{in/in}/^{\circ}\text{F})\}$ 到 7.78×10^{-6} 米/米/摄氏度 $\{14 \times 10^{-6}$ 英寸/英寸/华氏度 $(\text{in/in}/^{\circ}\text{F})\}$ 的热膨胀系数。

承载环52具有许多周向间隔、径向延伸的开口54，下耳轴衬套44安置在每一个开口54中。在承载环52的最内侧周面上具有轴向宽度比开口54的直径大的环形凹槽56，以安置各衬套44的端部凸缘58。在这一点上，衬套端部凸缘58可选择地包括一个简单的平端表面或如图3中所示的一对径向相对的、基本上平行的平端表面60，与环形凹槽的一个表面接合来防止衬套44相对于承载环52旋转。如果如图3所示的两个这样的平表面彼此平行且具有对应于承载环52的环形凹槽56的轴向宽度的间隔，所以当衬套44插入承载环52，衬套凸缘58的平表面60与环形凹槽56的限定宽度的径向表面接触，以防止衬套44和承载环52之间的相对转动。

每一衬套44在承载环52中固定就位，且通过环形保持环62防止其径向地向里落向压缩机的旋转轴。如图所示，保持环62具有大致的C形横截面且包括延伸并与承载环52的上游轴向凸缘66接合的上游环形唇64。同样地，保持环62的下游端包括延伸并与承载环52的下游轴向凸缘70接合的下游环形唇68。

因为承载环52由铝合金材料制成，基本上比制成耳轴40的材料软，耳轴衬套44由相对硬的材料如钢制成来减少当耳轴28在衬套44内摆动时可能发生的磨损。除了是软材料之外，承载环52还具有大大高于耳轴40或耳轴衬套44的任一个的热膨胀系数。在发动机工作过程中，并取决于压缩机级，承载环52、耳轴

衬套44和周围结构都经历一个大约华氏700度的温度变化，并且因为制成承载环52的铝合金材料和制成衬套44的钢材料的不同的热膨胀系数，承载环比衬套经历更大的热膨胀。结果是在衬套44的外圆柱面和孔54的内圆柱面之间形成缝隙，并且在环形槽56的径向延伸壁和衬套的平表面60之间也形成缝隙。缝隙导致衬套44和承载环52之间的松开，当定子叶片响应于改变的发动机工作条件摆动时，允许衬套44相对于承载环52的一定转动。经过一段时间，这样的相对转动可导致孔54的内圆柱表面的磨损增加，而进一步增大孔54和衬套44之间的缝隙，可能允许定子叶片相对于压缩机轴充分地向前或向后轴向移动，引起定子叶片的前缘或后缘与由转子盘中的一个支承的转子叶片的任一侧产生不希望的接触。

为了消除由于承载孔52上的孔54与下耳轴衬套44之间热膨胀不同引起的磨损，衬套可具有如图3所示的结构。如图所示，衬套44包括纵向延伸的缝隙，该缝隙以槽72的形式延伸通过衬套圆柱形套筒74的壁并且延伸通过衬套的端部凸缘58。具有大约0.020英寸（0.5毫米）至0.10英寸（2.5毫米）的槽72允许套筒74在承受一个侧向施加的压缩力时侧向地被压缩到一个小的外径。在此，未受压缩状态时衬套的外径比承载环52上的孔54的直径大至少大约2%。

孔54具有比侧向压缩的衬套的外径略大的直径。所以当侧向压缩的衬套装入孔54且压缩力释放时，套筒74趋向于径向地膨胀。径向的膨胀趋势引起套筒74的外表面紧紧地接触并压靠孔54的内表面，以防止衬套44和承载环52之间的相对转动。因此套筒74在该压缩机级整个工作温度范围内在压缩的圆周应力作用下保持径向向外持续地压靠在孔54的内表面上。

当承载环52区域内的温度升高且孔54的直径增大时，施加在套筒74上压缩的径向预应力引起套筒74的外径随孔54增加的内径增加来保持它们之间的紧密接触。因此，当承载环52和相邻元件达到它们正常工作温度时，套筒74的外表面仍与孔54的内表面接触以防止衬套44在承载环52内相对于它转动，并因此防止了孔54变大导致衬套44相对于承载环52转动引起的磨损。并且即使衬套44的内径增加引起下耳轴40和衬套44之间存在侧向缝隙，这些元件的较大的表面硬度使得引起套筒74内径增加的磨损程度变得最小，这与会另外地发生在没有预应力衬套的孔54中的情形一致，因此定子叶片在压缩机的轴向方向上不发生引起定子叶片和轴向相邻的转子叶片之间干涉的明显地移动。

在压缩机级的工作温度范围内，为了保持衬套外表面和通道表面之间的接

合，衬套侧向压缩的程度是这样，当部件达到它们的正常工作温度时，套筒74的径向膨胀对应于孔54的径向膨胀以维持它们之间连续的摩擦接触来防止相对转动。所以，套筒74的外径和衬套44中纵向槽72的周向宽度的选择取决于孔54的初始直径和孔54经过热膨胀后预期达到的最大膨胀直径。因此当准确地确定衬套44的尺寸和预应力时，套筒74中产生的压缩圆周应力允许衬套44膨胀到至少对应于热引起的孔54的膨胀直径。所以当到达压缩机的正常工作温度时仍保持套筒74的外表面和孔54的内表面之间的充分正常的力以维持它们之间的紧密摩擦接触，防止它们之间相对旋转和由旋转引起的磨损及孔54的扩大。

虽然上述和图3所示的是纵向延伸槽72，槽相对于衬套的纵向轴的延伸可以不是轴向的。图4表示了套筒80上具有通常的螺旋延伸槽78的衬套76，槽相对于衬套纵轴线成角度延伸。

本发明的另一实施例如图5所示。在这个例子中衬套44具有比下耳轴40的外径大的内径以容纳内管套82。衬套44可以如图3和4所示以同样方式构造以在发动机的工作温度范围内保持衬套与承载环之间的紧密接触。管套82是相对薄的结构可以压配在下耳轴40上，并且允许不同的衬套和套筒材料，可以对套筒进行减磨处理以进一步减少摩擦和相对旋转部件之间的磨损。这样的减磨处理可包括例如聚合的抗磨材料和涂层、粘合碳到聚四氟乙烯编织物、硬涂层或各种其它处理如热处理、渗氮和其它。它们除了在管套或在如图5所示实施例中与管套相连的部件上使用，这样的减磨处理还可以用于图1至4所示实施例中的定子叶片耳轴或衬套。

应该意识到上述描述和在附图中介绍的本发明比已有装置具有显著的优点，它延长了承载环或衬套更换的时间。

这里所用的术语“定子叶片”趋向于包括压缩机定子叶片、涡轮定子叶片和其它可旋转元件，如发动机入口导引叶片、压缩机和风扇出口导引叶片、连同其它可旋转或枢转元件，它们使用具有不同的热膨胀系数材料。并且虽然前述说明在可变化位置的定子叶片的径向最内侧耳轴上进行，应该明白本发明同样适用于支承可变位置定子叶片的径向最外侧耳轴的支承结构。

虽然描述了本发明的特定实施例，对本领域技术人员来说在不偏离本发明精神的条件下可做出各种变化和改进是显而易见的。因此，所附权利要求书要包含落入本发明范围的所有这些变化和改进。

可变化定子叶片支承结构

零件清单

10	压缩机
12	定子叶片
14	定子叶片
16	转子叶片
18	转子叶片
20	转子盘
22	转子盘
24	外壳
26	驱动轴
28	上耳轴
30	上耳轴衬套
32	致动杆
34	旋转销
36	致动环
38	螺母
40	下耳轴
42	支承环
44	下耳轴衬套
46	蜂窝密封
48	迷宫式密封
50	转子元件
52	承载环
54	孔
56	环形凹槽
58	端部凸缘
60	平表面
62	保持环
64	上游环形唇

-
- 66 上游轴向凸缘
 - 68 下游环形唇
 - 70 下游轴向凸缘
 - 72 槽
 - 74 圆柱形套筒
 - 76 衬套
 - 78 槽
 - 80 衬套套筒
 - 82 管状套筒

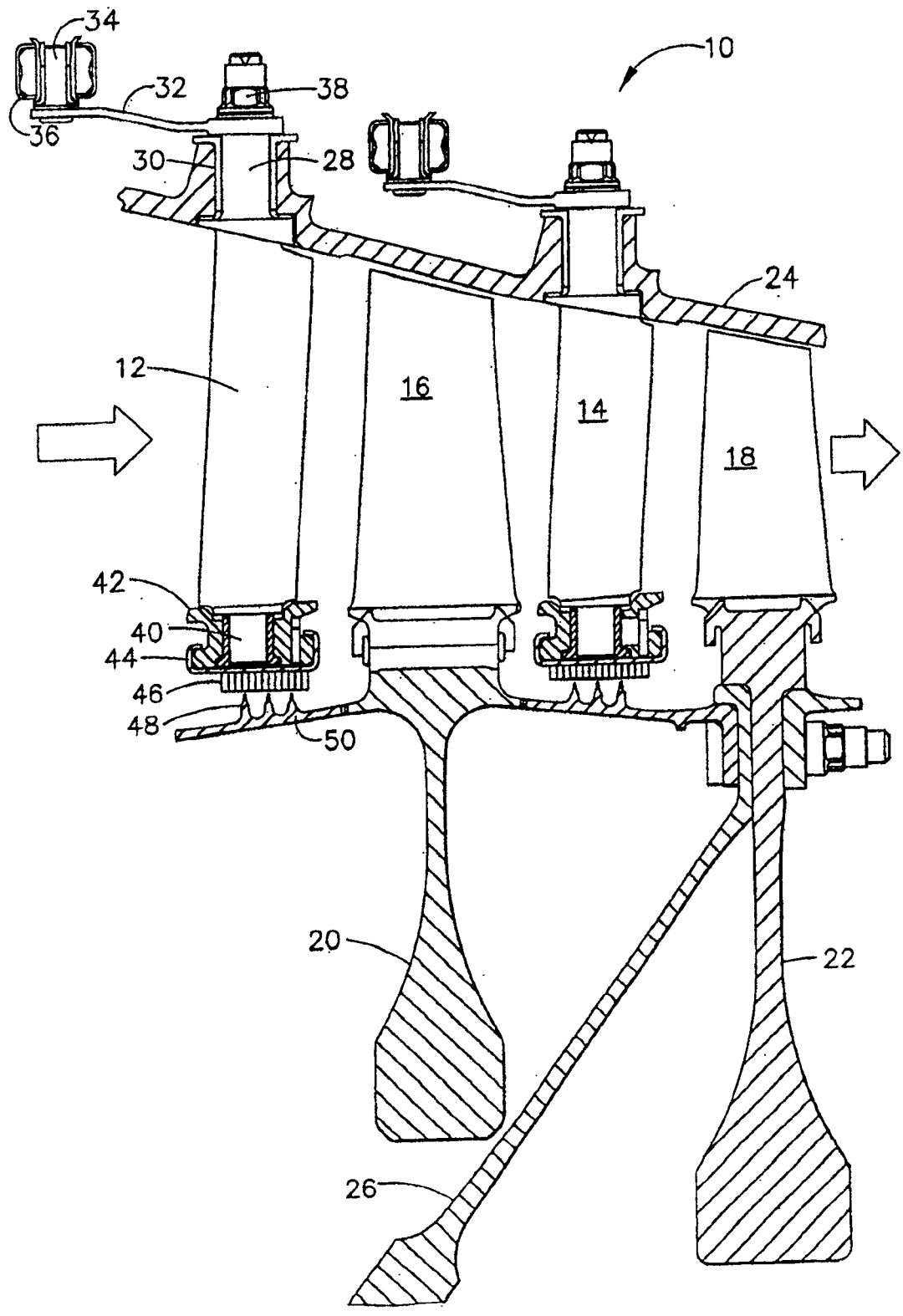


图 1

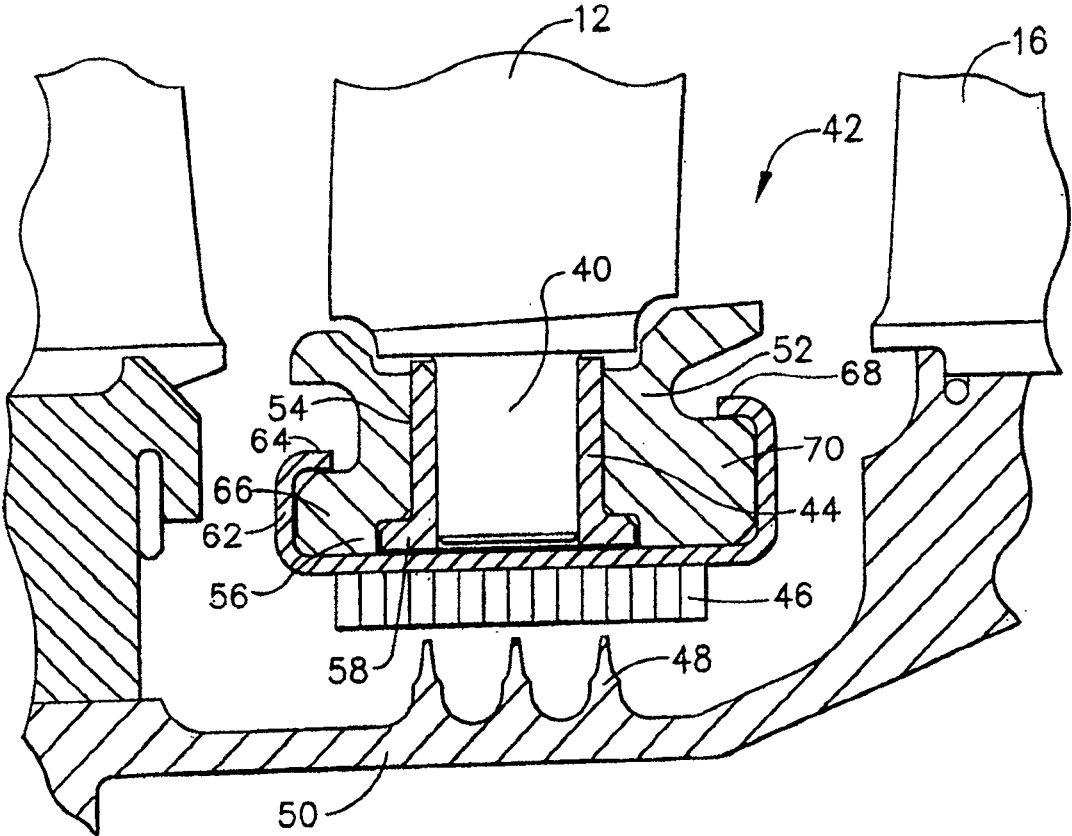


图 2

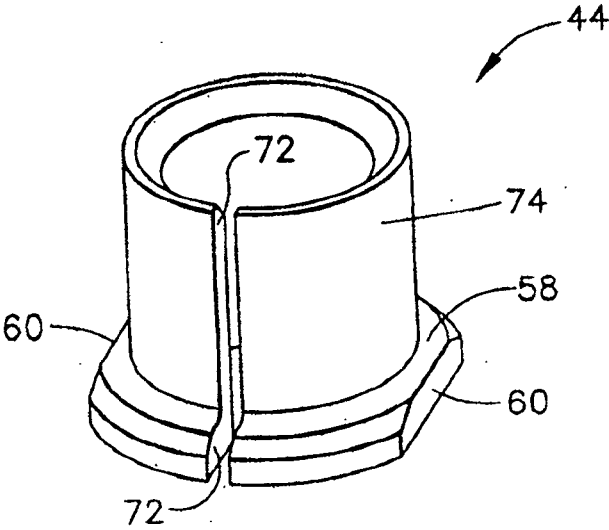


图 3

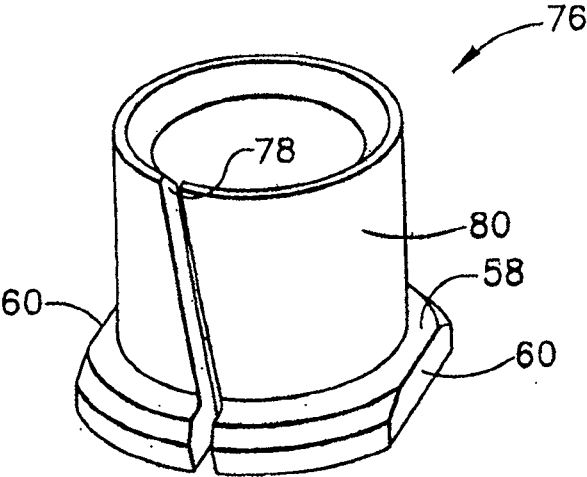


图 4

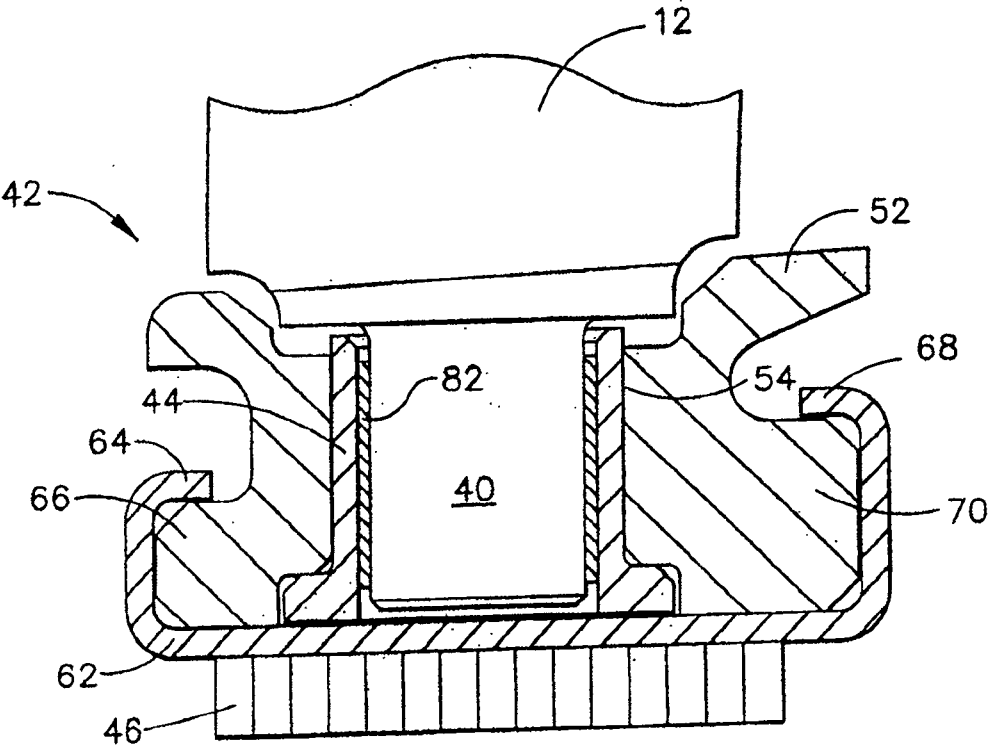


图 5