

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2017年5月11日(11.05.2017)



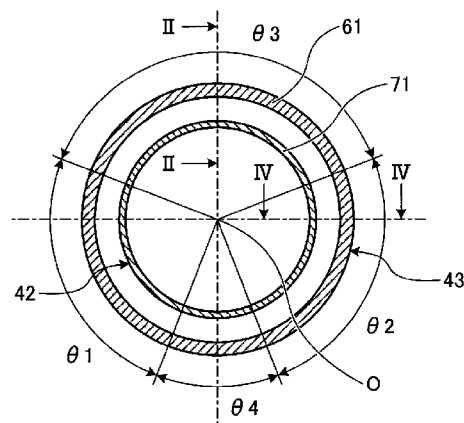
(10) 国際公開番号
WO 2017/077955 A1

- (51) 国際特許分類:
F02C 7/18 (2006.01) *F23R 3/42* (2006.01)
F23R 3/06 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/082048
- (22) 国際出願日: 2016年10月28日(28.10.2016)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2015-217754 2015年11月5日(05.11.2015) JP
- (71) 出願人: 三菱日立パワーシステムズ株式会社
(MITSUBISHI HITACHI POWER SYSTEMS, LTD.)
[JP/JP]; 〒2208401 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号 Kanagawa (JP).
- (72) 発明者: 佐藤 賢治(SATO, Kenji); 〒2208401 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号 三菱日立パワーシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP). ▲徳 ▼山 剣太郎(TOKUYAMA, Kentaro); 〒2208401 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号 三菱日立パワーシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人酒井国際特許事務所 (SAKAI INTERNATIONAL PATENT OFFICE); 〒1000013 東京都千代田区霞が関3丁目8番1号 虎の門三井ビルディング Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーロピア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ユーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR),

[続葉有]

(54) Title: COMBUSTION CYLINDER, GAS TURBINE COMBUSTOR, AND GAS TURBINE

(54) 発明の名称: 燃焼用筒、ガスタービン燃焼器及びガスタービン



(57) Abstract: In a combustion cylinder, a gas turbine combustor, and a gas turbine according to the present invention: an outer-side region of a cooling part that is a region on the outer side relative to a reference line (L1) which runs through the center of the combustor inner cylinder (42) and which is a straight line perpendicular to the axial direction and the radial direction of the gas turbine (10), and an inner-side region of the cooling part that is a region on the inner side relative to the reference line (L1) are set; a connection angle (α) at an intersection point (D) between the internal surface of a combustor tail cylinder (43) and an axial extension line of the external surface of a combustor inner cylinder (42) is set; in the outer-side region or the inner-side region, first regions (01, 02) which are set at portions closer to the reference line (L1) and second regions (03, 04) which are set at portions more distant from the reference line (L1) than the first regions (01, 02) and which have greater connection angles (α) than the first regions (01, 02) are set, wherein the flow rate of a cooling medium in the second regions (03, 04) is set higher than that in the first regions (01, 02).

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2017/077955 A1



OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

燃焼用筒、ガスタービン燃焼器及びガスタービンにおいて、ガスタービン (10) の径方向及び軸方向に垂直な直線で燃焼器内 (42) の中心を通る基準線 (L1) に対して外側の領域にある冷却部の外側領域と、基準線 (L1) に対して内側の領域にある冷却部の内側領域とを設定し、燃焼器内筒 (42) の外面の軸方向に沿う延長線と燃焼器尾筒 (43) の内面との交点 (D) における接続角度 (α) を設定し、外側領域または内側領域のいずれかの領域における基準線 (L1) 寄りの位置に設定される第 1 領域 ($\theta 1, \theta 2$) と、第 1 領域 ($\theta 1, \theta 2$) よりも基準線 (L1) から遠い位置に設定されて第 1 領域 ($\theta 1, \theta 2$) よりも接続角度 (α) が大きい第 2 領域 ($\theta 3, \theta 4$) とを設定し、第 2 領域 ($\theta 3, \theta 4$) は、第 1 領域 ($\theta 1, \theta 1$) よりも冷却媒体の流通量が多く設定される。

明 細 書

発明の名称： 燃焼用筒、ガスタービン燃焼器及びガスタービン 技術分野

[0001] 本発明は、燃焼用筒、内筒の一端部の外側に隙間を介して尾筒が連結されたガスタービン燃焼器、このガスタービン燃焼器を備えたガスタービンに関するものである。

背景技術

[0002] 一般的なガスタービンは、圧縮機と燃焼器とタービンにより構成されている。そして、空気取入口から取り込まれた空気が圧縮機によって圧縮されることで高温・高圧の圧縮空気となり、燃焼器にて、この圧縮空気に対して燃料を供給して燃焼させることで高温・高圧の燃焼ガス（作動流体）を得て、この燃焼ガスによりタービンを駆動し、このタービンに連結された発電機を駆動する。

[0003] このように構成された燃焼器は、圧縮機から圧縮空気が導入されて燃焼ガスを生成する内筒と、生成された燃焼ガスをタービンへ案内する尾筒とから構成されている。そして、この内筒と尾筒は、内筒における下流側の端部が尾筒における上流側の端部の内側に挿入され、その隙間にバネ部材が圧縮状態で介装されている。そのため、内筒と尾筒は、このバネ部材の弾性力により脱落不能に接続されている。

[0004] このようなガスタービン燃焼器としては、例えば、下記特許文献1に記載されたものがある。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開2006-312903号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] 上述した内筒と尾筒は、径方向に段差をもって連結されていることから、

内筒の燃焼ガスが尾筒に流れ込むとき、内筒の端部から外側に位置する尾筒の端部側に流れ込み、内筒の端部が高温化してしまう。そのため、内筒は、端部を冷却するための冷却構造が採用されている。ところで、ガスタービン燃焼器は、圧縮機とタービンとの間でリング形状をなして複数配置されており、各尾筒は、圧縮機側の端部が円筒形状をなすものの、タービン側の端部の一部が絞り加工を施されて矩形状をなしている。そのため、内筒と尾筒が連結される位置での連結形状が周方向で相違することとなり、周方向の一部で内筒の端部を十分に冷却できないおそれがある。

[0007] 本発明は上述した課題を解決するものであり、燃焼用筒を効率良く冷却することで信頼性の向上を図ると共に長寿命化を図る燃焼用筒、ガスタービン燃焼器及びガスタービンを提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0008] 上記の目的を達成するための本発明の燃焼用筒は、内部で圧縮空気と燃料が混合されて燃焼し、燃焼ガスの流動方向の下流側の端部が周方向に沿う径方向隙間を介してトランジションピースに挿入されて接続され、前記トランジションピースとの接続部に設けられる冷却部の冷却媒体により冷却するガスタービンの燃焼用筒において、前記ガスタービンの径方向及び軸方向に垂直な直線で、且つ、前記燃焼用筒の中心を通る基準線に対し、前記基準線よりも前記ガスタービンの径方向の外側の領域にある前記冷却部の外側領域と、前記基準線に対して前記基準線よりも前記ガスタービンの径方向の内側の領域にある前記冷却部の内側領域と、が設定され、前記燃焼用筒の外面の軸方向に沿う延長線と前記トランジションピースの内面との交点における接続角度が設定され、前記外側領域または前記内側領域のいずれかの領域における前記基準線寄りの位置に設定される第1領域と、前記第1領域よりも前記基準線から遠い位置に設定されて前記第1領域よりも前記接続角度が大きい第2領域と、が設定され、前記第2領域は、前記第1領域よりも冷却媒体の流通量が多く設定される、ことを特徴とするものである。

[0009] 従って、燃焼用筒とトランジションピースとの接続部に冷却媒体により冷

却する冷却部が設けられており、燃焼ガスにより燃焼用筒の端部の高温化が冷却部の冷却媒体により抑制される。このとき、接続角度が大きい第2領域では、燃焼ガスにより燃焼用筒の端部が高温化しやすい。そのため、冷却部は、接続角度が小さい第1領域における冷却媒体の流通量に対して、接続角度が大きい第2領域における冷却媒体の流通量が多く設定されている。そのため、トランジションピースの形状に拘わらず、燃焼用筒の端部を冷却媒体により適正に冷却することができる。その結果、燃焼用筒を効率良く冷却することで信頼性を向上することができると共に長寿命化を図ることができる。

[0010] 本発明の燃焼用筒では、前記冷却部は、前記第1領域における冷却媒体の流通量に対して、前記第1領域より前記径方向隙間が狭い前記第2領域における前記冷却媒体の流通量が多く設定されることを特徴としている。

[0011] 従って、前記第1領域より径方向隙間が狭くて燃焼ガスにより燃焼用筒の端部が高温化しやすい第2領域に対して冷却媒体の流通量が多く設定されることから、トランジションピースの形状に拘わらず、燃焼用筒の端部を冷却媒体により適正に冷却することができる。

[0012] また、本発明の燃焼用筒は、内部で圧縮空気と燃料が混合されて燃焼し、燃焼ガスの流動方向の下流側の端部が周方向に沿う径方向隙間を介してトランジションピースに挿入されて接続され、前記トランジションピースとの接続部に設けられる冷却部の冷却媒体により冷却するガスタービンの燃焼用筒において、前記ガスタービンの径方向及び軸方向に垂直な直線で、且つ、前記燃焼用筒の中心を通る基準線に対して前記基準線よりも前記ガスタービンの径方向の外側の領域にある前記冷却部の外側領域と、前記基準線に対し、前記基準線よりも前記ガスタービンの径方向の内側の領域にある前記冷却部の内側領域と、が設定され、前記外側領域または前記内側領域のいずれかの領域における前記基準線寄りの位置に設定される第1領域と、前記第1領域よりも前記基準線から遠い位置に設定されて前記第1領域よりも前記径方向隙間が狭い第2領域と、が設定され、前記第2領域は、前記第1領域よりも

冷却媒体の流通量が多く設定される、ことを特徴とするものである。

[0013] 従って、燃焼用筒とトランジションピースとの接続部に冷却媒体により冷却する冷却部が設けられており、燃焼ガスにより燃焼用筒の端部の高温化が冷却部の冷却媒体により抑制される。このとき、前記第1領域より径方向隙間が狭い第2領域では、燃焼ガスにより燃焼用筒の端部が高温化しやすい。そのため、冷却部は、径方向隙間が広い第1領域における冷却媒体の流通量に対して、前記第1領域より径方向隙間が狭い第2領域における冷却媒体の流通量が多く設定される。そのため、トランジションピースの形状に拘わらず、燃焼用筒の端部を冷却媒体により適正に冷却することができる。その結果、燃焼用筒を効率良く冷却することで信頼性を向上することができると共に長寿命化を図ることができる。

[0014] 本発明の燃焼用筒では、前記接続部は、前記燃焼用筒における軸方向の端部と前記トランジションピースにおける軸方向の端部が径方向に重なることで構成され、前記冷却部は、前記燃焼用筒における軸方向の端部または前記トランジションピースにおける軸方向の端部に設けられることを特徴としている。

[0015] 従って、燃焼用筒における軸方向の端部またはトランジションピースにおける軸方向の端部に冷却部を設けることで、冷却媒体により燃焼用筒の端部を効率良く冷却することができる。

[0016] 本発明の燃焼用筒では、前記冷却部は、前記燃焼用筒における燃焼ガスの流動方向の下流側の端部に、燃焼ガスの流動方向に沿うと共に周方向に所定間隔を空けて設けられる複数の冷却通路を有し、前記第1領域における前記複数の冷却通路の平均間隔に対して、前記第2領域における前記複数の冷却通路の平均間隔が小さく設定されることを特徴としている。

[0017] 従って、冷却部を燃焼ガスの流動方向に沿う複数の冷却通路とすることで、冷却部の簡素化を図ることができると共に、第1領域における複数の冷却通路の平均間隔に対して、第2領域における複数の冷却通路の平均間隔を小さく設定することで、簡単な構成で第2領域における燃焼用筒の端部を効率

良く冷却することができる。

[0018] 本発明の燃焼用筒では、前記複数の冷却通路は、一端部が前記径方向隙間に開口し、他端部が前記燃焼用筒における燃焼ガスの流動方向の下流側の端面に開口することを特徴としている。

[0019] 従って、複数の冷却通路の一端部を径方向隙間に開口させ、他端部を燃焼用筒の端面に開口することで、外部から取り入れた冷却媒体により燃焼用筒の端部を冷却した後、燃焼ガス通路に排出することで、燃焼器効率の低下を抑制することができる。

[0020] 本発明の燃焼用筒では、前記第2領域に設けられる前記複数の冷却通路は、一端部が前記径方向隙間に開口する第1通路と、一端部が前記燃焼用筒の前記端面に開口する前記第1通路より数が多い第2通路と、前記第1通路の他端部と前記第2通路の他端部とが連通する合流部とを有することを特徴としている。

[0021] 従って、冷却媒体は、複数の第1通路から合流部に流れて合流した後、数が増加した第2通路を流れて排出されることとなり、高温化される燃焼用筒の端部における冷却面積が増加し、燃焼用筒の端部を効率良く冷却することができる。

[0022] 本発明の燃焼用筒では、前記トランジションピースは、燃焼ガスの流動方向の上流側が円筒形状をなし、燃焼ガスの流動方向の下流側がガスタービンの径方向に沿う第1辺の長さに対して前記ガスタービンの周方向に沿う第2辺の長さが長い矩形筒形状をなし、前記第1領域は、第1辺側に設けられ、前記第2領域は、第2辺側に設けられることを特徴としている。

[0023] 従って、円筒形状から矩形筒形状に変化するトランジションピースであっても、このトランジションピースに接続される燃焼用筒の端部を全周にわたって効率良く冷却することができる。

[0024] 本発明の燃焼用筒では、前記冷却部は、前記燃焼用筒における燃焼ガスの流動方向の下流側の端部に、燃焼ガスの流動方向に沿うと共に周方向に所定間隔を空けて設けられる複数の冷却通路を有し、周方向における単位長さ当

りの前記冷却通路の断面積は、前記第 1 領域より前記第 2 領域が大きく設定されることを特徴としている。

[0025] 従って、第 1 領域における冷却通路の断面積より第 2 領域における冷却通路の断面積が大きく設定されることで、簡単な構成で第 2 領域における燃焼用筒の端部を効率良く冷却することができる。

[0026] 本発明の燃焼用筒では、前記外側領域は、前記第 1 領域を構成する外側第 1 領域と、前記外側第 1 領域より前記ガスタービンの径方向の外側で前記第 2 領域を構成する外側第 2 領域とに設定され、前記外側第 1 領域より前記外側第 2 領域が大きく設定されることを特徴としている。

[0027] 従って、外側第 1 領域より外側第 2 領域を大きく設定することで、外側第 2 領域における燃焼用筒の端部を効率良く冷却することができる。

[0028] 本発明の燃焼用筒では、前記内側領域は、前記第 1 領域を構成する内側第 1 領域と、前記内側第 1 領域より前記ガスタービンの径方向の内側で前記第 2 領域を構成する内側第 2 領域とに設定され、前記内側第 1 領域より前記内側第 2 領域が小さく設定されることを特徴としている。

[0029] 従って、内側第 1 領域より内側第 2 領域を小さく設定することで、外側第 2 領域における燃焼用筒の端部を効率良く冷却することができる。

[0030] 本発明の燃焼用筒では、前記外側領域は、前記第 1 領域を構成する外側第 1 領域と、前記外側第 1 領域より前記ガスタービンの径方向の外側で前記第 2 領域を構成する外側第 2 領域とに設定され、前記外側第 1 領域より前記外側第 2 領域が大きく設定されると共に、前記内側領域は、前記第 1 領域を構成する内側第 1 領域と、前記内側第 1 領域より前記ガスタービンの径方向の内側で前記第 2 領域を構成する内側第 2 領域とに設定され、前記内側第 2 領域より前記外側第 2 領域が大きく設定されることを特徴としている。

[0031] 従って、内側第 2 領域より外側第 2 領域を大きく設定することで、高温化しやすい外側第 2 領域を効率良く冷却することができる。

[0032] 本発明の燃焼用筒では、前記第 1 領域及び前記第 2 領域は、それぞれ前記基準線及び燃焼用筒の軸方向に垂直な第 2 基準線に対して線対称に設定され

ることを特徴としている。

[0033] 従って、第1領域及び第2領域を第2基準線に対して線対称に設定することで、燃焼用筒をバランス良く冷却することができる。

[0034] 本発明の燃焼用筒では、前記冷却部は、前記燃焼用筒における燃焼ガスの流動方向の下流側の端部に、燃焼ガスの流動方向に沿うと共に周方向に所定間隔を空けて設けられる複数の冷却通路を有し、前記外側領域における前記冷却通路の数は、前記内側領域における前記冷却通路の数より多く設定されることを特徴としている。

[0035] 従って、外側領域における冷却通路の数を内側領域における冷却通路の数より多く設定することで、簡単な構成で第2領域における燃焼用筒の端部を効率良く冷却することができる。

[0036] 本発明の燃焼用筒では、前記冷却部は、前記燃焼用筒における燃焼ガスの流動方向の下流側の端部に、燃焼ガスの流動方向に沿うと共に周方向に所定間隔を空けて設けられる複数の冷却通路を有し、前記第1領域における前記冷却通路の数は、前記第2領域における前記冷却通路の数より少なく設定されることを特徴としている。

[0037] 従って、第1領域における冷却通路の数を第2領域における冷却通路の数より少なく設定することで、簡単な構成で第2領域における燃焼用筒の端部を効率良く冷却することができる。

[0038] 本発明の燃焼用筒では、前記複数の冷却通路における平均間隔は、前記第1領域で5.5mm～8.5mmに設定され、前記第2領域で2.0mm～5.0mmに設定されることを特徴としている。

[0039] 従って、複数の冷却通路における平均間隔を第1領域と第2領域で最適値に設定することで、燃焼用筒の端部を効率良く冷却することができる。

[0040] 本発明の燃焼用筒では、前記外側第1領域と前記外側第2領域は、前記燃焼用筒の周方向に隣接し、前記外側第1領域と前記外側第2領域の境界位置は、前記基準線から15度～30度の範囲に設定されることを特徴としている。

- [0041] 従って、外側第1領域と外側第2領域の境界位置を最適位置に設定することで、燃焼用筒の端部を効率良く冷却することができる。
- [0042] 本発明の燃焼用筒では、前記内側第1領域と前記内側第2領域は、前記燃焼用筒の周方向に隣接し、前記内側第1領域と前記内側第2領域の境界位置は、前記基準線から60度～75度の範囲に設定されることを特徴としている。
- [0043] 従って、内側第1領域と内側第2領域の境界位置を最適位置に設定することで、燃焼用筒の端部を効率良く冷却することができる。
- [0044] 本発明の燃焼用筒では、前記燃焼用筒と前記基準線とが交差する位置における接続角度が0度に設定され、前記外側領域のうちの前記第2基準線と交差する位置における接続角度が12度～16度に設定され、前記内側領域のうちの前記第2基準線と交差する位置における接続角度が8度～12度に設定されることを特徴としている。
- [0045] 従って、外側領域のうちの第2基準線と交差する位置における接続角度と、内側領域のうちの第2基準線と交差する位置における接続角度を最適位置に設定することで、燃焼用筒の端部を効率良く冷却することができる。
- [0046] また、本発明のガスタービン燃焼器は、内部で圧縮空気と燃料が混合されて燃焼する前記燃焼用筒と、前記燃焼用筒における燃焼ガスの流動方向の下流側の端部が周方向に沿う径方向隙間を介して挿入されて接続されるトランジションピースと、を備えることを特徴とするものである。
- [0047] 従って、燃焼用筒を効率良く冷却することで、ガスタービンの信頼性を向上することができると共に長寿命化を図ることができる。
- [0048] また、本発明のガスタービンにあっては、空気を圧縮する圧縮機と、前記圧縮機が圧縮した圧縮空気と燃料を混合して燃焼する燃焼器と、前記燃焼器が生成した燃焼ガスにより回転動力を得るタービンと、を備え、前記燃焼器として前記ガスタービン燃焼器が用いられる、ことを特徴とするものである。
- [0049] 従って、トランジションピースの形状に拘わらず、燃焼用筒の端部を冷却

媒体により適正に冷却することができ、燃焼用筒を効率良く冷却することで、ガスタービンの信頼性を向上することができると共に長寿命化を図ることができる。

発明の効果

[0050] 本発明の燃焼用筒、ガスタービン燃焼器及びガスタービンによれば、燃焼用筒を効率良く冷却することで信頼性を向上することができると共に長寿命化を図ることができる。

図面の簡単な説明

[0051] [図1]図1は、第1実施形態のガスタービン燃焼器における燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す断面図である。

[図2]図2は、燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す図1のII-II断面図である。

[図3]図3は、燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す図2のIII-III断面図である。

[図4]図4は、燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す図1のIV-IV断面図である。

[図5]図5は、燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す図4のV-V断面図である。

[図6]図6は、第1実施形態のガスタービンを表す概略構成図である。

[図7]図7は、ガスタービン燃焼器を表す概略図である。

[図8]図8は、燃焼器尾筒を表す斜視図である。

[図9]図9は、第2実施形態のガスタービン燃焼器における燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す断面図である。

[図10]図10は、燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す図9のX-X断面図である。

[図11]図11は、燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す図9のXI-XI断面図である。

[図12]図12は、第3実施形態のガスタービン燃焼器における燃焼器内筒と

燃焼器尾筒の接続部を表す断面図である。

[図13]図 1 3 は、第 3 実施形態のガスタービン燃焼器における燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部の変形例を表す断面図である。

[図14]図 1 4 は、第 4 実施形態のガスタービン燃焼器における燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す断面図である。

発明を実施するための形態

[0052] 以下に添付図面を参照して、本発明に係る燃焼用筒、ガスタービン燃焼器及びガスタービンの好適な実施形態を詳細に説明する。なお、この実施形態により本発明が限定されるものではなく、また、実施形態が複数ある場合には、各実施形態を組み合わせるものも含むものである。

[0053] [第 1 実施形態]

図 6 は、第 1 実施形態のガスタービンを表す概略構成図、図 7 は、ガスタービン燃焼器を表す概略図、図 8 は、燃焼器尾筒を表す斜視図である。

[0054] 第 1 実施形態において、図 6 に示すように、ガスタービン 1 0 は、圧縮機 1 1 と燃焼器 1 2 とタービン 1 3 により構成されている。このガスタービン 1 0 は、同軸上に図示しない発電機が連結されており、発電可能となっている。

[0055] 圧縮機 1 1 は、空気を取り込む空気取入口 2 0 を有し、圧縮機車室 2 1 内に入口案内翼 (IGV : Inlet Guide Vane) 2 2 が配設されると共に、複数の静翼 2 3 と動翼 2 4 が前後方向 (後述するロータ 3 2 の軸方向) に交互に配設されてなり、その外側に抽気室 2 5 が設けられている。燃焼器 1 2 は、圧縮機 1 1 で圧縮された圧縮空気に対して燃料を供給し、点火することで燃焼可能となっている。タービン 1 3 は、タービン車室 2 6 内に複数の静翼 2 7 と動翼 2 8 が前後方向 (後述するロータ 3 2 の軸方向) に交互に配設されている。このタービン車室 2 6 の下流側には、排気車室 2 9 を介して排気室 3 0 が配設されており、排気室 3 0 は、タービン 1 3 に連続する排気ディフューザ 3 1 を有している。

[0056] また、圧縮機 1 1、燃焼器 1 2、タービン 1 3、排気室 3 0 の中心部を貫

通するようにロータ（回転軸）３２が位置している。ロータ３２は、圧縮機１１側の端部が軸受部３３により回転自在に支持される一方、排気室３０側の端部が軸受部３４により回転自在に支持されている。そして、このロータ３２は、圧縮機１１にて、各動翼２４が装着されたディスクが複数重ねられて固定され、タービン１３にて、各動翼２８が装着されたディスクが複数重ねられて固定されており、排気室３０側の端部に図示しない発電機の駆動軸が連結されている。

[0057] そして、このガスタービン１０は、圧縮機１１の圧縮機車室２１が脚部３５に支持され、タービン１３のタービン車室２６が脚部３６により支持され、排気室３０が脚部３７により支持されている。

[0058] 従って、圧縮機１１の空気取入口２０から取り込まれた空気が、入口案内翼２２、複数の静翼２３と動翼２４を通過して圧縮されることで高温・高圧の圧縮空気となる。燃焼器１２にて、この圧縮空気に対して所定の燃料が供給され、燃焼する。そして、この燃焼器１２で生成された作動流体である高温・高圧の燃焼ガスが、タービン１３を構成する複数の静翼２７と動翼２８を通過することでロータ３２を駆動回転し、このロータ３２に連結された発電機を駆動する。一方、タービン１３を駆動した燃焼ガスは、排気ガスとして大気に放出される。

[0059] 上述した燃焼器１２において、図７に示すように、燃焼器外筒４１は、内部に所定間隔をあけて燃焼器内筒４２が支持され、この燃焼器内筒４２の先端部に燃焼器尾筒４３が連結されて燃焼器ケーシングが構成されている。燃焼器内筒４２は、内部の中心に位置してパイロット燃焼バーナ４４が配置されると共に、燃焼器内筒４２の内周面に周方向に沿ってパイロット燃焼バーナ４４を取り囲むように複数のメイン燃焼バーナ４５が配置されている。また、燃焼器尾筒４３はバイパス管４６が連結されており、このバイパス管４６にバイパス弁４７が設けられている。

[0060] 詳細に説明すると、燃焼器外筒４１は、基端部に燃焼器内筒４２の基端部が装着されることで、両者の間に空気流路５１が形成されている。そして、

燃焼器内筒 4 2 は、内部の中心に位置してパイロット燃焼バーナ 4 4 が配置され、その周囲に複数のメイン燃焼バーナ 4 5 が配置されている。

[0061] パイロット燃焼バーナ 4 4 は、燃焼器内筒 4 2 に支持されたパイロットコーン 5 2 と、パイロットコーン 5 2 の内部に配置されたパイロットノズル 5 3 と、パイロットノズル 5 3 の外周部に設けられる旋回翼（スワラーベーン） 5 4 とから構成されている。また、各メイン燃焼バーナ 4 5 は、バーナ筒 5 5 と、バーナ筒 5 5 の内部に配置されたメインノズル 5 6 と、メインノズル 5 6 の外周部に設けられる旋回翼（スワラーベーン） 5 7 とから構成されている。

[0062] また、燃焼器外筒 4 1 は、図示しないパイロット燃料ラインがパイロットノズル 5 3 の燃料ポート 5 8 に連結され、図示しないメイン燃焼ラインが各メインノズル 5 6 の燃料ポート 5 9 に連結されている。

[0063] 従って、高温・高圧の圧縮空気の空気流が空気流路 5 1 に流れ込むと、この圧縮空気が燃焼器内筒 4 2 内に流れ込み、この燃焼器内筒 4 2 内にて、この圧縮空気がメイン燃焼バーナ 4 5 から噴射された燃料と混合され、予混合気の旋回流となる。また、圧縮空気は、パイロット燃焼バーナ 4 4 から噴射された燃料と混合され、図示しない種火により着火されて燃焼し、燃焼ガスとなって燃焼器内筒 4 2 内に噴出される。このとき、燃焼ガスの一部が燃焼器内筒 4 2 内に火炎を伴って周囲に拡散するように噴出されることで、各メイン燃焼バーナ 4 5 から燃焼器内筒 4 2 内に流れ込んだ予混合気に着火されて燃焼する。即ち、パイロット燃焼バーナ 4 4 から噴射されたパイロット燃料による拡散火炎により、メイン燃焼バーナ 4 5 からの希薄予混合燃料の安定燃焼を行うための保炎を行うことができる。

[0064] ところで、燃焼器尾筒 4 3 は、図 8 に示すように、平板が曲げ加工されると共に、端部同士が溶接（溶接部 W）されて筒形状に形成されている。このとき、燃焼器尾筒 4 3 は、一端部側が円筒形状に曲げ加工される一方、他端部側が矩形状に曲げ加工及び絞り加工される。そのため、燃焼器尾筒 4 3 は、円筒部 6 1 と、形状移行部 6 2 と、矩形筒部 6 3 とから構成され、円筒部

6 1 と矩形筒部 6 3 が形状移行部 6 2 により滑らかに連続されている。この燃焼器尾筒 4 3 は、ガスタービン 1 0（図 6 参照）の周方向に所定間隔を空けて複数がリング状に配置されている。そのため、各燃焼器尾筒 4 3 は、燃焼ガス G が流れる軸中心 O の先端部が、ロータ 3 2（図 6 参照）の軸中心に近づくように傾斜して配置される。そして、矩形筒部 6 3 の開口は、ガスタービン 1 0 の径方向に沿う第 1 辺 6 4 a、6 4 b と、ガスタービン 1 0 の周方向に沿う第 2 辺 6 5 a、6 5 b により形成され、ガスタービン 1 0 の径方向の外側に位置する第 2 辺 6 5 a の周方向長さが、ガスタービン 1 0 の径方向の内側に位置する第 2 辺 6 5 b の長さより長くなっている。

[0065] また、図 7 に示すように、燃焼器内筒 4 2 における燃焼ガス G の流動方向の下流側の端部 7 1 が、燃焼器尾筒 4 3 における燃焼ガス G の流動方向の上流側の端部（円筒部 6 1）に周方向に沿う径方向隙間を介して挿入されている。そして、燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 と燃焼器尾筒 4 3 の円筒部 6 1 が径方向に重なる位置の周方向にスプリングクリップ（ばね部材）6 6 が介装されることで、燃焼器内筒 4 2 と燃焼器尾筒 4 3 が接続されている。

[0066] ここで、燃焼器内筒 4 2 と燃焼器尾筒 4 3 の接続部について詳細に説明する。図 1 は、第 1 実施形態のガスタービン燃焼器における燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す断面図、図 2 は、燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す図 1 の II－II 断面図、図 3 は、燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す図 2 の III－III 断面図、図 4 は、燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す図 1 の IV－IV 断面図、図 5 は、燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す図 4 の V－V 断面図である。

[0067] 図 1 及び図 2 に示すように、燃焼器内筒 4 2 は、円筒形状をなし、燃焼ガス G の流動方向の下流側の端部 7 1 の外径が、燃焼器尾筒 4 3 における燃焼ガス G の流動方向の上流側の端部、つまり、円筒部 6 1 の内径より小さい寸法に設定されている。この場合、燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 が、燃焼器尾筒 4 3 の円筒部 6 1 内に周方向に沿う径方向隙間 S を介して挿入されており、この燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 と燃焼器尾筒 4 3 の円筒部 6 1 が径方向に重

なる領域が接続部Cとなる。そして、燃焼器内筒42の端部71と燃焼器尾筒43の円筒部61との間の径方向隙間Sにスプリングクリップ66が配置されている。

[0068] 燃焼器内筒42は、端部71の外周面に弾性変形可能な板状のバギークリップ67が固定されている。このバギークリップ67は、燃焼ガスGの流動方向の中間部が外側に突出した湾曲形状をなし、端部71の外周面に固定されている。このスプリングクリップ66は、燃焼器内筒42を燃焼器尾筒43に対して脱落不能に接続する役割を果たすものである。このスプリングクリップ66は、弾性変形可能な板バネ部材であって、燃焼ガスGの流動方向の下流側の端部が燃焼器内筒42における円筒部61の外周面に固定される一方、燃焼ガスGの流動方向の上流側の端部が燃焼器内筒42の外周面から浮いてバギークリップ67と円筒部61の内面との間に挟持されている。

[0069] このスプリングクリップ66とバギークリップ67は、燃焼器内筒42の外側に全周に渡って配置されている。そして、燃焼器内筒42の端部71が燃焼器尾筒43の円筒部61に挿入された状態にて、燃焼器内筒42と燃焼器尾筒43との間で押し潰されたバギークリップ67が元の形状に復元しようとする力により、スプリングクリップ66が燃焼器尾筒43の内周面に押し付けられている。そのため、燃焼器内筒42は、燃焼器尾筒43から脱落することが防止されている。

[0070] そして、第1実施形態では、図1から図5に示すように、燃焼器内筒（燃焼用筒）42と燃焼器尾筒（トランジションピース）43との接続部Cに冷却媒体としての圧縮空気により冷却する冷却部81，91が設けられている。本実施形態にて、冷却部81，91は、燃焼器内筒42の端部71に設けられ、燃焼器内筒42の端部71に対して燃焼器尾筒43の形状移行部62が離間している第1領域 $\theta 1$ ， $\theta 2$ に設けられる第1冷却部81における圧縮空気の流通量に対して、燃焼器内筒42の端部71に対して燃焼器尾筒43の形状移行部62が接近している第2領域 $\theta 3$ ， $\theta 4$ に設けられる第2冷却部91における圧縮空気の流通量が多く設定されている。

- [0071] 燃焼器尾筒43は、前述したように、円筒部61に対して形状移行部62及び矩形筒部63が絞り形状をなしていることから、燃焼器内筒42の端部71に対して燃焼器尾筒43の形状移行部62の後端部が中心側に屈曲し、接続角度 α が設定されており、この接続角度 α が周方向で相違している。
- [0072] 即ち、図2及び図4に示すように、燃焼器内筒42の外面を軸方向に沿うように、燃焼ガスGの流れ方向の下流側に向けて直線状に延長する延長線Lが、燃焼器尾筒43の形状移行部62内面との交点（接続点D）で当接する。このとき、交点（接続点D）における延長線Lと形状移行部62内面とがなす角度を接続角度 α と規定する。そのため、本実施形態では、接続角度 α が小さい第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ に設けられる第1冷却部81における圧縮空気の流通量に対して、接続角度 α が大きい第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ に設けられる第2冷却部91における圧縮空気の流通量が多く設定されている。
- [0073] ここで、燃焼器内筒42の後端から接続点Dまでの距離は、周方向で一定となっており、円筒部61と形状移行部62との連結屈曲部に位置が周方向で軸方向に相違している。但し、連結屈曲部に位置を周方向で軸方向に一定とし、燃焼器内筒42の後端から接続点Dまでの距離を周方向で相違させてもよい。また、燃焼器内筒42の外面が湾曲している場合、後端の位置における接線が延長線Lとなり、燃焼器尾筒43の内面が湾曲している場合、燃焼器尾筒43の内面における接続点Dで内面の接線と延長線Lとがなす角度が接続角度 α となる。更に、形状移行部62が傾斜しておらず、延長線Lが形状移行部62内面と交差しないとき、接続角度 $\alpha = 0$ と規定する。
- [0074] 図1及び図4に示すように、ガスタービン10における周方向の両側の第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ では、形状移行部62の壁面の傾斜角度が小さいことから接続角度 $\alpha 2$ が小さい。一方、図1及び図2に示すように、ガスタービン10における径方向の外側と内側の第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ では、形状移行部62の壁面の傾斜角度が大きいことから接続角度 $\alpha 1$ が大きい。そのため、第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ では、燃焼器内筒42を流れる燃焼ガスGが端部71から形状移行部62の内側に流れ込み、燃焼器内筒42の端部71が高温化し、高

温酸化減肉が発生するおそれがある。そのため、接続角度 $\alpha 2$ が小さい第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ に対して、接続角度 $\alpha 1$ が大きい第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ を効率良く冷却する必要がある。

[0075] この場合、第1冷却部81は、接続角度 $\alpha 2$ が小さい第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ に設けられ、第2冷却部91は、接続角度 $\alpha 1$ が大きい第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ に設けられている。また、第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ は、第1辺64a、64b（図8参照）側に設けられ、第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ は、第2辺65a、65b（図8参照）側に設けられている。この場合、第2辺65aが第2辺65bより長いことから、第2領域 $\theta 3$ の周方向長さが、第2領域 $\theta 4$ の周方向長さより長く設定されている。なお、第1辺64a、64b側の長さは同じであるから、第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ の周方向長さは同じに設定されている。なお、燃焼器尾筒43における溶接部W（図8参照）は、第1領域 $\theta 2$ に配置される。

[0076] 図1、図4及び図5に示すように、第1冷却部81は、燃焼器内筒42における軸方向の端部71であって、第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ （第1辺64a、64b側）に設けられている。第1冷却部81は、燃焼器内筒42における燃焼ガスGの流動方向の下流側の端部71に、燃焼ガスGの流動方向に沿うと共に、燃焼器内筒42の周方向に所定間隔を空けて貫通して設けられる複数の冷却通路である。即ち、第1冷却部81は、燃焼器内筒42の軸方向に沿うと共に周方向に所定間隔を空けて形成される複数の第1冷却通路82と、燃焼器内筒42の径方向に沿うと共に周方向に所定間隔を空けて形成される複数の第1冷却孔83とから構成されている。第1冷却通路82は、一端部が第1冷却孔83に連通し、他端部が燃焼器内筒42の端面に開口している。第1冷却孔83は、径方向隙間Sに開口している。

[0077] 図1から図3に示すように、第2冷却部91は、燃焼器内筒42における軸方向の端部71であって、第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ （第2辺65a、65b側）に設けられている。第2冷却部91は、燃焼器内筒42における燃焼ガスGの流動方向の下流側の端部71に、燃焼ガスGの流動方向に沿うと共に、

燃焼器内筒 4 2 の周方向に所定間隔を空けて貫通して設けられる複数の冷却通路である。即ち、第 2 冷却部 9 1 は、燃焼器内筒 4 2 の軸方向に沿うと共に周方向に所定間隔を空けて形成される複数の第 1 通路 9 2 及び第 2 通路 9 3 と、燃焼器内筒 4 2 の周方向に沿って第 1 通路 9 2 と第 2 通路 9 3 が連通する合流部 9 4 と、燃焼器内筒 4 2 の径方向に沿うと共に周方向に所定間隔を空けて形成される複数の第 2 冷却孔 9 5 とから構成されている。ここで、第 1 通路 9 2 と第 2 通路 9 3 と合流部 9 4 により第 2 冷却通路が構成されている。第 1 通路 9 2 は、一端部が第 2 冷却孔 9 5 に連通し、他端部が合流部 9 4 に連通している。第 2 通路 9 3 は、一端部が合流部 9 4 に連通し、他端部が燃焼器内筒 4 2 の端面に開口している。第 2 冷却孔 9 5 は、径方向隙間 S に開口している。

[0078] そして、図 5 に示すように、第 1 冷却部 8 1 における複数の第 1 冷却通路 8 2 は、周方向に所定のピッチ（間隔） P_1 をもって配置されている。一方、図 3 に示すように、第 2 冷却部 9 1 における複数の第 1 通路 9 2 は、周方向に所定のピッチ（間隔） P_1 をもって配置され、複数の第 2 通路 9 3 は、周方向に所定のピッチ（間隔） P_2 をもって配置されている。ここで、第 1 冷却部 8 1 における第 1 冷却通路 8 2 のピッチ P_1 と、第 2 冷却部 9 1 における第 1 通路 9 2 のピッチ P_1 は、同ピッチに設定されている。一方、第 1 冷却通路 8 2 及び第 1 通路 9 2 のピッチ P_1 に対して、第 2 冷却部 9 1 における第 2 通路 9 3 のピッチ（間隔） P_2 が小さく（ $P_1 > P_2$ ）に設定されることで、第 2 通路 9 3 の本数が多くなっている。なお、第 1 冷却通路 8 2 と第 1 通路 9 2 と第 2 通路 9 3 の内径は、同径となっている。

[0079] そのため、第 1 冷却部 8 1 及び第 2 冷却部 9 1 は、燃焼器内筒 4 2 の板厚内を貫通して設けられていることから、接続角度 α_2 が小さい第 1 領域 θ_1 , θ_2 に設けられる第 1 冷却部 8 1 （第 1 冷却通路 8 2 ）における圧縮空気の合計通路面積に対して、接続角度 α_1 が大きい第 2 領域 θ_3 , θ_4 に設けられる第 2 冷却部 9 1 （第 2 通路 9 3 ）における圧縮空気の合計通路面積が大きくなる。その結果、接続角度 α_2 が小さい第 1 領域 θ_1 , θ_2 に設けら

れる第1冷却部81における圧縮空気の流通量に対して、接続角度 $\alpha 1$ が大きい第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ に設けられる第2冷却部91における圧縮空気の流通量が多くなる。

[0080] すると、図2及び図4に示すように、圧縮機11により圧縮された圧縮空気は、その一部がスプリングクリップ66の隙間を通して径方向隙間Sに導入される。第1冷却部81では、径方向隙間Sの圧縮空気が各第1冷却孔83から各第1冷却通路82に導入され、各第1冷却通路82内を流れることで燃焼器内筒42の端部71における第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ を冷却する。また、第2冷却部91では、径方向隙間Sの圧縮空気が各第2冷却孔95から各第1通路92に導入され、合流部94で合流する。そして、圧縮空気は、合流部94から各第2通路93に導入され、この各第2通路93内を流れることで燃焼器内筒42の端部71における第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ を冷却する。

[0081] ここで、燃焼器尾筒43は、第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ で接続角度 $\alpha 2$ が小さく、第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ で接続角度 $\alpha 1$ が大きいことから、第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ にて、燃焼器内筒42を流れる燃焼ガスGが端部71から形状移行部62の内側に流れ込み、この燃焼器内筒42の端部71が高温化しやすい。ところが、第2冷却部91は、第1冷却部81に比べて、各第2通路93に多量の圧縮空気を流すことから、高温化しやすい燃焼器内筒42の端部71における第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ を効率良く冷却することかできる。

[0082] このように第1実施形態のガスタービン燃焼器にあっては、内部で圧縮空気と燃料が混合されて燃焼する燃焼器内筒42と、燃焼器内筒42における燃焼ガスの流動方向の下流側の端部71が周方向に沿う径方向隙間Sを介して挿入されて接続される燃焼器尾筒43と、燃焼器内筒42と燃焼器尾筒43との接続部Cに設けられて圧縮空気（冷却媒体）により冷却する冷却部81、91とを設け、接続角度 $\alpha 2$ が小さい第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ を冷却する第1冷却部81による圧縮空気の流通量に対して、接続角度 $\alpha 1$ が大きい第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ を冷却する第2冷却部91における圧縮空気の流通量を多く設定している。

- [0083] 従って、燃焼器内筒42と燃焼器尾筒43との接続部Cに圧縮空気により冷却する冷却部81, 91が設けられており、燃焼ガスにより燃焼器内筒42の端部71の高温化が冷却部81, 91の圧縮空気により抑制される。このとき、接続角度 $\alpha 1$ が大きい第2領域 $\theta 3$, $\theta 4$ では、燃焼ガスにより燃焼器内筒42の端部71が高温化しやすい。そのため、第1冷却部81による圧縮空気の流通量に対して、第2冷却部91における圧縮空気の流通量が多いことから、燃焼器尾筒43の周方向における形状に拘わらず、燃焼器内筒42の端部71を圧縮空気により適正に冷却することができる。その結果、燃焼器内筒42を効率良く冷却することで信頼性を向上することができると共に、補修コストを低減して長寿命化を図ることができる。
- [0084] 第1実施形態のガスタービン燃焼器では、接続部Cは、燃焼器内筒42の端部71と燃焼器尾筒43の円筒部61が径方向に重なることで構成され、冷却部81, 91を燃焼器内筒42における軸方向の端部71に設けている。圧縮空気により燃焼器内筒42の端部71を効率良く冷却することができる。
- [0085] 第1実施形態のガスタービン燃焼器では、第1冷却部81として周方向に所定間隔を空けて設けられる複数の第1冷却通路82を設け、第2冷却部91として周方向に所定間隔を空けて設けられる複数の第1通路92を設け、複数の第1冷却通路82のピッチP1に対して、複数の第2通路93のピッチP2を小さく設定している。従って、冷却部81, 91を燃焼ガスの流動方向に沿う複数の通路82, 92, 93とすることで、冷却部81, 91の簡素化を図ることができ、また、第1冷却通路82のピッチP1より第2通路93のピッチP2を小さく設定することで、簡単な構成で接続角度 $\alpha 1$ が大きい第2領域 $\theta 3$, $\theta 4$ における燃焼器内筒42の端部71を効率良く冷却することができる。
- [0086] 第1実施形態のガスタービン燃焼器では、冷却部81, 91の通路82, 92, 93の一端部を径方向隙間Sに開口し、他端部を燃焼器内筒42における燃焼ガスの流動方向の下流側の端面に開口している。従って、外部から

取り入れた圧縮空気により燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 を冷却した後、燃焼ガス通路に排出することで、燃焼器効率の低下を抑制することができる。

[0087] 第 1 実施形態のガスタービン燃焼器では、第 2 冷却部 9 1 として、一端部が径方向隙間 S に開口する第 2 冷却孔 9 5 と、一端部が第 2 冷却孔 9 5 に連通する第 1 通路 9 2 と、一端部が燃焼器内筒 4 2 の端面に開口する第 1 通路 9 2 より数が多い第 2 通路 9 3 と、第 1 通路 9 2 の他端部と第 2 通路 9 3 の他端部とが連通する合流部 9 4 とを設けている。従って、圧縮空気は、複数の第 2 冷却孔 9 5 から第 1 通路 9 2 を通して合流部 9 4 に流れて合流した後、数が増加した第 2 通路 9 3 を流れて排出されることとなり、高温化される燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 における冷却面積が増加し、燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 を効率良く冷却することができる。

[0088] 第 1 実施形態のガスタービン燃焼器では、燃焼器尾筒 4 3 は、円筒部 6 1 と形状移行部 6 2 と、矩形筒部 6 3 とから構成され、第 1 領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ は、径方向に沿う第 1 辺 6 4 a、6 4 b 側に設けられ、第 2 領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ は、周方向に沿う第 2 辺 6 5 a、6 5 b 側に設けられる。従って、円筒形状から矩形筒形状に変化する燃焼器尾筒 4 3 であっても、この燃焼器尾筒 4 3 に接続される燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 を全周にわたって効率良く冷却することができる。

[0089] 第 1 実施形態のガスタービン燃焼器では、ガスタービン 1 0 の径方向の外側に位置する第 2 領域 $\theta 3$ の周方向長さを、ガスタービン 1 0 の径方向の内側に位置する第 2 領域 $\theta 4$ の周方向長さより長く設定している。従って、燃焼器尾筒 4 3 の形状に応じて第 2 領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ の周方向長さを設定することで、燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 を全周にわたって効率良く冷却することができる。

[0090] また、第 1 実施形態のガスタービンにあっては、空気を圧縮する圧縮機 1 1 と、圧縮機 1 1 が圧縮した圧縮空気と燃料を混合して燃焼する燃焼器 1 2 と、燃焼器 1 2 が生成した燃焼ガスにより回転動力を得るタービン 1 3 とを備え、燃焼器 1 2 にて、燃焼器内筒 4 2 と燃焼器尾筒 4 3 との接続部 C に圧

縮空気（冷却媒体）により冷却する冷却部 8 1, 9 1 を設けている。従って、燃焼器内筒 4 2 を効率良く冷却することで信頼性を向上することができると共に長寿命化を図ることができる。

[0091] [第 2 実施形態]

図 9 は、第 2 実施形態のガスタービン燃焼器における燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す断面図、図 10 は、燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す図 9 の X-X 断面図、図 11 は、燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す図 9 の XI-XI 断面図である。なお、上述した第 1 実施形態と同様の機能を有する部材には、同一の符号を付して詳細な説明は省略する。

[0092] 第 2 実施形態では、図 9 から図 11 に示すように、燃焼器内筒 4 2 と燃焼器尾筒 4 3 との接続部 C に冷却媒体としての圧縮空気により冷却する冷却部 8 1, 9 1 が設けられている。本実施形態にて、冷却部 8 1, 9 1 は、燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 に設けられ、径方向隙間 S 1 が広い第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ に設けられる第 1 冷却部 8 1 における圧縮空気の流通量に対して、第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ の径方向隙間 S 1 よりも径方向隙間 S 2 が狭い第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ に設けられる第 2 冷却部 9 1 における圧縮空気の流通量が多く設定されている。

[0093] 燃焼器尾筒 4 3 は、前述したように、円筒部 6 1 に対して形状移行部 6 2 及び矩形筒部 6 3 が絞り形状をなしていることから、燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 と燃焼器尾筒 4 3 の形状移行部 6 2 との径方向隙間 S 1, S 2 が周方向で相違している。即ち、ガスタービン 10 における周方向の両側の第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ では、形状移行部 6 2 の壁面が直線状をなすことから、燃焼器内筒 4 2 と燃焼器尾筒 4 3 との径方向隙間 S 1 が第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ の径方向隙間 S 2 よりも広い。一方、ガスタービン 10 における径方向の外側と内側の第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ では、形状移行部 6 2 の壁面が中心部側に傾斜していることから、燃焼器内筒 4 2 と燃焼器尾筒 4 3 との径方向隙間 S 2 が第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ の径方向隙間 S 1 よりも狭い。そのため、第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ では、燃焼器内筒 4 2 を流れる燃焼ガス G が端部 7 1 から形状移行部 6 2 の

内側に流れ込み、燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 が高温化し、高温酸化減肉が発生するおそれがある。そのため、径方向隙間 S 1 が広い第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ に対して、第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ の径方向隙間 S 1 よりも径方向隙間 S 2 が狭い第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ を効率良く冷却する必要がある。

[0094] この場合、第 1 冷却部 8 1 は、径方向隙間 S 1 が広い第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ に設けられ、第 2 冷却部 9 1 は、第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ の径方向隙間 S 1 よりも径方向隙間 S 2 が狭い第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ に設けられている。また、第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ は、第 1 辺 6 4 a , 6 4 b (図 8 参照) 側に設けられ、第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ は、第 2 辺 6 5 a , 6 5 b (図 8 参照) 側に設けられている。この場合、第 2 辺 6 5 a が第 2 辺 6 5 b より長いことから、第 2 領域 $\theta 3$ の周方向長さが、第 2 領域 $\theta 4$ の周方向長さより長く設定されている。なお、第 1 辺 6 4 a , 6 4 b 側の長さは同じであるから、第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ の周方向長さは同じに設定されている。なお、燃焼器尾筒 4 3 における溶接部 W (図 8 参照) は、第 1 領域 $\theta 2$ に配置される。

[0095] なお、第 1 冷却部 8 1 と第 2 冷却部 9 1 は、第 1 実施形態と同様であることから、説明は省略する。

[0096] そのため、第 1 冷却部 8 1 及び第 2 冷却部 9 1 は、燃焼器内筒 4 2 の板厚内を貫通して設けられていることから、径方向隙間 S 1 が広い第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ に設けられる第 1 冷却部 8 1 (第 1 冷却通路 8 2) における圧縮空気の合計通路面積に対して、第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ の径方向隙間 S 1 よりも径方向隙間 S 2 が狭い第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ に設けられる第 2 冷却部 9 1 (第 2 通路 9 3) における圧縮空気の合計通路面積が大きくなる。その結果、径方向隙間 S 1 が広い第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ に設けられる第 1 冷却部 8 1 における圧縮空気の流通量に対して、第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ の径方向隙間 S 1 よりも径方向隙間 S 2 が狭い第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ に設けられる第 2 冷却部 9 1 における圧縮空気の流通量が多くなる。

[0097] すると、圧縮機 1 1 により圧縮された圧縮空気は、その一部がスプリングクリップ 6 6 の隙間を通して径方向隙間 S に導入される。第 1 冷却部 8 1 で

は、径方向隙間Sの圧縮空気が各第1冷却孔83から各第1冷却通路82に導入され、各第1冷却通路82内を流れることで燃焼器内筒42の端部71における第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ を冷却する。また、第2冷却部91では、径方向隙間Sの圧縮空気が各第2冷却孔95から各第1通路92に導入され、合流部94で合流する。そして、圧縮空気は、合流部94から各第2通路93に導入され、この各第2通路93内を流れることで燃焼器内筒42の端部71における第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ を冷却する。

[0098] ここで、燃焼器尾筒43は、第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ で径方向隙間S1が広く、第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ で径方向隙間S2が狭いことから、第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ にて、燃焼器内筒42を流れる燃焼ガスGが端部71から形状移行部62の内側に流れ込み、この燃焼器内筒42の端部71が高温化しやすい。ところが、第2冷却部91は、第1冷却部81に比べて、各第2通路93に多量の圧縮空気を流すことから、高温化しやすい燃焼器内筒42の端部71における第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ を効率良く冷却することかできる。

[0099] このように第2実施形態のガスタービン燃焼器にあっては、内部で圧縮空気と燃料が混合されて燃焼する燃焼器内筒42と、燃焼器内筒42における燃焼ガスの流動方向の下流側の端部が径方向隙間Sを介して挿入されて接続される燃焼器尾筒43と、燃焼器内筒42と燃焼器尾筒43との接続部Cに設けられて圧縮空気（冷却媒体）により冷却する冷却部81、91とを設け、径方向隙間S1が広い第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ を冷却する第1冷却部81による圧縮空気の流通量に対して、径方向隙間S2が狭い第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ を冷却する第2冷却部91における圧縮空気の流通量を多く設定している。

[0100] 従って、燃焼器内筒42と燃焼器尾筒43との接続部Cに圧縮空気により冷却する冷却部81、91が設けられており、燃焼ガスにより燃焼器内筒42の端部71の高温化が冷却部81、91の圧縮空気により抑制される。このとき、径方向隙間S2が狭い第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ では、燃焼ガスにより燃焼器内筒42の端部71が高温化しやすい。そのため、第1冷却部81による圧縮空気の流通量に対して、第2冷却部91における圧縮空気の流通量が

多いことから、燃焼器尾筒 4 3 の周方向における形状に拘わらず、燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 を圧縮空気により適正に冷却することができる。その結果、燃焼器内筒 4 2 を効率良く冷却することで信頼性を向上することができると共に、補修コストを低減して長寿命化を図ることができる。

[0101] なお、第 1 実施形態では、接続角度 $\alpha 2$ が小さい第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ への圧縮空気の流通量に対して、接続角度 $\alpha 1$ が大きい第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ への圧縮空気の流通量を多く設定し、第 2 実施形態は、径方向隙間 S 1 が広い第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ への圧縮空気の流通量に対して、径方向隙間 S 2 が狭い第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ への圧縮空気の流通量を多く設定した。ここで、第 1 実施形態に第 2 実施形態を加味することで、接続角度 $\alpha 2$ が小さく、且つ、径方向隙間 S 1 が広い第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ への圧縮空気の流通量に対して、接続角度 $\alpha 1$ が大きく、且つ、径方向隙間 S 2 が狭い第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ への圧縮空気の流通量を多く設定してもよい。

[0102] [第 3 実施形態]

図 1 2 は、第 3 実施形態のガスタービン燃焼器における燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す断面図である。なお、上述した実施形態と同様の機能を有する部材には、同一の符号を付して詳細な説明は省略する。

[0103] 第 3 実施形態において、図 1 2 に示すように、燃焼器内筒 4 2 は、端部 7 1 が燃焼器尾筒 4 3 の円筒部 6 1 内に径方向隙間 S を介して挿入され、この燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 と燃焼器尾筒 4 3 の円筒部 6 1 が径方向に重なる領域が接続部 C となる。そして、燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 と燃焼器尾筒 4 3 の円筒部 6 1 との間の径方向隙間 S にスプリングクリップ 6 6 が配置されている。

[0104] そして、第 3 実施形態では、燃焼器内筒 4 2 と燃焼器尾筒 4 3 との接続部 C に圧縮空気（冷却媒体）により冷却する冷却部 1 0 1 が設けられている。本実施形態にて、冷却部 1 0 1 は、燃焼器尾筒 4 3 の円筒部 6 1 に設けられ、径方向隙間 S 1 が広い第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ （図 1 参照）に設けられる第 1 冷却部における圧縮空気の流通量に対して、径方向隙間 S 2 が狭い第 2 領域

$\theta 3$, $\theta 4$ (図 1 参照) に設けられる第 2 冷却部における圧縮空気の流通量が多く設定されている。具体的に、冷却部 101 は、燃焼器尾筒 43 における燃焼ガス G の流動方向の上流側の端部 (円筒部 61) に、燃焼ガス G の流動方向に沿うと共に、燃焼器尾筒 43 の周方向に所定間隔を空けて貫通して設けられる複数の冷却通路 102 である。各冷却通路 102 は、一端部が燃焼器尾筒 43 の外面に開口し、他端部が燃焼器尾筒 43 の内面であって、燃焼器内筒 42 の端部に対向して開口している。

[0105] 第 3 実施形態では、図示しないが、第 1 実施形態と同様に、径方向隙間 S1 が広い第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ (図 1 参照) に設けられる冷却通路 102 の本数に対して、径方向隙間 S2 が狭い第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ (図 1 参照) に設けられる冷却通路 102 の本数が多く設定されている。

[0106] そのため、圧縮機 11 により圧縮された圧縮空気は、その一部が複数の冷却通路 102 から径方向隙間 S に導入され、燃焼器内筒 42 の端部 71 に接触することで燃焼器内筒 42 の端部 71 を冷却する。ここで、径方向隙間 S2 が狭い第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ では、冷却通路 102 の本数が多いことから、高温化しやすい燃焼器内筒 42 の端部 71 における第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ を効率良く冷却することかできる。

[0107] なお、ここでは、冷却部 101 を燃焼器尾筒 43 の円筒部 61 に設けられる複数の冷却通路 102 としたが、この構成に限定されるものではない。図 13 は、第 3 実施形態のガスタービン燃焼器における燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部の変形例を表す断面図である。

[0108] 第 3 実施形態の変形例では、図 13 に示すように、燃焼器内筒 42 と燃焼器尾筒 43 との接続部 C に圧縮空気 (冷却媒体) により冷却する冷却部 111 が設けられている。本実施形態にて、冷却部 111 は、燃焼器尾筒 43 の円筒部 61 及び形状移行部 62 に設けられ、径方向隙間 S1 が広い第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ (図 1 参照) に設けられる第 1 冷却部における圧縮空気の流通量に対して、第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ の径方向隙間 S1 よりも径方向隙間 S2 が狭い第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ (図 1 参照) に設けられる第 2 冷却部における圧縮空

気の流通量が多く設定されている。具体的に、冷却部 1 1 1 は、燃焼器尾筒 4 3 における燃焼ガス G の流動方向の上流側の円筒部 6 1 及び形状移行部 6 2 に、燃焼器尾筒 4 3 の径方向に沿うと共に、燃焼器尾筒 4 3 の周方向に所定間隔を空けて貫通して設けられる複数の冷却通路 1 1 2, 1 1 3 である。各冷却通路 1 1 2, 1 1 3 は、燃焼ガス G の流動方向にずれて配置され、一端部が燃焼器尾筒 4 3 の外面に開口し、他端部が燃焼器尾筒 4 3 の内面であって、燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 に対向して開口している。

[0109] 第 3 実施形態の変形例では、図示しないが、第 3 実施形態と同様に、径方向隙間 S が広い第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ (図 1 参照) に設けられる冷却通路 1 1 2, 1 1 3 の本数に対して、第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ の径方向隙間 S 1 よりも径方向隙間 S 2 が狭い第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ (図 1 参照) に設けられる冷却通路 1 1 2, 1 1 3 の本数が多く設定されている。なお、作用は、第 3 実施形態と同様であることから、説明は省略する。

[0110] このように第 3 実施形態のガスタービン燃焼器にあっては、燃焼器内筒 4 2 と燃焼器尾筒 4 3 との接続部 C に、圧縮空気 (冷却媒体) により冷却する冷却部 1 0 1, 1 1 1 を設け、径方向隙間 S 1 が広い第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ を冷却する第 1 冷却部による圧縮空気の流通量に対して、第 1 領域 $\theta 1$, $\theta 2$ の径方向隙間 S 1 よりも径方向隙間 S 2 が狭い第 2 領域 $\theta 3$, $\theta 4$ を冷却する第 2 冷却部における圧縮空気の流通量を多く設定している。

[0111] 従って、燃焼器尾筒 4 3 の周方向における形状に拘わらず、燃焼器内筒 4 2 の端部 7 1 を圧縮空気により適正に冷却することができる。その結果、燃焼器内筒 4 2 を効率良く冷却することで信頼性を向上することができると共に長寿命化を図ることができる。

[0112] [第 4 実施形態]

図 1 4 は、第 4 実施形態のガスタービン燃焼器における燃焼器内筒と燃焼器尾筒の接続部を表す断面図である。なお、上述した実施形態と同様の機能を有する部材には、同一の符号を付して詳細な説明は省略する。

[0113] 第 4 実施形態において、図 1 4 に示すように、ガスタービンの径方向及び

軸方向に垂直な直線で、且つ、燃焼器内筒 4 2 の軸中心 O を通る基準線 L 1 に対してこの基準線 L 1 よりもガスタービンの径方向の外側の領域にある冷却部 8 1, 9 1 (図 2 及び図 4 参照) の外側領域と、基準線 L 1 に対してこの基準線 L 1 よりもガスタービンの径方向の内側の領域にある冷却部 8 1, 9 1 の内側領域とが設定される。そして、燃焼器内筒 4 2 の外面の軸方向に沿う延長線 L と燃焼器尾筒 4 3 の内面との交点 (接続点 D) における接続角度 α が設定される。また、外側領域または内側領域のいずれかの領域における基準線 L 1 寄りの位置に設定される第 1 領域 $\theta 1, \theta 2$ と第 1 領域 $\theta 1, \theta 2$ よりも基準線 L 1 から遠い位置に設定されて第 1 領域 $\theta 1, \theta 2$ よりも接続角度 α が大きい第 2 領域 $\theta 3, \theta 4$ とが設定される。そして、第 2 領域 $\theta 3, \theta 4$ (第 2 冷却部 9 1) は、第 1 領域 $\theta 1, \theta 2$ (第 1 冷却部 8 1) よりも圧縮空気 (冷却媒体) の流通量が多く設定される。この構成は、第 1 実施形態とほぼ同様の構成となっている。

[0114] また、外側領域または内側領域のいずれかの領域における基準線 L 1 寄りの位置に設定される第 1 領域 $\theta 1, \theta 2$ と、第 1 領域 $\theta 1, \theta 2$ よりも基準線 L 1 から遠い位置に設定されて第 1 領域 $\theta 1, \theta 2$ よりも径方向隙間 S が狭い第 2 領域 $\theta 3, \theta 4$ とが設定され、第 2 領域 $\theta 3, \theta 4$ は、第 1 領域 $\theta 1, \theta 2$ よりも圧縮空気 (冷却媒体) の流通量が多く設定される。この構成は、第 2 実施形態とほぼ同様の構成となっている。

[0115] 以下、第 1 領域 $\theta 1, \theta 2$ と第 2 領域 $\theta 3, \theta 4$ の関係、また、第 1 冷却部 8 1 と第 2 冷却部 9 1 との関係について、具体的に説明する。

[0116] 燃焼器内筒 4 2 及び燃焼器尾筒 4 3 の周方向における単位長さ当りの冷却部 8 1, 9 1 の断面積は、第 1 領域 $\theta 1, \theta 2$ より第 2 領域 $\theta 3, \theta 4$ が大きく設定されている。即ち、第 1 冷却部 8 1 の周方向における単位長さ当りの断面積は、第 2 冷却部 9 1 の周方向における単位長さ当りの断面積より大きく設定されている。

[0117] 外側領域は、第 1 領域 $\theta 1, \theta 2$ の一部を構成する外側第 1 領域 $\theta 1 1, \theta 2 1$ と、外側第 1 領域 $\theta 1 1, \theta 2 1$ よりガスタービンの径方向の外側で

第2領域を構成する外側第2領域 $\theta 3$ とに設定され、外側第1領域 $\theta 1 1$ 、 $\theta 2 1$ の合計領域より外側第2領域 $\theta 3$ が大きく設定されている。

[0118] 内側領域は、第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ の一部を構成する内側第1領域 $\theta 1 2$ 、 $\theta 2 2$ と、内側第1領域 $\theta 1 2$ 、 $\theta 2 2$ よりガスタービンの径方向の内側で第2領域を構成する内側第2領域 $\theta 4$ とに設定され、内側第1領域 $\theta 1 2$ 、 $\theta 2 2$ の合計領域より内側第2領域 $\theta 4$ が小さく設定されている。

[0119] この場合、内側第2領域 $\theta 4$ より外側第2領域 $\theta 3$ が大きく設定されている。

[0120] 第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ 及び第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ は、それぞれ基準線 $L 1$ 及び燃焼器内筒42の軸方向に垂直な第2基準線 $L 2$ に対して線対称に設定されている。

[0121] 外側領域における冷却通路の数は、内側領域における冷却通路の数より多く設定されている。また、第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ における冷却通路の数は、第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ における冷却通路の数より少なく設定されている。

[0122] 複数の冷却通路における平均間隔は、第1領域 $\theta 1$ 、 $\theta 2$ で5.5mm～8.5mmに設定され、第2領域 $\theta 3$ 、 $\theta 4$ で2.0mm～5.0mmに設定されている。即ち、第1冷却部81における冷却通路の平均間隔は、5.5mm～8.5mmに設定され、第2冷却部91における冷却通路の平均間隔は、2.0mm～5.0mmに設定されている。

[0123] 外側第1領域 $\theta 1 1$ 、 $\theta 2 1$ と外側第2領域 $\theta 3$ は、燃焼器内筒42の周方向に隣接し、外側第1領域 $\theta 1 1$ 、 $\theta 2 1$ と外側第2領域 $\theta 3$ の境界位置は、基準線 $L 1$ から15度～30度の範囲に設定されている。

[0124] 内側第1領域 $\theta 1 2$ 、 $\theta 2 2$ と内側第2領域 $\theta 4$ は、燃焼器内筒42の周方向に隣接し、内側第1領域 $\theta 1 2$ 、 $\theta 2 2$ と内側第2領域 $\theta 4$ の境界位置は、基準線 $L 1$ から60度～75度の範囲に設定されている。

[0125] 燃焼器内筒42と基準線 $L 1$ とが交差する位置における接続角度 α が0度に設定され、外側領域のうちの第2基準線 $L 2$ と交差する位置における接続角度 α が12度～16度に設定され、内側領域のうちの第2基準線 $L 2$ と交

差する位置における接続角度 α が8度～12度に設定されている。

[0126] 第1領域 θ_1 , θ_2 と第2領域 θ_3 , θ_4 の関係、第1冷却部81と第2冷却部91との関係は、上述した範囲に設定することが望ましく、この構成により、燃焼器内筒42を効率良く冷却することができる。

[0127] なお、上述した第1実施形態では、冷却部81, 91として、燃焼器内筒42の板厚内に燃焼ガスGの流動方向に沿って貫通した通路82, 92, 93としたり、冷却部101, 111として、燃焼器尾筒43に形成した通路102, 112, 113としたりしたが、この構成に限定されるものではない。例えば、この通路は、燃焼ガスGの流動方向に対して傾斜していても、燃焼器内筒42の周方向に沿っていてもよい。

符号の説明

- [0128]
- 10 ガスタービン
 - 11 圧縮機
 - 12 燃焼器
 - 13 タービン
 - 41 燃焼器外筒
 - 42 燃焼器内筒（燃焼用筒）
 - 43 燃焼器尾筒（トランジションピース）
 - 61 円筒部
 - 64 a, 64 b 第1辺
 - 65 a, 65 b 第2辺
 - 66 スプリングクリップ
 - 67 バギークリップ
 - 71 端部
 - 81 第1冷却部
 - 82 第1冷却通路
 - 83 第1冷却孔
 - 91 第2冷却部

9 2 第 1 通路 (第 2 冷却通路)

9 3 第 2 通路 (第 2 冷却通路)

9 4 合流部 (第 2 冷却通路)

9 5 第 2 冷却孔

1 0 1, 1 1 1 冷却部

1 0 2, 1 1 2, 1 1 3 冷却通路

D 接続点 (交点)

L 延長線

L 1 基準線

L 2 第 2 基準線

S, S 1, S 2 径方向隙間

α , α 1, α 2 接続角度

θ 1, θ 2 第 1 領域

θ 3 外側第 2 領域 (第 2 領域)

θ 4 内側第 2 領域 (第 2 領域)

θ 1 1, θ 2 1 外側第 1 領域

θ 1 2, θ 2 2 内側第 1 領域

請求の範囲

[請求項1]

内部で圧縮空気と燃料が混合されて燃焼し、
燃焼ガスの流動方向の下流側の端部が周方向に沿う径方向隙間を介してランジションピースに挿入されて接続され、
前記ランジションピースとの接続部に設けられる冷却部の冷却媒体により冷却するガスタービンの燃焼用筒において、
前記ガスタービンの径方向及び軸方向に垂直な直線で、且つ、前記燃焼用筒の中心を通る基準線に対し、前記基準線よりも前記ガスタービンの径方向の外側の領域にある前記冷却部の外側領域と、
前記基準線に対して前記基準線よりも前記ガスタービンの径方向の内側の領域にある前記冷却部の内側領域と、が設定され、
前記燃焼用筒の外面の軸方向に沿う延長線と前記ランジションピースの内面との交点における接続角度が設定され、
前記外側領域または前記内側領域のいずれかの領域における前記基準線寄りの位置に設定される第1領域と、前記第1領域よりも前記基準線から遠い位置に設定されて前記第1領域よりも前記接続角度が大きい第2領域と、が設定され、
前記第2領域は、前記第1領域よりも冷却媒体の流通量が多く設定される、
ことを特徴とする燃焼用筒。

[請求項2]

前記冷却部は、前記第1領域における冷却媒体の流通量に対して、前記第1領域より前記径方向隙間が狭い前記第2領域における前記冷却媒体の流通量が多く設定されることを特徴とする請求項1に記載の燃焼用筒。

[請求項3]

内部で圧縮空気と燃料が混合されて燃焼し、
燃焼ガスの流動方向の下流側の端部が周方向に沿う径方向隙間を介してランジションピースに挿入されて接続され、
前記ランジションピースとの接続部に設けられる冷却部の冷却媒

体により冷却するガスタービンの燃焼用筒において、

前記ガスタービンの径方向及び軸方向に垂直な直線で、且つ、前記燃焼用筒の中心を通る基準線に対して前記基準線よりも前記ガスタービンの径方向の外側の領域にある前記冷却部の外側領域と、

前記基準線に対し、前記基準線よりも前記ガスタービンの径方向の内側の領域にある前記冷却部の内側領域と、が設定され、

前記外側領域または前記内側領域のいずれかの領域における前記基準線寄りの位置に設定される第1領域と、前記第1領域よりも前記基準線から遠い位置に設定されて前記第1領域よりも前記径方向隙間が狭い第2領域と、が設定され、

前記第2領域は、前記第1領域よりも冷却媒体の流通量が多く設定される、

ことを特徴とする燃焼用筒。

[請求項4] 前記接続部は、前記燃焼用筒における軸方向の端部と前記トランジションピースにおける軸方向の端部が径方向に重なることで構成され、前記冷却部は、前記燃焼用筒における軸方向の端部または前記トランジションピースにおける軸方向の端部に設けられることを特徴とする請求項1から請求項3のいずれか一項に記載の燃焼用筒。

[請求項5] 前記冷却部は、前記燃焼用筒における燃焼ガスの流動方向の下流側の端部に、燃焼ガスの流動方向に沿うと共に周方向に所定間隔を空けて設けられる複数の冷却通路を有し、前記第1領域における前記複数の冷却通路の平均間隔に対して、前記第2領域における前記複数の冷却通路の平均間隔が小さく設定されることを特徴とする請求項4に記載の燃焼用筒。

[請求項6] 前記複数の冷却通路は、一端部が前記径方向隙間に開口し、他端部が前記燃焼用筒における燃焼ガスの流動方向の下流側の端面に開口することを特徴とする請求項5に記載の燃焼用筒。

[請求項7] 前記第2領域に設けられる前記複数の冷却通路は、一端部が前記径

方向隙間に開口する第 1 通路と、一端部が前記燃焼用筒の前記端面に開口する前記第 1 通路より数が多い第 2 通路と、前記第 1 通路の他端部と前記第 2 通路の他端部とが連通する合流部とを有することを特徴とする請求項 6 に記載の燃焼用筒。

[請求項 8] 前記トランジションピースは、燃焼ガスの流動方向の上流側が円筒形状をなし、燃焼ガスの流動方向の下流側がガスタービンの径方向に沿う第 1 辺の長さに対して前記ガスタービンの周方向に沿う第 2 辺の長さが長い矩形筒形状をなし、前記第 1 領域は、第 1 辺側に設けられ、前記第 2 領域は、第 2 辺側に設けられることを特徴とする請求項 1 から請求項 7 のいずれか一項に記載の燃焼用筒。

[請求項 9] 前記冷却部は、前記燃焼用筒における燃焼ガスの流動方向の下流側の端部に、燃焼ガスの流動方向に沿うと共に周方向に所定間隔を空けて設けられる複数の冷却通路を有し、周方向における単位長さ当りの前記冷却通路の断面積は、前記第 1 領域より前記第 2 領域が大きく設定されることを特徴とする請求項 4 に記載の燃焼用筒。

[請求項 10] 前記外側領域は、前記第 1 領域を構成する外側第 1 領域と、前記外側第 1 領域より前記ガスタービンの径方向の外側で前記第 2 領域を構成する外側第 2 領域とに設定され、前記外側第 1 領域より前記外側第 2 領域が大きく設定されることを特徴とする請求項 1 から請求項 9 のいずれか一項に記載の燃焼用筒。

[請求項 11] 前記内側領域は、前記第 1 領域を構成する内側第 1 領域と、前記内側第 1 領域より前記ガスタービンの径方向の内側で前記第 2 領域を構成する内側第 2 領域とに設定され、前記内側第 1 領域より前記内側第 2 領域が小さく設定されることを特徴とする請求項 1 から請求項 10 のいずれか一項に記載の燃焼用筒。

[請求項 12] 前記外側領域は、前記第 1 領域を構成する外側第 1 領域と、前記外側第 1 領域より前記ガスタービンの径方向の外側で前記第 2 領域を構成する外側第 2 領域とに設定され、前記外側第 1 領域より前記外側第

2 領域が大きく設定されると共に、前記内側領域は、前記第 1 領域を構成する内側第 1 領域と、前記内側第 1 領域より前記ガスタービンの径方向の内側で前記第 2 領域を構成する内側第 2 領域とに設定され、前記内側第 2 領域より前記外側第 2 領域が大きく設定されることを特徴とする請求項 1 から請求項 9 のいずれか一項に記載の燃焼用筒。

[請求項13] 前記第 1 領域及び前記第 2 領域は、それぞれ前記基準線及び燃焼用筒の軸方向に垂直な第 2 基準線に対して線対称に設定されることを特徴とする請求項 1 から請求項 12 のいずれか一項に記載の燃焼用筒。

[請求項14] 前記冷却部は、前記燃焼用筒における燃焼ガスの流動方向の下流側の端部に、燃焼ガスの流動方向に沿うと共に周方向に所定間隔を空けて設けられる複数の冷却通路を有し、前記外側領域における前記冷却通路の数は、前記内側領域における前記冷却通路の数より多く設定されることを特徴とする請求項 4 に記載の燃焼用筒。

[請求項15] 前記冷却部は、前記燃焼用筒における燃焼ガスの流動方向の下流側の端部に、燃焼ガスの流動方向に沿うと共に周方向に所定間隔を空けて設けられる複数の冷却通路を有し、前記第 1 領域における前記冷却通路の数は、前記第 2 領域における前記冷却通路の数より少なく設定されることを特徴とする請求項 4 に記載の燃焼用筒。

[請求項16] 前記複数の冷却通路における平均間隔は、前記第 1 領域で 5.5 mm～8.5 mm に設定され、前記第 2 領域で 2.0 mm～5.0 mm に設定されることを特徴とする請求項 5 から請求項 7 のいずれか一項に記載の燃焼用筒。

[請求項17] 前記外側第 1 領域と前記外側第 2 領域は、前記燃焼用筒の周方向に隣接し、前記外側第 1 領域と前記外側第 2 領域の境界位置は、前記基準線から 15 度～30 度の範囲に設定されることを特徴とする請求項 10 または請求項 12 に記載の燃焼用筒。

[請求項18] 前記内側第 1 領域と前記内側第 2 領域は、前記燃焼用筒の周方向に隣接し、前記内側第 1 領域と前記内側第 2 領域の境界位置は、前記基

準線から60度～75度の範囲に設定されることを特徴とする請求項11または請求項12に記載の燃焼用筒。

[請求項19] 前記燃焼用筒と前記基準線とが交差する位置における接続角度が0度に設定され、前記外側領域のうちの前記第2基準線と交差する位置における接続角度が12度～16度に設定され、前記内側領域のうちの前記第2基準線と交差する位置における接続角度が8度～12度に設定されることを特徴とする請求項13に記載の燃焼用筒。

[請求項20] 内部で圧縮空気と燃料が混合されて燃焼する請求項1から請求項19のいずれか一項に記載の燃焼用筒と、

前記燃焼用筒における燃焼ガスの流動方向の下流側の端部が周方向に沿う径方向隙間を介して挿入されて接続されるトランジションピースと、

を備えることを特徴とするガスタービン燃焼器。

[請求項21] 空気を圧縮する圧縮機と、

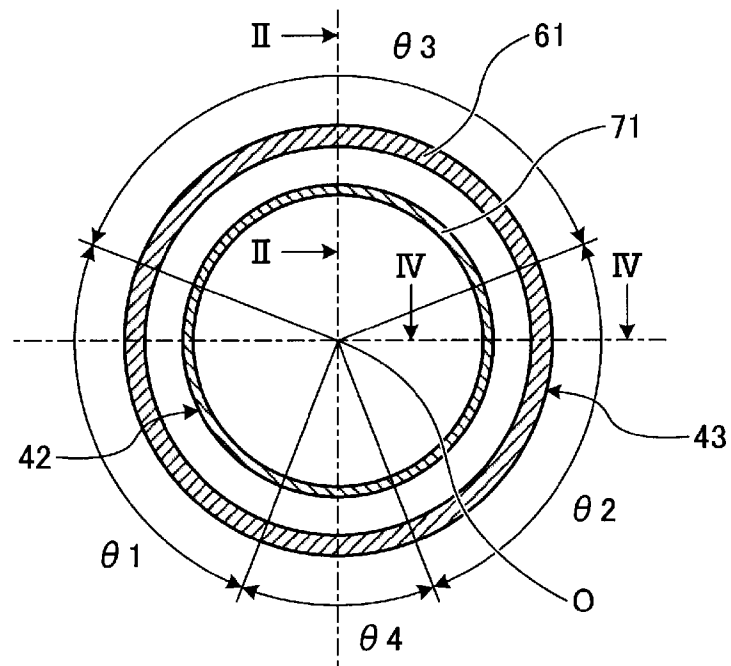
前記圧縮機が圧縮した圧縮空気と燃料を混合して燃焼する燃焼器と、

前記燃焼器が生成した燃焼ガスにより回転動力を得るタービンと、
を備え、

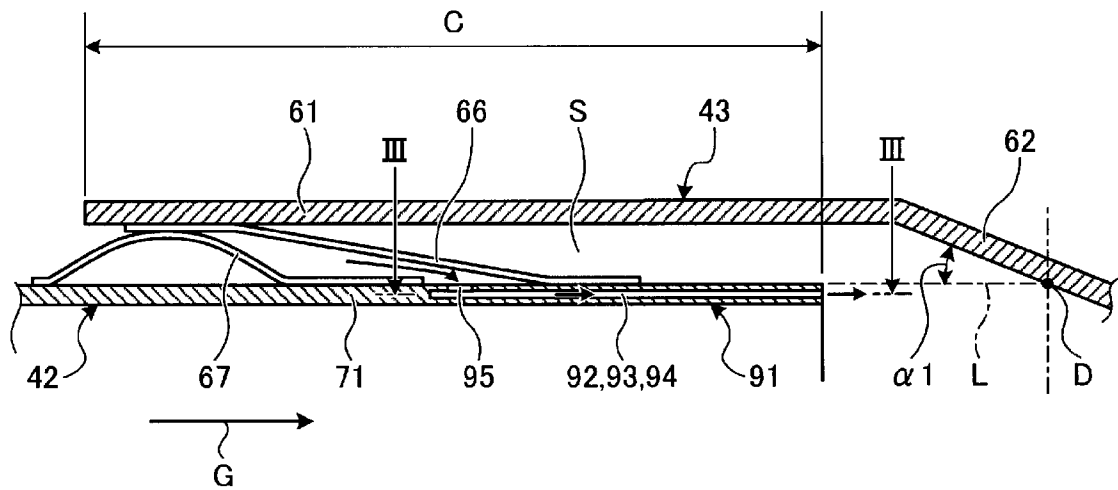
前記燃焼器として請求項20に記載のガスタービン燃焼器が用いられる、

ことを特徴とするガスタービン。

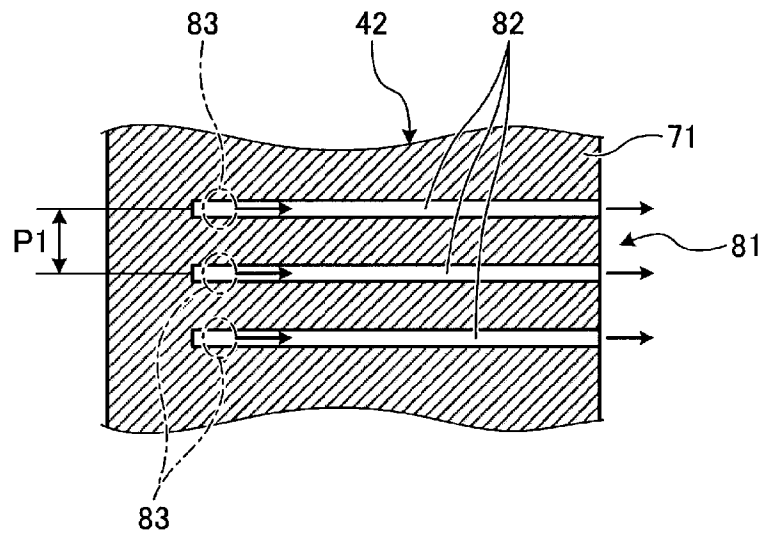
[図1]



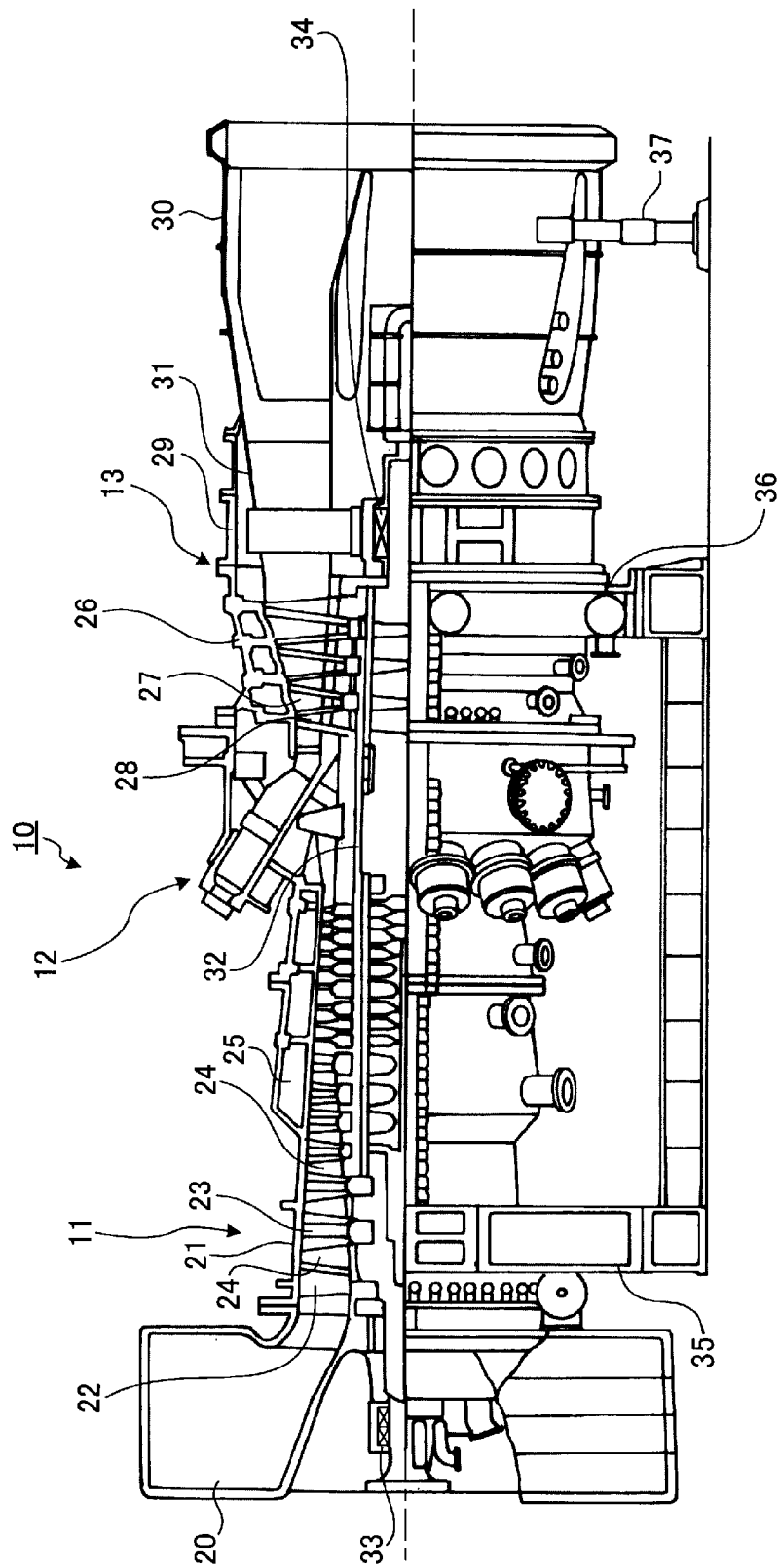
[図2]



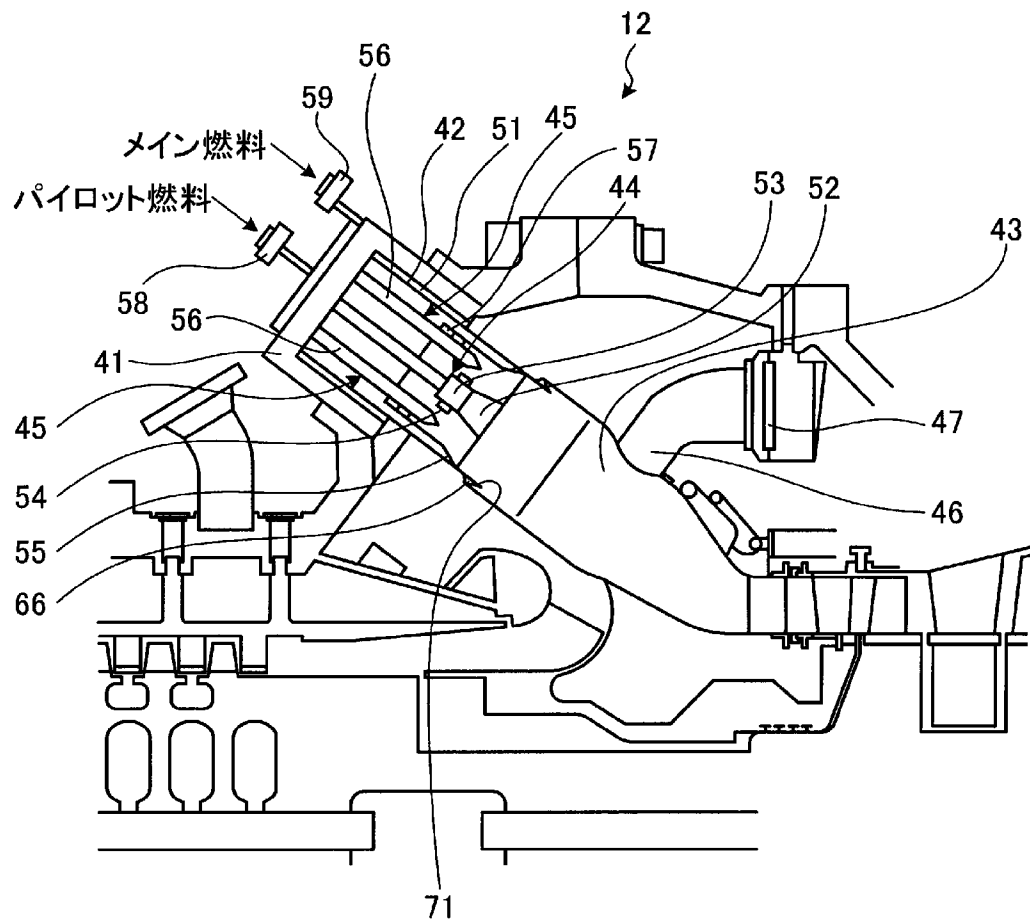
[図5]



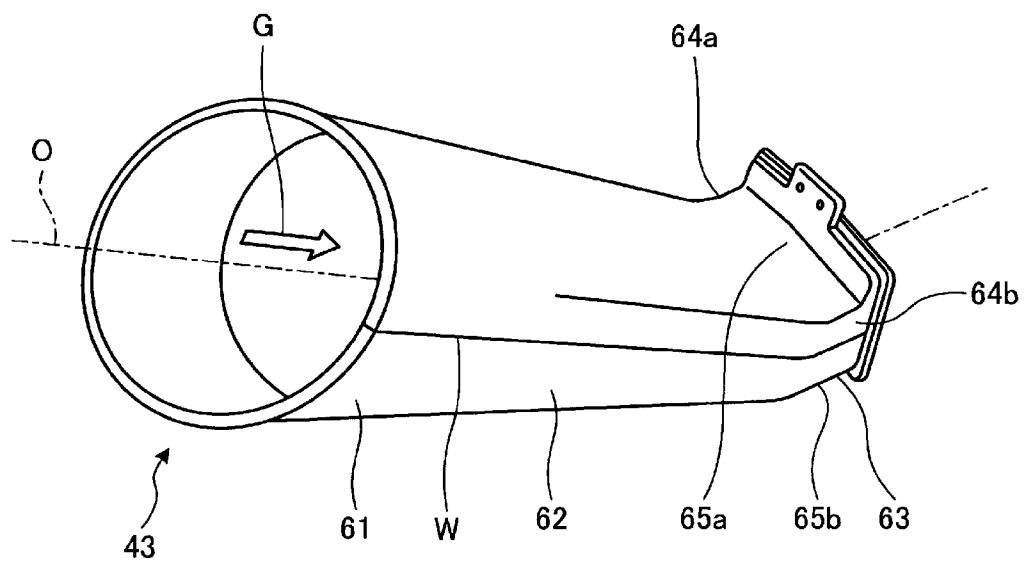
[図6]



[図7]



[図8]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/082048

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02C7/18(2006.01)i, F23R3/06(2006.01)i, F23R3/42(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F02C7/18, F23R3/06, F23R3/42

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2015-90086 A (Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd.), 11 May 2015 (11.05.2015), paragraphs [0018] to [0021]; fig. 1 to 6 & US 2015/0121879 A1 paragraphs [0036] to [0039]; fig. 1 to 6 & EP 2868972 A1 & CN 104612833 A	1-21
A	WO 2012/132898 A1 (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 04 October 2012 (04.10.2012), paragraphs [0079] to [0084]; fig. 11 & US 2014/0013762 A1 paragraphs [0098] to [0103]; fig. 11 & EP 2693021 A1 & KR 10-2013-0124574 A & CN 103443421 A	1-21

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
23 January 2017 (23.01.17)

Date of mailing of the international search report
31 January 2017 (31.01.17)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/082048

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 8-270947 A (Toshiba Corp.), 18 October 1996 (18.10.1996), paragraphs [0015] to [0020]; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-21
A	JP 2008-274774 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 13 November 2008 (13.11.2008), paragraphs [0017], [0020] to [0021], [0023], [0034]; fig. 3 to 4, 8 (Family: none)	1-21
A	JP 2014-98352 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Tohoku Electric Power Co., Inc.), 29 May 2014 (29.05.2014), paragraphs [0032] to [0036]; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-21
P,A	JP 2016-142163 A (Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd.), 08 August 2016 (08.08.2016), paragraphs [0108] to [0110], [0116], [0123]; fig. 12 to 13 & WO 2016/121694 A1	1-21
P,A	JP 2016-65671 A (Mitsubishi Hitachi Power Systems, Ltd.), 28 April 2016 (28.04.2016), paragraphs [0031] to [0038]; fig. 1 to 3 & WO 2016/047601 A1 & TW 201629400 A	1-21

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F02C7/18(2006.01)i, F23R3/06(2006.01)i, F23R3/42(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F02C7/18, F23R3/06, F23R3/42

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2015-90086 A（三菱日立パワーシステムズ株式会社） 2015.05.11, 段落 [0018] - [0021], 図 1-6 & US 2015/0121879 A1, 段落 [0036] - [0039], FIG. 1-6 & EP 2868972 A1 & CN 104612833 A	1-21
A	W0 2012/132898 A1（三菱重工業株式会社） 2012.10.04, 段落 [0079] - [0084], 図 11 & US 2014/0013762 A1, 段落 [0098] - [0103], FIG. 11 & EP 2693021 A1 & KR 10-2013-0124574 A & CN 103443421 A	1-21

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

23.01.2017

国際調査報告の発送日

31.01.2017

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

米澤 篤

3 S

4 1 3 2

電話番号 03-3581-1101 内線 3391

C (続き) . 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 8-270947 A (株式会社東芝) 1996.10.18, 段落 [0015] - [0020] , 図 1-3 (ファミリーなし)	1-21
A	JP 2008-274774 A (三菱重工業株式会社) 2008.11.13, 段落 [0017] , [0020] - [0021] , [0023] , [0034] , 図 3-4, 8 (ファミリーなし)	1-21
A	JP 2014-98352 A (三菱重工業株式会社, 東北電力株式会社) 2014.05.29, 段落 [0032] - [0036] , 図 1-3 (ファミリーなし)	1-21
P, A	JP 2016-142163 A (三菱日立パワーシステムズ株式会社) 2016.08.08, 段落 [0108] - [0110] , [0116] , [0123] 図 12-13 & WO 2016/121694 A1	1-21
P, A	JP 2016-65671 A (三菱日立パワーシステムズ株式会社) 2016.04.28, 段落 [0031] - [0038] , 図 1-3 & WO 2016/047601 A1 & TW 201629400 A	1-21