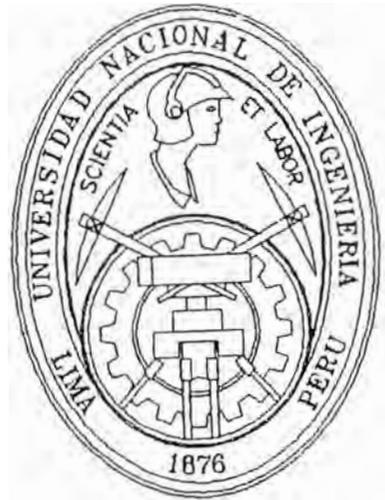


**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
COMITÉ DE POST GRADO**



**TESIS PARA OPTAR EL GRADO DE MAESTRO
DE INGENIERIA AERONAUTICA CON
MENCION EN MOTORES DE TURBINA DE GAS**

Desarrollo de los Métodos de Diagnóstico y de
Regulación Activa del Juego Radial de los MTG
de Aviación.

PRESENTADO POR:

JULIO CESAR ALVAREZ ALVAREZ

LIMA - PERU

1998

INDICE

INTRODUCCION

1. CONFIGURACIONES ESTRUCTURALES PARA COMPENSAR EL JUEGO RADIAL.

- 1.1 Configuraciones de compresores y sellos para compensar el juego radial.
- 1.2 Configuraciones de turbinas y sellos para compensar el juego radial.

2. ANALISIS DE LA INFLUENCIA DEL JUEGO RADIAL

- 2.1 Influencia del juego radial en la aerodinámica del compresor.
- 2.2 Influencia del juego radial en las performances de la turbina.

3. METODOS PROPUESTOS PARA LA COMPENSACION DEL JUEGO RADIAL.

- 3.1 Descripción de los métodos pasivos y activos para regulación del juego radial empleados en el MTG.
- 3.2 Métodos propuestos de insertos segmentales refrigerados para el rotor de un motor Turbofan.
- 3.3 Método propuesto de insertos segmentales y pantalla con pestañas refrigeradas.
- 3.4 Método propuesto de sellos con elementos flexibles.
- 3.5 Método propuesto de sellos con apoyos laterales.

4. LA CIENCIA DE LA INSPECCION VISUAL REMOTA (IVR) COMO MEDIO DEL DIAGNOSTICO PARA MTG, TECNOLOGIA, APLICACIONES Y EQUIPOS.

- 4.1 Ensayos No Destructivos para el control de un motor de turbina a gas.
- 4.2 Principios ópticos para Boroscopios y Fibroscopios.
- 4.3 Descripción de Boroscopios Rígidos y Flexibles.
- 4.4 Equipos de tecnología avanzada.

5. DISEÑO DE UN DISPOSITIVO DE INSPECCION VISUAL REMOTO PARA CONTROLAR EL JUEGO RADIAL EN UN MTG.

- 5.1 Enunciado del problema.
- 5.2 Elección de la solución constructiva.
- 5.3 Sensor de la información visual primaria.
- 5.4 Dispositivo de derivación de la señal óptica.
- 5.5 Sistema de refrigeración.

6. CONCLUSIONES.

7. BIBLIOGRAFIA.

DESARROLLO DE LOS METODOS DE DIAGNOSTICO Y
DE REGULACION ACTIVA DEL JUEGO RADIAL DE
LOS MTG DE AVIACION

INTRODUCCION

El presente trabajo de investigación, pretende reunir la escasa información bibliográfica sobre el Juego Radial en los Motores de Turbina a Gas, analizar su influencia en el comportamiento del flujo en el compresor y en la turbina, y los métodos que existen para compensar o reducir su valor en los MTG, para obtener un mayor rendimiento.

En base a la importancia del juego radial que se demuestra experimentalmente, se propone cuatro (04) Métodos de Regulación Activa, su configuración estructural y ventajas respecto a los métodos vigentes. No se ha considerado el aspecto económico, que no es significativo en relación al costo del motor, porque su adaptación es específica para cada tipo de motor, y deberá tomarse en cuenta en el proceso de fabricación.

Considerando las limitaciones de información encontradas debido a las dificultades de medición y evaluación del flujo, en el juego radial y las zonas de influencia, se propone el Diseño de un Dispositivo de Control Visual Remoto, que permita evaluar el juego radial con el motor en funcionamiento, su configuración, ventajas, incluyendo el cálculo de refrigeración para que el Boroscopio pueda operar en regímenes de temperaturas fiables.

Con la finalidad de comprender el alcance de las condiciones de trabajo que se requieren para operar el Boroscopio, en el Capítulo IV se describe brevemente los instrumentos de Inspección Visual Remota (IVR), su tecnología y aplicaciones.

En el caso que el tema presentado y los aportes propuestos, puedan ser de utilidad para continuar en la investigación de éste y otros temas, en la nascente especialidad aeronáutica en nuestra Universidad, el autor se dará por satisfecho.

CAPITULO I

CONFIGURACIONES ESTRUCTURALES PARA COMPENSAR EL JUEGO RADIAL

1.1. CONFIGURACIONES ESTRUCTURALES DE LOS COMPRESORES Y CONSTRUCCION DE LOS SELLOS PARA COMPENSAR EL JUEGO RADIAL

Los juegos radiales entre el extremo de los álabes y el armazón del compresor, tienen gran influencia en el rendimiento (η) del compresor, en el empuje del motor y en el consumo de combustible. Así, en MTG medianos el aumento del juego radial relativo (relación entre el juego radial y la longitud del álabe) en 1%, disminuye el rendimiento (η) del compresor hasta en 3%, lo que trae consigo el aumento del consumo de combustible hasta en 10 %. Esto se explica con lo siguiente:

Ante la presencia de juegos grandes aumenta el flujo del aire de las cavidades con presión alta a las cavidades con menor presión y disminuye la relación de compresión del compresor.

Por eso se tiende a elegir el menor juego radial para las más difíciles condiciones de trabajo. Es necesario considerar, que el armazón del compresor tiene deformaciones por acción de la presión del aire y por el calentamiento. Las deformaciones térmicas surgen por las diferencias térmicas en las paredes del armazón en longitud y en radio, por lo que surge su dilatación desigual.

La deformación térmica surge también por la diferencia en la rigidez del armazón en sus secciones radiales, producto de la presencia de bridas en el armazón desarmable. Esto provoca la ovalización térmica del armazón. Se la puede disminuir utilizando pestañas de rigidez en el armazón, así como con ayuda de bridas en las uniones laterales del armazón (Ver Fig. 1.1.). La menor ovalización térmica la tiene el armazón con misma rigidez en todas sus secciones, o sea sin uniones horizontales.

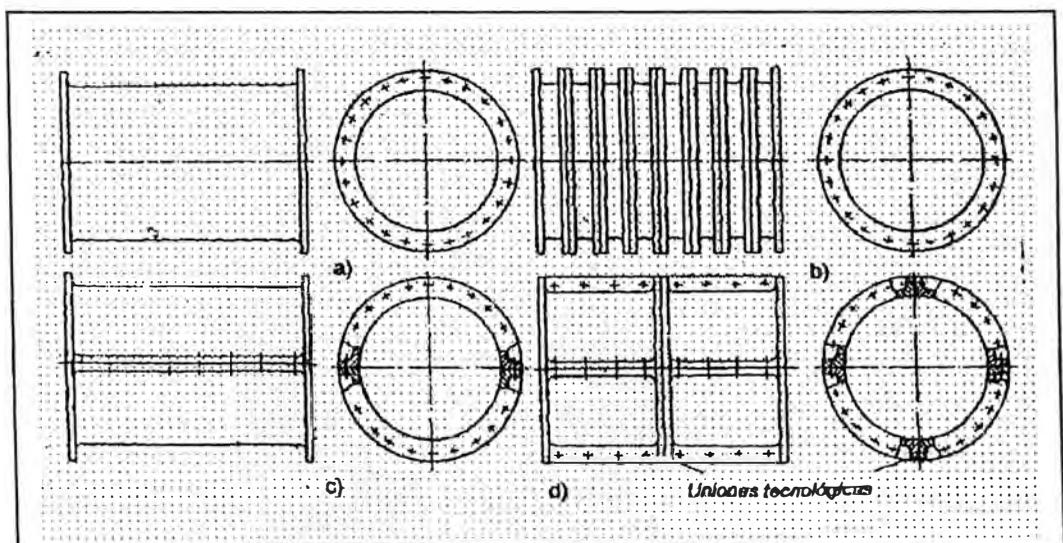


Fig. 1.1. Esquemas de armazones de compresores

a) Armazón no desarmable, b) Armazón con secciones desarmables, c) Armazón desarmable axialmente, d) Armazón desarmable axialmente y con dos uniones tecnológicas.

Las deformaciones del rotor del compresor (álabes, discos) surgen por las fuerzas centrífugas (que son mayores cuanto mayor sean las velocidades circulares) y depende del coeficiente de dilatación térmica y de la temperatura de calentamiento de las piezas, o sea la magnitud del juego radial en las primeras, intermedias y últimas etapas del compresor, debe ser distinta. Es necesario anotar, que la deformación del rotor depende del método de unión de sus secciones.

La menor deformación la tiene el rotor, cuyas secciones se unen con ayuda de estrías laterales triangulares (Fig. 1.2.).

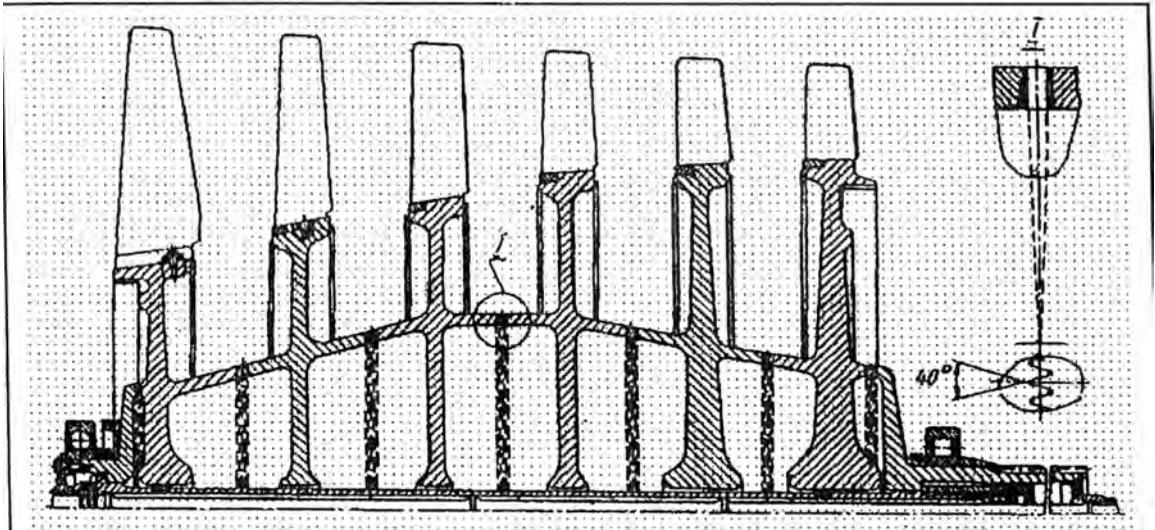


Fig. 1.2. Rotor de compresor con secciones unidas por medio de estrías laterales triangulares

Aparte, es necesario también considerar las tolerancias de la producción de piezas del compresor (armazón, álabes, discos), posibles desalineamientos, deformación del rotor durante la transición a través de las RPM críticas. Un cálculo exacto de todos estos factores es imposible (sobre todo si se considera las deformaciones residuales de los álabes y discos en el proceso de larga operación), por eso la magnitud de los juegos radiales indicados, se define experimentalmente durante la puesta en punto del compresor.

En los compresores, con el motivo de disminuir el juego radial ampliamente se utiliza el recubrimiento de la parte interna del armazón con una franja (igual aprox. a la proyección del grosor del álabe en su periferia sobre el eje del rotor) de una capa suave especial.

En función a la temperatura de calentamiento de los álabes y del armazón de cada etapa, se utiliza recubrimientos en base a grafito, talco, asbesto, polvo de aluminio y otros componentes. De los materiales indicados y de lacas especiales se prepara una pasta, la cual se pone sobre la superficie del armazón (o del anillo), se seca y se fresa. El grosor del recubrimiento luego del maquinado es de 1 - 3 mm. Los extremos de los álabes, cuando se selecciona mal el juego radial, rozan la capa suave del recubrimiento y se establece un mínimo juego radial.

Numéricamente la magnitud del indicado juego radial puede ser calculada por la fórmula:

$$\Delta = (a \div b) D/1000$$

Donde :
a - la menor magnitud específica de los juegos,
b - la mayor magnitud específica de los juegos,
D - diámetro externo de la etapa, en mm.

En la Tab. 1.1. se encuentran las magnitudes de a y b para las primeras, intermedias y últimas etapas de diferentes compresores. En la primera columna se indican las condiciones, que caracterizan al compresor: materiales del armazón y rotor, presencia (o ausencia) de uniones

horizontales del armazón, métodos de unión entre sí de las secciones del rotor, presencia (ausencia) del recubrimiento suave del armazón.

N/O	DATOS QUE CARACTERIZAN AL COMPRESOR	Velocidad circular en la periferia álabes de la I etapa m/seg	I Etapa		Interm. etapa		Ultima etapa	
			a	b	a	b	a	b
1°	Compresor de 8 etapas de un motor turbo reactor (Fig. 1.4.). Alabes y discos de I-VI etapa de aleación de Al, VII - VIII etapa de acero. Armazón de aleación de Al con uniones horizontales. Unión de las secciones del rotor con pines radiales, sin recubrimiento suave.	323	2,37	3,26	2,37	3,26	1,81	2,72
2°	Compresor de 6 etapas, de un motor turbohélice (Fig. 1.5.). Los álabes y discos son de acero. El armazón es de láminas de acero, soldado con uniones horizontales. La unión de las secciones del rotor con pernos en la periferia de los discos. Recubrimiento suave en todas las etapas.	370	1,51	1,72	1,8	1,83	2,09	2,36
3°	Compresor de 10 etapas de motor turbo hélice (Fig. 1.6.). Alabes y discos de acero. Armazón de láminas de acero, soldado con uniones horizontales. La unión de las secciones del rotor es por pines. Recubrimiento suave en todas las etapas.	288	0,91	1,7	0,59	0,84	1,17	1,76
4°	Compresor de 14 etapas de motor turbo hélice. Alabes y discos de acero. Armazón de acero, soldado con uniones horizontales. Unión de las secciones de rotores con pernos en la periferia de los discos. Recubrimiento suave en todas las etapas.	310	3,46	3,72	4,57	4,9	4,57	4,9
5°	Compresor de 6 etapas de un motor turbo reactor de dos rotores. Armazón de acero, de punto, con uniones horizontales. Unión de las secciones de los rotores con pasadores radiales. Sin recubrimiento suave.	383	2,13	3,19	2,03	3,46	2,43	3,29

N/O	DATOS QUE CARACTERIZAN AL COMPRESOR	Velocidad circular en la periferie Álabe de la I etapa m/seg	I Etapa		Interme etapa		Ultima etapa	
			a	b	a	b	a	b
6°	Compresor de 9 etapas, de un motor turbo reactor. Alabes y discos son de acero. Armazón de acero con uniones perpendiculares al eje del rotor. Unión de las secciones del rotor con pernos en la periferia de los discos. Recubrimiento suave en todas las etapas.	430	1,35	2,52	1,57	2,92	1,79	2,72
7°	Compresor de 9 etapas de un motor turbo reactor. Los álabes y discos son de acero con uniones perpendiculares al eje del rotor. La unión de las secciones del rotor es con ayuda de estrías laterales triangulares y con un perno central pasante. Recubrimiento suave en todas las etapas.	421	0,354	0,5	1,91	2,22	2,95	4,35
8°	Compresor de 17 etapas de un motor turbo hélice con álabes guías giratorios en la I - V etapas. Alabes y discos de acero. Armazón soldado de acero, con uniones horizontales. Unión de las secciones del rotor con pernos en la periferia de los discos. Sin recubrimiento suave.	290	1,55	2,12	1,55	2,12	1,52	2,06
9°	Compresor de 10 etapas de un motor turbohélice de helicóptero. Los discos de la I y X etapas de acero, de las II - IX etapas son secciones de titanio de tipo tambor. Los álabes de todas las etapas son de acero. El armazón del compresor es de láminas de titanio, soldado con uniones axiales. Recubrimiento suave en todas las etapas.	220	1,48		2,1		1,56	

NOTA : Las turbinas correspondientes a los compresores mencionados se muestran en la Tabla 1.2. con los mismos números.

Los datos dados pueden utilizarse para determinar la magnitud de los juegos radiales en los recubrimientos de laberinto en las primeras, intermedias y últimas etapas, poniendo en la fórmula (1) en lugar del diámetro externo D de la etapa, la magnitud del diámetro del sello D_y . Definidas con ayuda de la tabla y con la fórmula (I.1.) las magnitudes de los juegos radiales para la I, media y última etapa, se encuentra la magnitud de los juegos radiales para las etapas intermedias por función lineal con ayuda del gráfico, mostrado en la Fig 1.4.

Los juegos axiales entre los álabes móviles (rotor) y los vanos enderezadores (estator) se elige de dos condiciones contradictorias:

Para la disminución de la longitud (y del peso del compresor) es conveniente realizar el juego axial mínimo, sin embargo son posibles el funcionamiento inestable del compresor y la vibración peligrosa de los álabes.

Por eso el juego axial en el radio medio de los álabes, lo eligen entre los límites de 15 - 25 % de la cuerda de los álabes móviles.

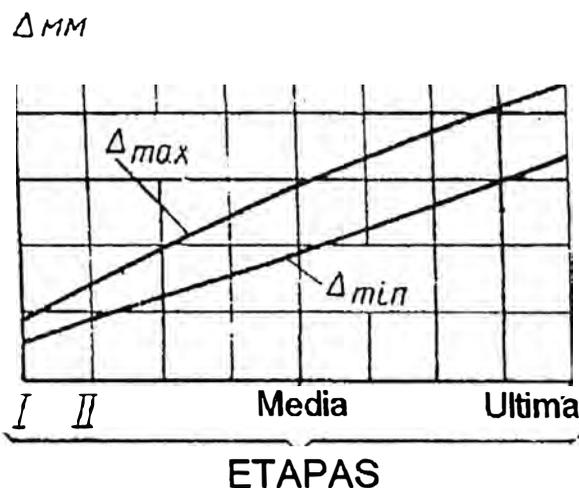


Fig. 1.3. Elección de luces radiales entre el extremo del álabe y el armazón para etapas intermedias según la magnitud de los juegos para la I, media y última etapa.

CONFIGURACIONES DE TURBOCOMPRESORES CON INDICACION DE JUEGO RADIAL

A continuación podemos mostrar algunas configuraciones estructurales de turbocompresores que nos permitan apreciar los valores del juego radial y su variación de acuerdo a la etapa en que se ubican:

- Motor turbohélice ruso de 8 etapas con indicación de juego radial máximo y mínimo en cada etapa (fig. 1.4.).
- MTG turbohélice ruso de 6 etapas con juego radial de $0.7+0.1$ mínimo de I, II y III etapa, y máximo de $1.05+0.1$ en la VI etapa (fig. 1.5.).
- MTC turbohélice ruso de 10 etapas, con indicación de juego radial, máximo y mínimo en cada una de las etapas (fig. 1.6.).

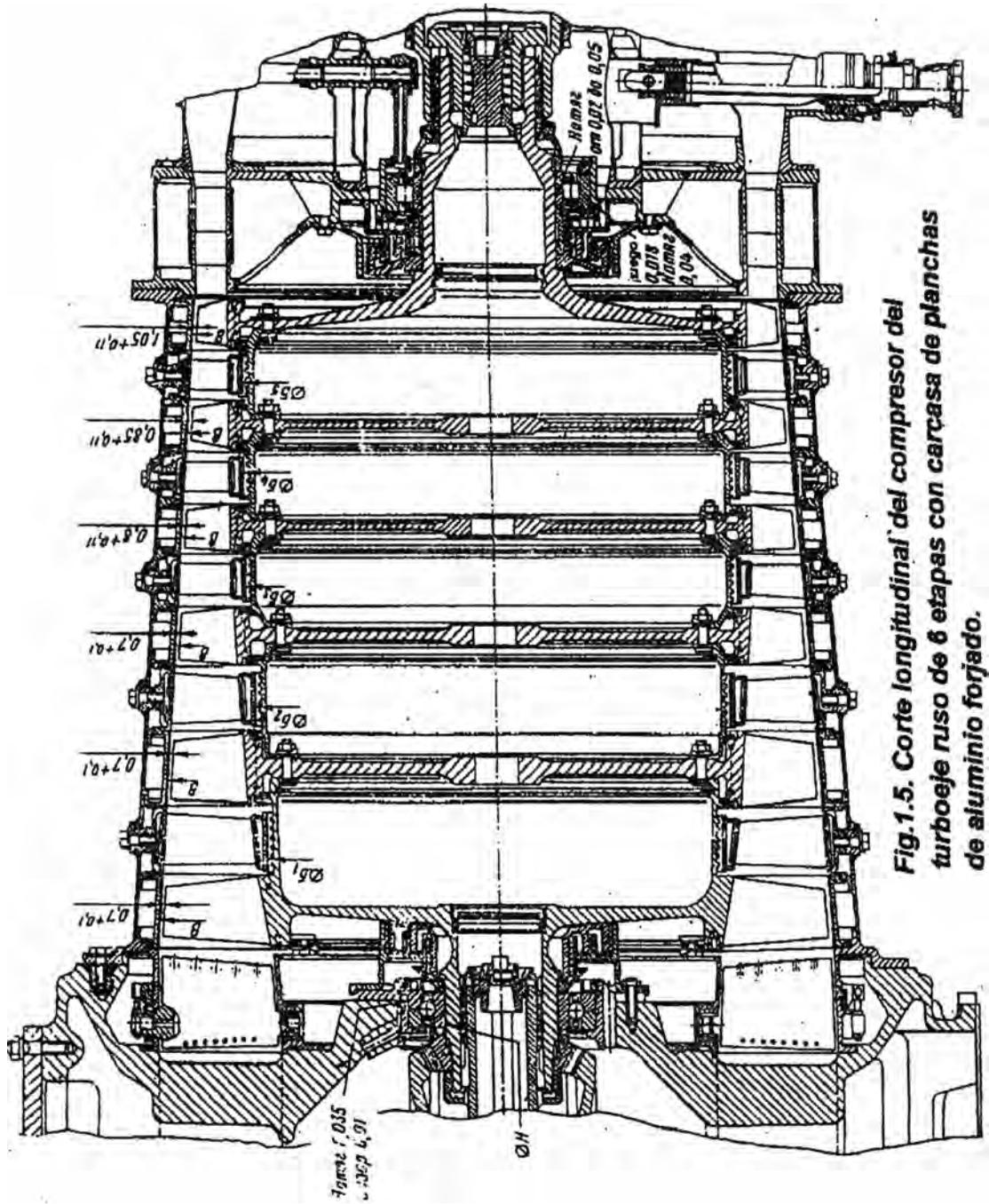


Fig.1.5. Corte longitudinal del compresor del turbocorreo ruso de 6 etapas con carcasa de planchas de aluminio forjado.

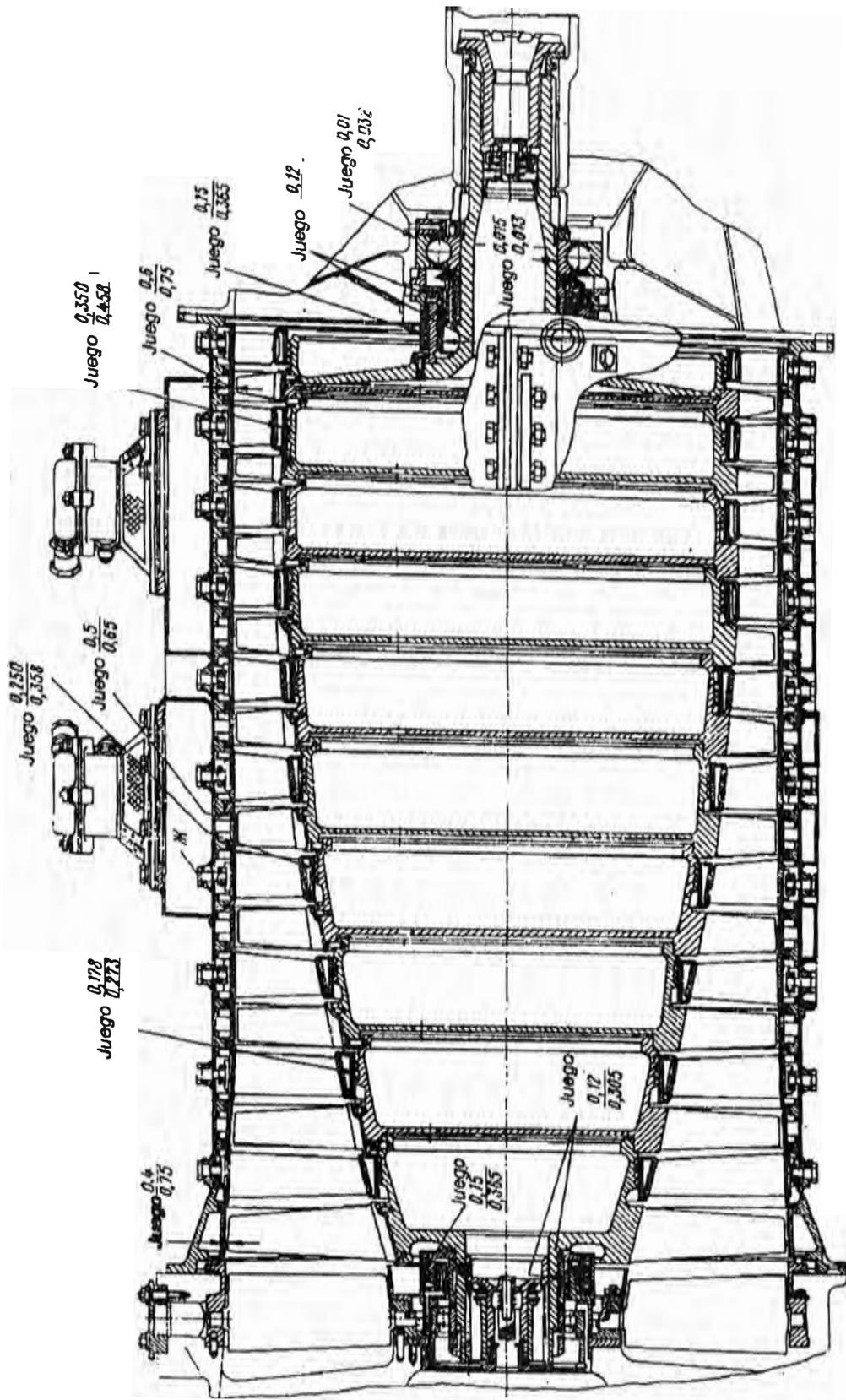


Fig. 1.6. Corte longitudinal del compresor de un turbo-eje ruso de 10 etapas

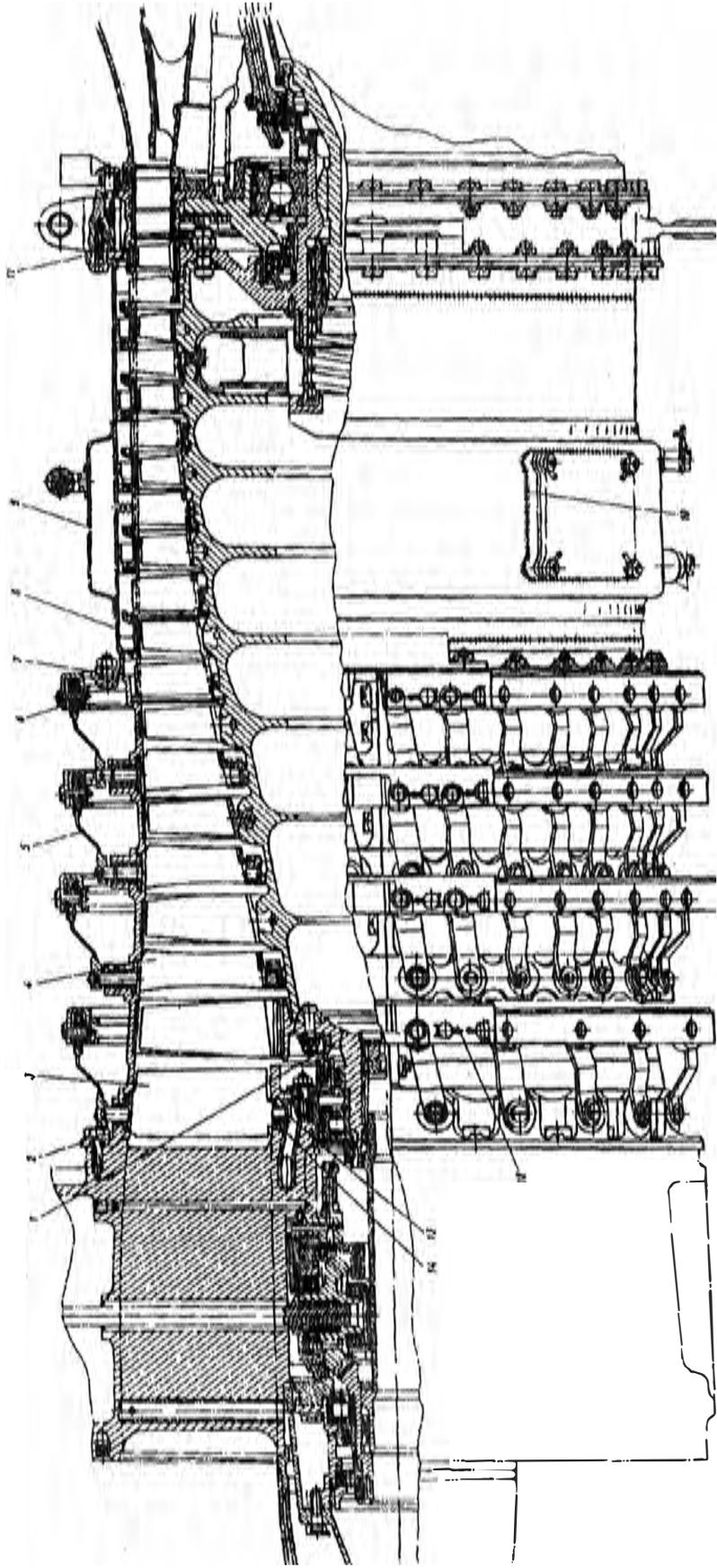


Fig. 1.7. Compresor ruso de 10 etapas del Turboeje TV2-117A

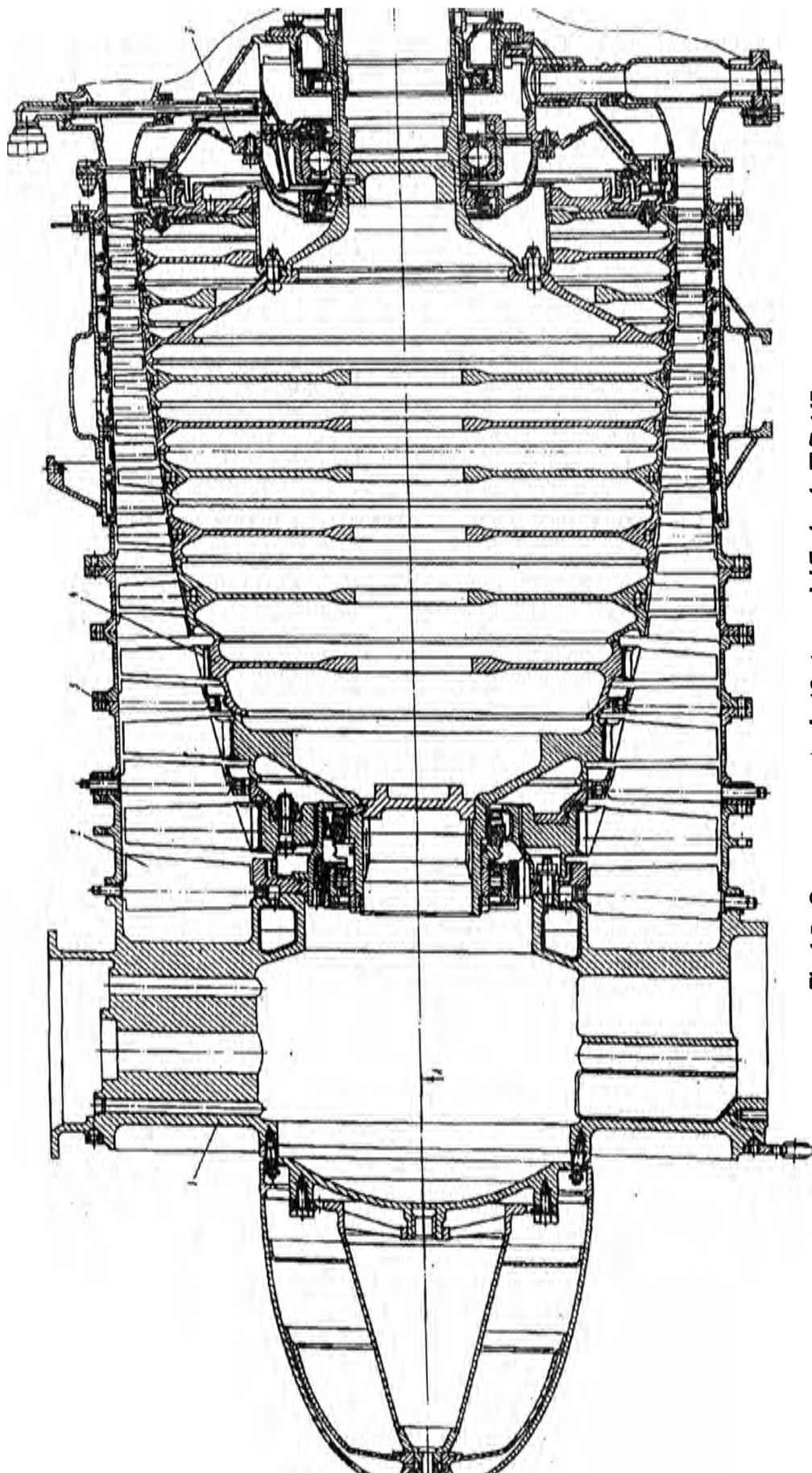
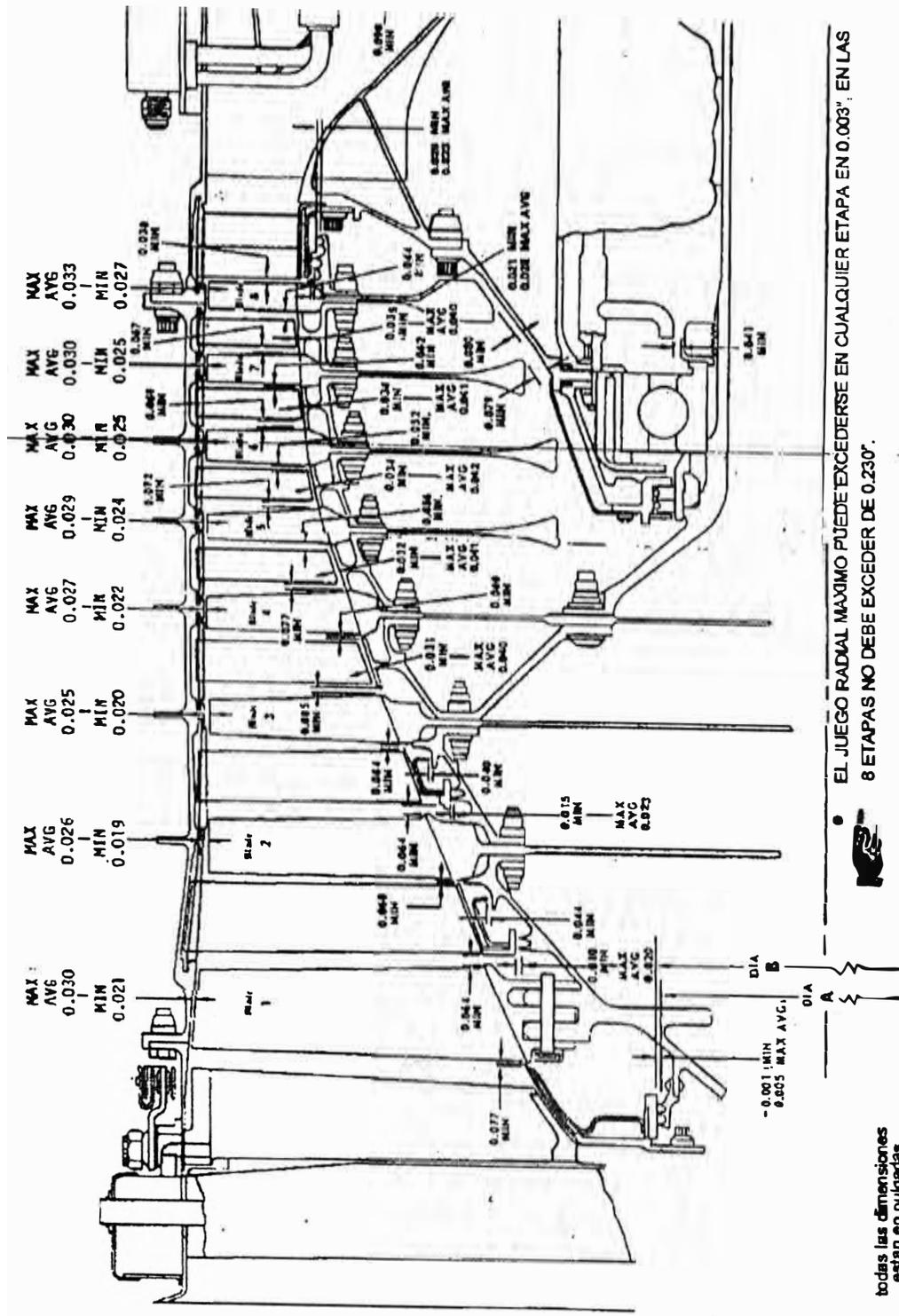


Fig.1.8. Compresor ruso de 12 etapas del Turboeje TV3-117



EL JUEGO RADIAL MÁXIMO PUEDE EXCEDERSE EN CUALQUIER ETAPA EN 0.003"; EN LAS 8 ETAPAS NO DEBE EXCEDER DE 0.230".

SI EL CUERPO ESTA CREMADO Y PINTADO, SE PERMITE EL JUEGO RADIAL MÍNIMO 0.001"; MENOS QUE LOS VALORES INDICADOS.

Fig. 1.9. Compresor del Motor J85-GE-4A-4B

- d. Turbocompresor de turboeje TB2-117A (ruso) para helicóptero MI-8T, sin valores de juego radial, donde podemos apreciar los sellos de las 10 etapas de material denominado "MASKITA", (fig. 1.7.).
- e. Turbocompresor de turboeje TB3-117A (ruso) para helicóptero MI-17 de 12 etapas, que no posee insertos para compensar el juego radial en todas las etapas. (fig. 1.8.).
- f. Turbocompresor de motor J85, General Electric, para avión A-37 (USA) con indicación de juego radial máximo y mínimo en pulgadas. (fig. 1.9.)

1.2. CONFIGURACIONES ESTRUCTURALES DE LAS TURBINAS Y CONSTRUCCION DE LOS SELLOS PARA COMPENSAR EL JUEGO RADIAL

La fuga de gases del ducto de la turbina y de aire de enfriamiento de las cavidades entre el armazón y disco se corrige en las turbinas con ayuda de los sellos de laberinto, parecidos por su construcción a los sellos de laberinto de los compresores axiales.

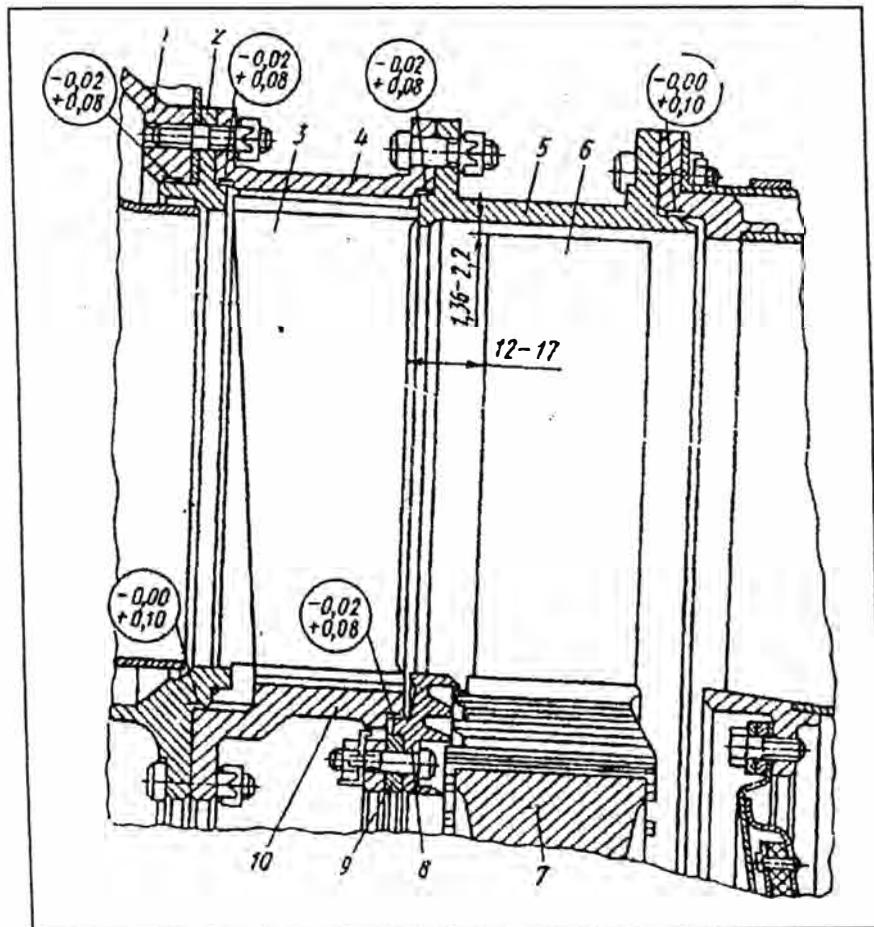


Fig. 1.10. Ajustes y tolerancias en el conjunto de la turbina de gas de un motor turbo reactor con compresor centrífugo:

1 -Armazón de toma de gases; 2-Anillo de Montaje; 3-Alabe de tobera; 4-Anillo externo;
5-Armazón de la turbina; 6-Alabe móvil; 7-Disco de la turbina; 8-Anillo del sello de laberinto; 9-Anillo regulador; 10-Anillo interno.

En la Fig. 1.10. se muestra uno de esos sellos, así como los ajustes y tolerancias en el conjunto de la turbina. El laberinto 8 está formado por ranuras anulares hechas en un anillo de acero y por la parte lateral del disco 7 de la turbina y de los álabes móviles 6. La efectividad de estos sellos no depende del desplazamiento axial del eje de la turbina con relación al armazón.

Para disminuir el flujo de gas a través del juego radial entre el armazón de la turbina y los álabes móviles, la magnitud del juego radial se tiende a elegir la mínima.

La magnitud del juego radial influye bastante en el rendimiento y economía del motor. En calidad de ejemplo, para una turbina de 1 m. de diámetro, el aumento del juego radial de 1 hasta 5 mm, trae un aumento del consumo específico del combustible más del 10%. Sin embargo en las turbinas es difícil conseguir un juego radial mínimo, por el cambio brusco de su magnitud al cambiar el régimen de funcionamiento del motor. La magnitud del juego diametral depende de la deformación térmica de los álabes, disco y armazón de la turbina, de la deformación de los álabes y disco por la fuerza centrífuga, de la deformación del armazón bajo la presión de los gases, así como de las deformaciones residuales de estas piezas en el proceso de larga operación del motor. Aparte, durante las maniobras del avión el juego radial debe elegirse considerando la deformación del rotor y del armazón por acción de las fuerzas inerciales.

La magnitud del juego radial mínimo por lo general la definen en el régimen de motor apagado, cuando el armazón de delgadas paredes y de rápido enfriamiento de la turbina disminuye en diámetro y se traba con los álabes, fijados en un disco macizo de la turbina, el cual no se enfría rápido.

Una consideración exacta de todos los factores, que influyen en la magnitud del juego radial es bastante difícil. Por eso el juego radial en las turbinas (en estado frío) lo calculan por fórmula, análoga a la fórmula para los compresores:

$$\Delta = (a \div b) D / 1000$$

Donde : D - diámetro externo de los álabes de una etapa dada, [mm].

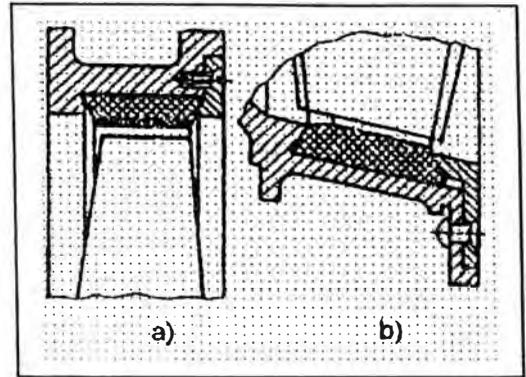
Las magnitudes a y b ver en la Tab. 1.2.

A veces la magnitud del juego radial en estado frío se elige en los límites de 1,5 - 3% del largo de los álabes.

En muchas turbinas a gas para la protección de álabes de daños causados por el roce con el armazón, utilizan insertos de metal cerámica, lo que permite obtener un juego mínimo entre los álabes y el armazón.

Los insertos de metal cerámica se ponen en las ranuras trapezoidales (de tipo cola de milano) en el anillo externo de los vanos de tobera, como se aprecia en la Fig. 1.10. A través de ranuras que las hacen abiertas de un lado, se aseguran los insertos con un anillo, el cual luego se fija con tornillos o remaches (Fig. 1.11.). Luego de instalar los insertos de metal cerámica se maquina la superficie por el diámetro interno.

Fig. 1.11. Fijación de insertos metal cerámicos en el armazón de la turbina tornillos (a) y con remaches (b).



Estos insertos tienen dos etapas, la primera es la base para garantizar una resistencia suficiente y esta compuesta de polvo de hierro, níquel (10%), grafito (6-8%).

La segunda capa es más suave y sirve para soportar el rozamiento del álabe móvil del rotor, y está compuesta de polvo de níquel, grafito (12-16%), silicio (4%).

Tab. N° 1.2.

N/O	DATOS QUE CARACTERIZAN LA TURBINA	I Etapa		II Etapa		III Etapa	
		a	B	a	b	a	b
		1°	Turbina de 2 etapas de un motor turbo reactor (Fig. 1.13.). Unión de los discos con el inserto y con eje con pines radiales. El armazón tiene uniones perpendiculares al eje del rotor. No tiene recubrimiento suave.	2,96	4,29	2,96	4,29
2°	Turbina de 3 etapas de un motor turbo hélice (Fig. 1.14.). La unión de los discos entre sí y con el eje con pernos. El armazón tiene uniones perpendiculares al eje del rotor. Recubrimiento suave en todas las etapas.	2,06	2,48	1,92	2,31	1,81	2,18
3°	Turbina de 3 etapas de motor turbohélice (Fig 1.15.). Unión de los discos entre sí y con el eje con pernos. El armazón tiene uniones perpendiculares al eje del rotor. Recubrimiento suave en todas las etapas.	2,29	2,65	2,19	2,53	2,38	2,5
4°	Turbina de 5 etapas de un motor turbohélice. Unión de los discos entre sí y con el eje con pernos. El armazón tiene uniones perpendiculares al eje del rotor. Recubrimiento suave en todas las etapas.		a ₁ = 2,5 a ₁ = 2,42 a ₁ = 2,29 a ₁ = 2,5 a ₁ = 2,79		2,5 2,42 2,29 2,5 2,79		b ₁ = 2,76 b ₁ = 2,67 b ₁ = 2,53 b ₁ = 2,73 b ₁ = 3,0

5°	Turbina de 2 etapas de un motor turbo reactor de 2 rotores. La unión de los discos de la turbina con los ejes es con pines radiales. El armazón tiene uniones perpendiculares al eje del rotor. Sin recubrimiento suave.	2,96	4,29	2,96	4,29		
6°	Turbina de 2 etapas de un motor turbo reactor. Unión de discos de la turbina con los ejes con pines radiales. El armazón tiene uniones perpendiculares al eje del rotor. Sin recubrimiento suave.	3,38	4,17	3,3	4,06		
7°	Turbina de 2 etapas de motor turbo reactor. Unión de discos de la turbina con los ejes con pines radiales. El armazón tiene uniones perpendiculares al eje del rotor. Sin recubrimiento suave.	3,06	3,4	2,96	3,28		
8°	Turbina de 3 etapas (Fig. 1.05). Unión de discos entre sí y con el eje con pernos. El armazón tiene uniones horizontales. Sellos tipo panal de abeja entre los extremos de los álabes y el armazón.	1,85		1,14		1,1	
9°	Turbina de 4 etapas de motor turbohélice de helicóptero (2 etapas de accionamiento de compresor, 2 de accionamiento de la hélice). Unión de discos entre sí y con los ejes con pernos. El armazón tiene uniones perpendiculares al eje del rotor. Recubrimiento suave en todas las etapas	3,23	3,88	2,98 Para $a_4 =$	3,58 IV 2,74	3,0 etapa $b_4 =$	3,63 2,31

NOTA La enumeración de las turbinas de ésta tabla concuerda con la enumeración de los compresores en la tabla 1.1.

Un medio efectivo para disminuir el flujo de gases a través del juego radial es el bandaje de los álabes móviles con plataformas y el empleo de sellos de laberinto. Sin embargo esto es posible durante velocidades circulares moderadas y por lo general en las primeras etapas de la turbina.

En los libros se menciona acerca del uso de anillos laberintos en forma de panal de abejas (Fig. 1.12.) para la disminución del juego radial A entre los extremos de los álabes y el armazón de la turbina y del juego radial B entre los álabes de tobera y el rotor. Gracias a que los anillos laberintos tienen paredes delgadas de panales, la superficie de contacto entre ellos se disminuye aproximadamente en 10 veces en comparación con los sellos laberintos comunes.

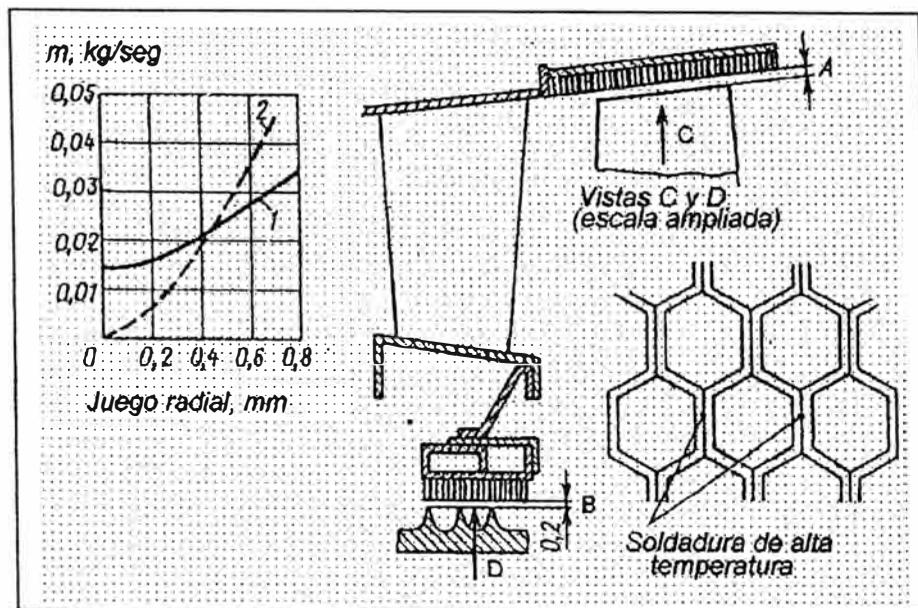


Fig. 1.12. Ilustración esquemática del sello de panal de abejas en la turbina. Gasto de gas a través del sello en función del juego radial.

- 1 - anillo de celdas
2 - anillo común

Esto permite un montaje sin juegos, y luego del asentamiento, la magnitud del juego es $\sim 0,2$ mm. En el dibujo se muestra el cambio del flujo de gas a través del sello-panal de abejas en comparación con los sellos comunes.

Las juegos axiales en la turbina pueden ser

- 1° Entre las aros de los discos y anillos-bandajes de los álabes de tobera.
- 2° Entre los bordes de salida de los álabes de tobera y bordes de ataque de los álabes móviles.

El primer tipo de juegos axiales se elige de tal manera, que en ninguna condición de uso del motor no exista roce entre las piezas mencionadas. Los juegos axiales cambian en función al régimen de funcionamiento del motor. Así, durante el arranque del motor el estator se calienta más rápido que el rotor. Durante el apagado del motor en vuelo, cuando el aire frío que ingresa es mayor, el estator se enfría más rápido que el rotor. Como se sabe, el rotor está fijado con relación al estator con ayuda de un cojinete de bolas.

Conociendo el lugar de ubicación del cojinete, la distancia del lugar de ubicación de los cojinetes hasta los aros de los discos y hasta los anillos-bandajes, así como la temperatura de calentamiento del estator y rotor y los coeficientes de dilatación lineal de sus materiales, se puede calcular la magnitud de los juegos axiales para los casos más severos, posibles durante la operación.

El segundo tipo de juegos axiales entre los álabes de tobera y móviles se elige en los límites de $0,1 \dots 0,4$ de la magnitud de la cuerda de los álabes móviles, medidos en el radio medio de la etapa. Con la disminución de este juego, disminuyen las pérdidas de energía de la corriente antes de los álabes móviles, relacionado con la igualación del campo, de velocidades detrás de los álabes de tobera y con el roce del flujo de gases con el armazón. Sin embargo, con un juego pequeño se incrementa la vibración de los álabes móviles.

CONFIGURACIONES ESTRUCTURALES DE TURBINAS DE MTG, CON INDICACION DE JUEGO RADIAL

Con la finalidad de poder observar los valores del juego radial en las turbinas de los MTG y además la ubicación de los sellos para compensarlos, presentamos algunas configuraciones de turbinas:

- a. Turbina de 2 etapas de MTG (ruso) con indicación de juego máximo y mínimo (fig. 1.13).
- b. Turbina de 3 etapas de MTG (ruso) con indicación de juego máximo y mínimo (fig. 1.14).
- c. Turbina de 3 etapas de turbohélice (ruso) con juego radial máximo y mínimo (fig. 1.15).
- d. Turbina de compresor y turbina libre de MTG turboeje TB2-117A (fig. 1.16).
- e. Turbina de compresor y turbina libre de MTG turboeje TB3-117BM (fig. 1.17).
- f. Turbina de motor J85 General electric. (fig.1.18)

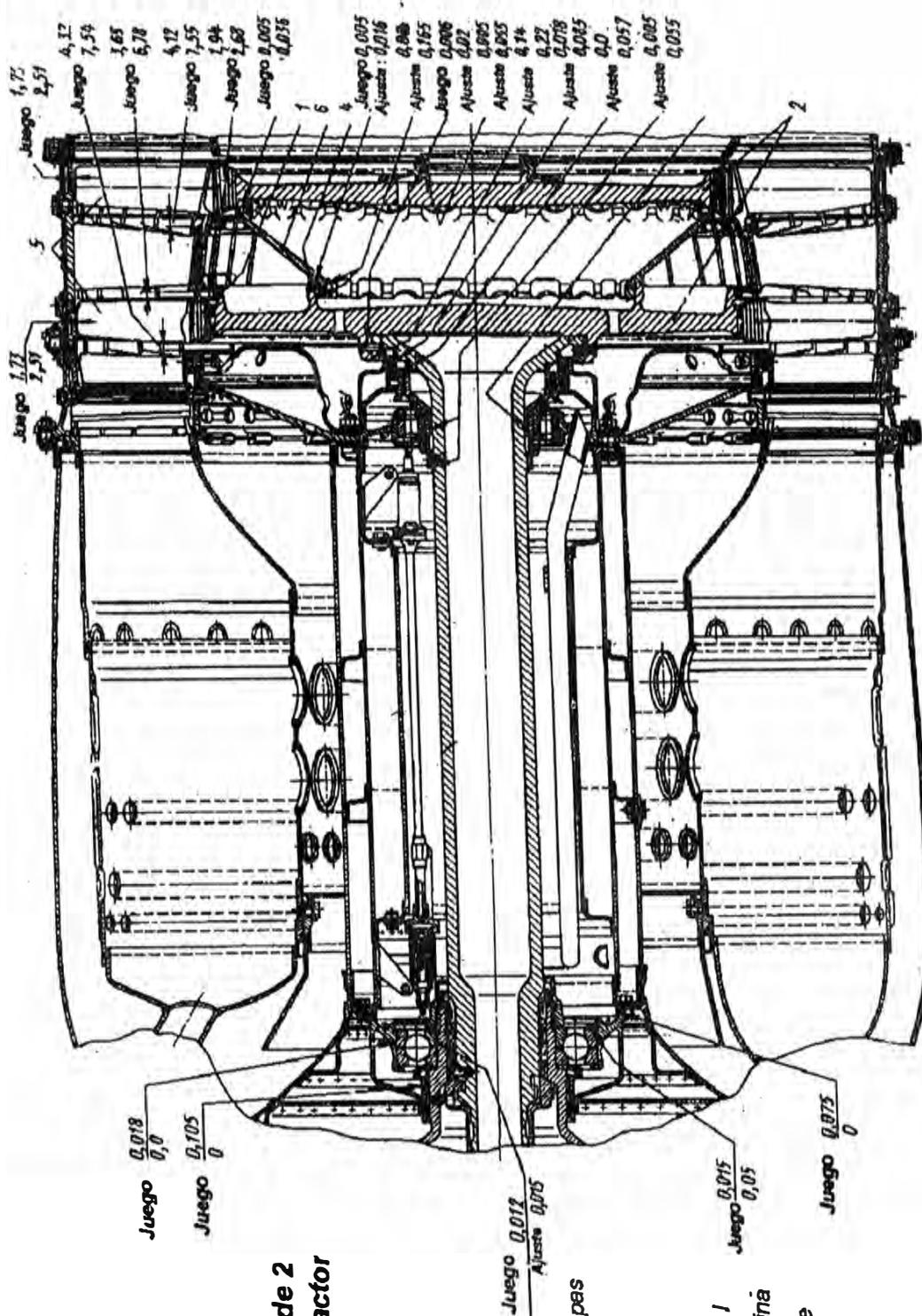


Fig.1.13. Turbina de 2 etapas de turboreactor ruso, con rotor desarmable.

- 1- sello de gases
- 2- discos de la I y II etapas
- 3- eje de la turbina
- 4- pines
- 5- alabes móviles de la I y II etapas de la turbina
- 6- anillo reforzado entre los discos

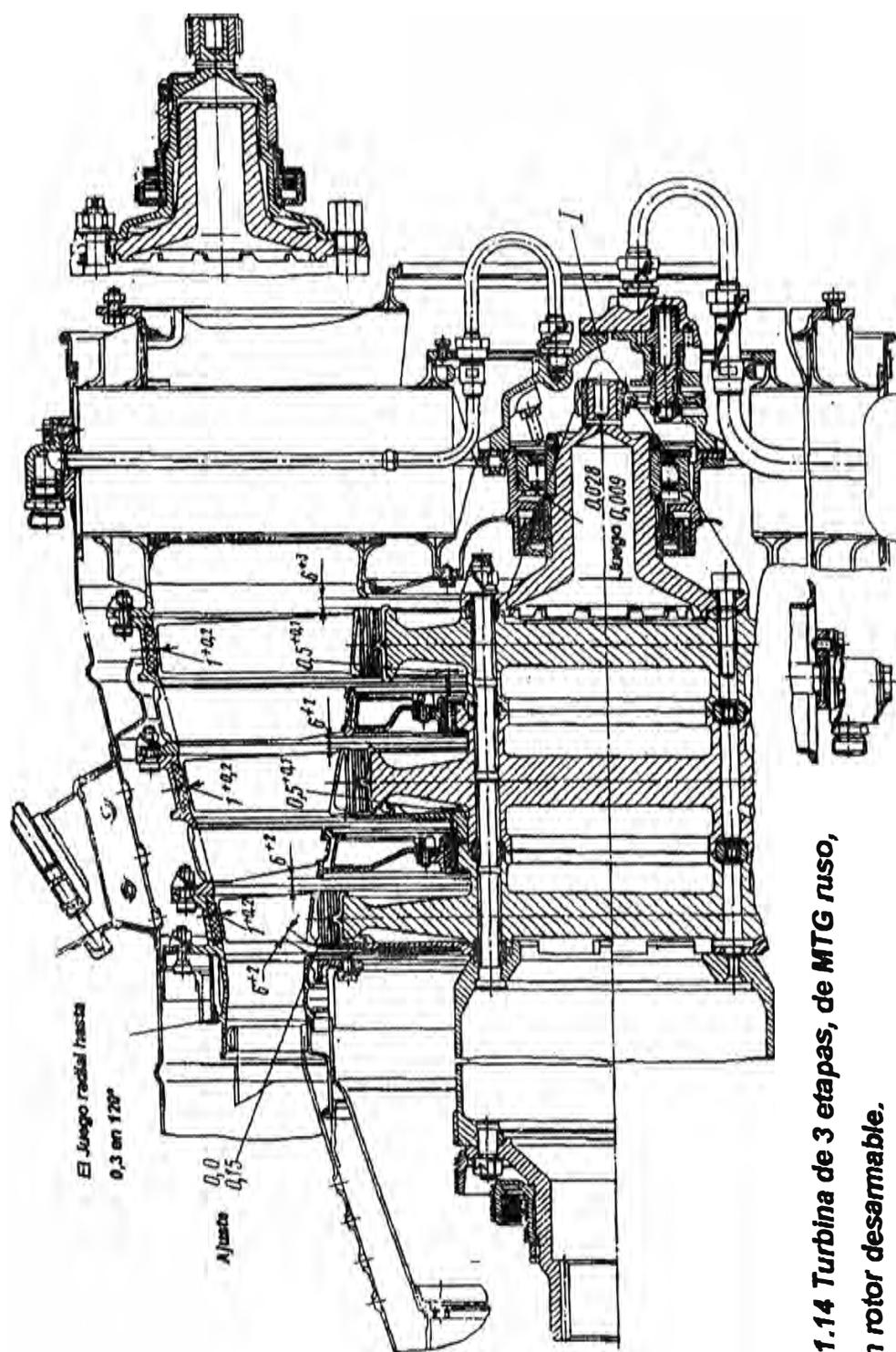


Fig.1.14 Turbina de 3 etapas, de MTG ruso, con rotor desamable.

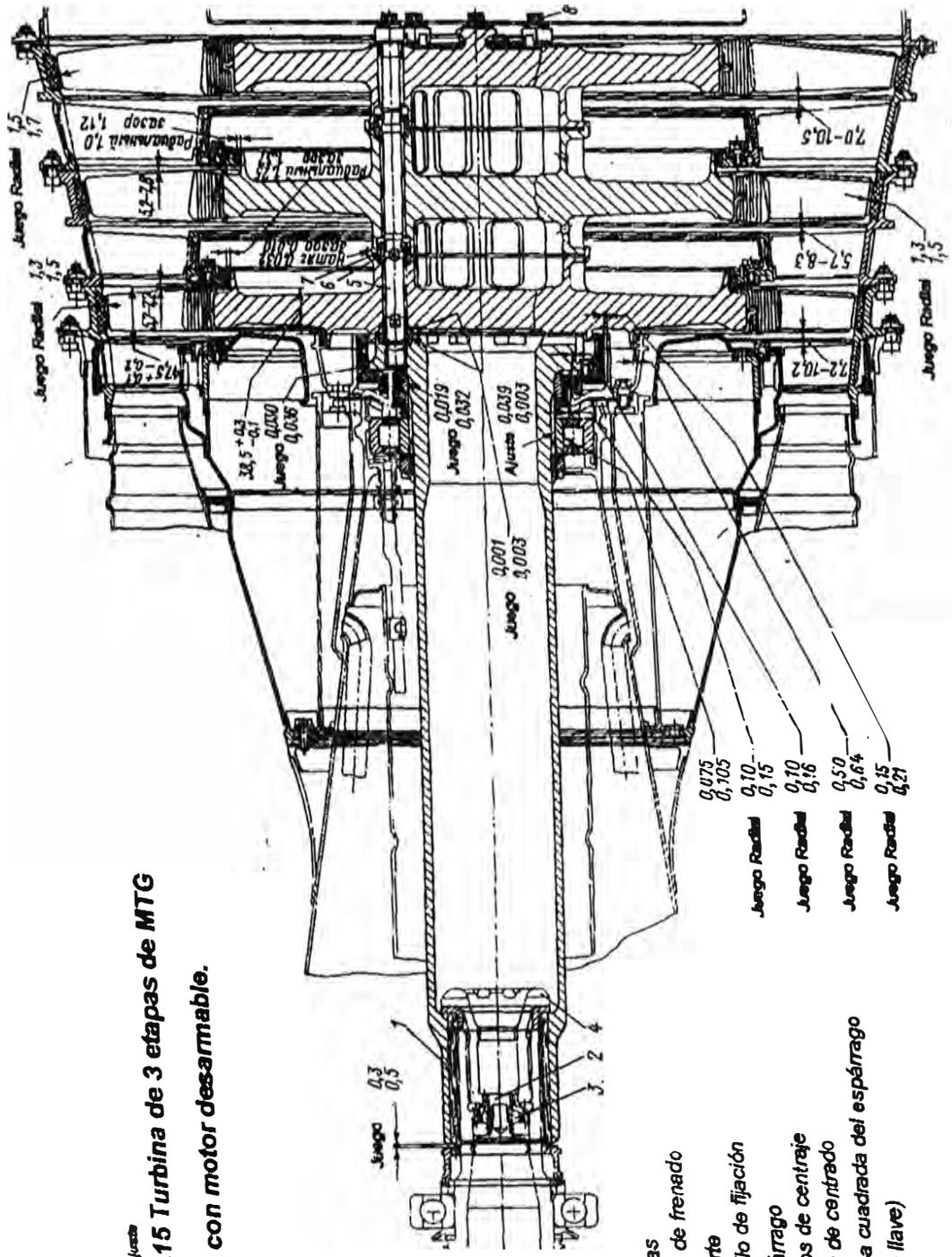
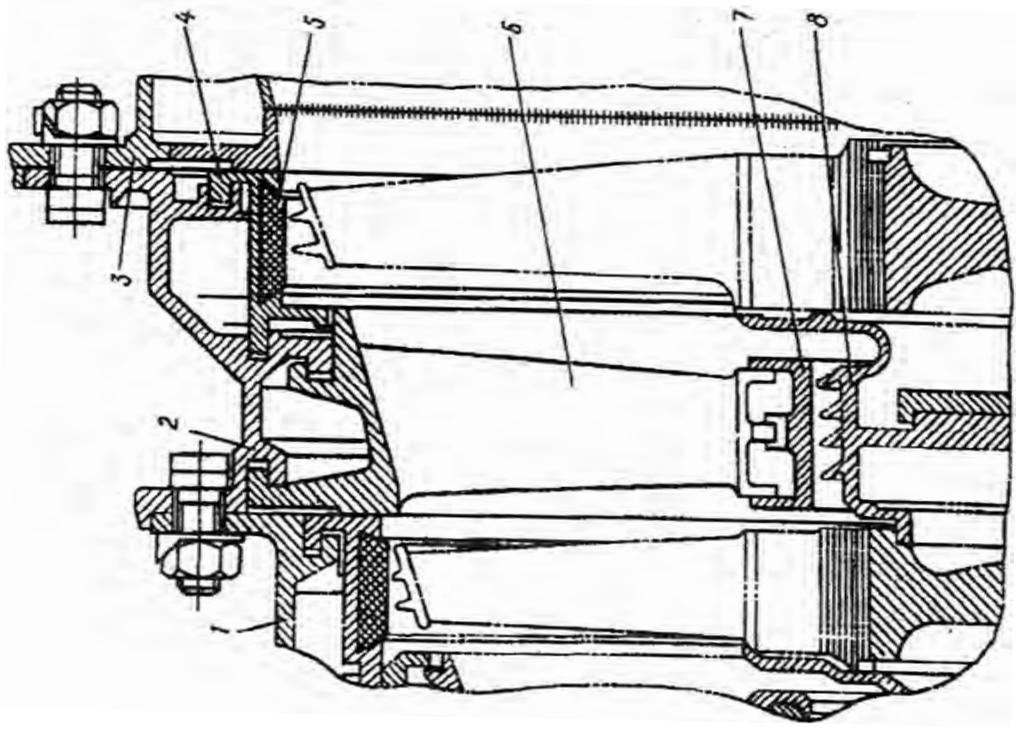


Fig.1.15 Turbina de 3 etapas de MTG ruso, con motor desarmable.

- 1- estrias
- 2- cubo de frenado
- 3- resorte
- 4- tornillo de fijación
- 5- espárrago
- 6- cubos de centrado
- 7- guía de centrado
- 8- forma cuadrada del espárrago (bajo llave)



5 - inserto metalcerámico

Fig. 1.16 Turbina de compresor de Turboeje TV2-117A

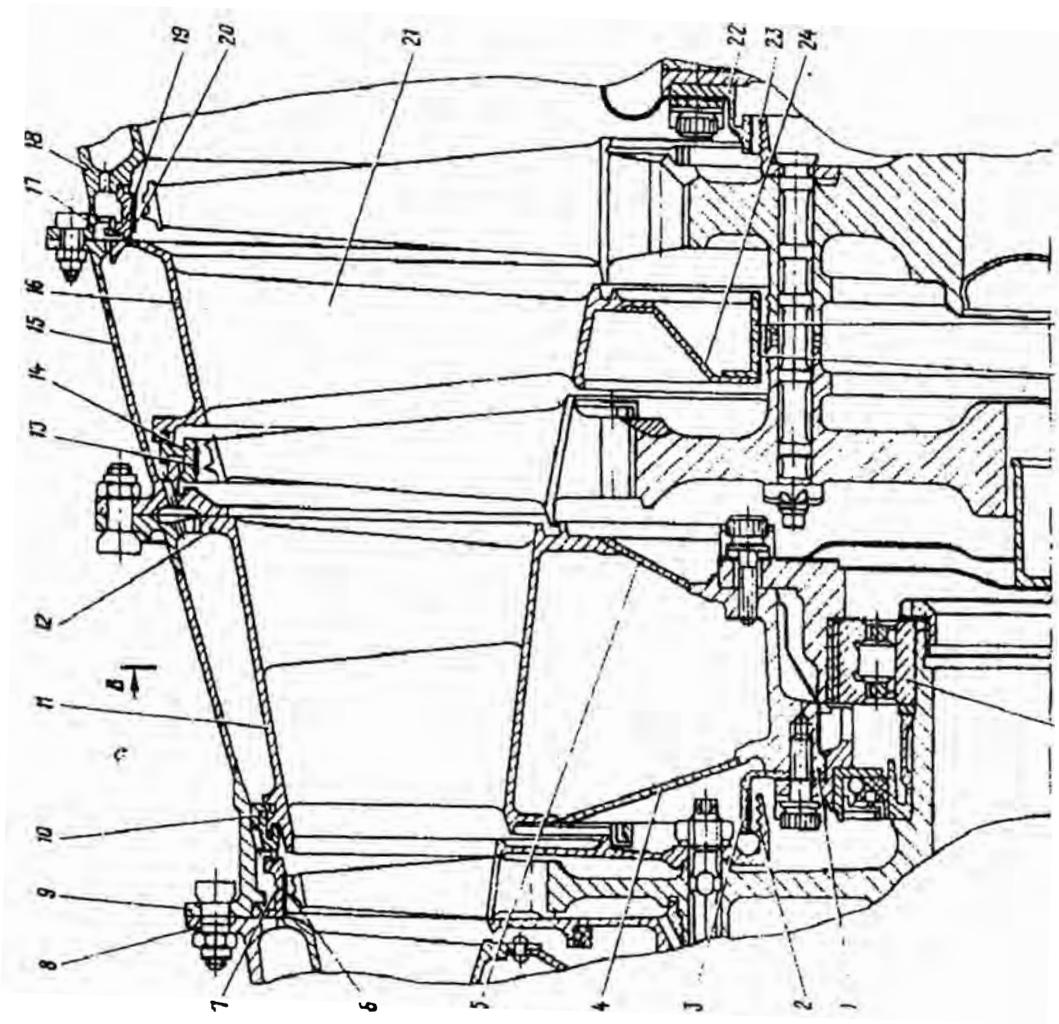


Fig. 1.17 Turbina libre del motor TV3-117BM

CAPITULO II

ANALISIS DE LA INFLUENCIA DEL JUEGO RADIAL

2.1. ANALISIS DE LA INFLUENCIA DEL JUEGO RADIAL EN LA AERODINAMICA DEL COMPRESOR

Sabíamos que para obtener una alta efectividad del ciclo de los Motores de Turbina a Gas (MTG) se requiere un alto grado de compresión de la sustancia de trabajo, lo que conlleva a la necesidad de disminuir el ducto anular en el compresor. Ya que el valor absoluto del juego radial es fijo, cuando disminuyen las medidas de los álabes, aumentan los valores relativos de los juegos radiales y se empeoran las performances del compresor. En los motores modernos de grandes dimensiones el aumento de los juegos radiales relativos en 1% de la altura de los álabes en promedio, disminuye el rendimiento en 2 %. En los motores de pequeñas dimensiones, para lograr un mayor rendimiento de los compresores la situación se complica debido a los grandes valores de los juegos radiales.

El aumento de los juegos radiales conlleva a la disminución del margen de estabilidad gasodinámica de los compresores, ya que surge la inestabilidad del flujo, como regla general en la periferia de los rotores, es por esto que el mejoramiento de la aerodinámica en el juego radial, por ejemplo con ayuda de un diseño especial del cuerpo, resulta un medio comprobado del aumento del margen de estabilidad gasodinámica.

La disminución de los juegos radiales está acompañado de grandes complicaciones en la construcción del compresor, de un aumento del costo de producción del motor y de la disminución de la seguridad durante su empleo, debido al aumento de la probabilidad del atascamiento de los álabes con el cuerpo.

De ésta manera, las acciones para el perfeccionamiento de la aerodinámica de flujos en los juegos radiales, juegan un rol importante durante el diseño de MTG altamente efectivos.

Cada turbomáquina posee una forma determinada del juego radial, que influye de diferente manera en su performance. Durante la investigación de los juegos radiales algunos factores importantes han quedado fuera del enfoque. Por ejemplo, los parámetros de la capa límite en las paredes anulares muy frecuentemente no se han calculado, es decir, las investigaciones de los juegos radiales en los compresores son limitadas.

Una pobre información acerca de los datos experimentales en lo referente a la investigación de las turbo-máquinas giratorias, se relaciona con las dificultades de una metodología de mediciones con calidad de los parámetros del flujo en los juegos radiales, debido a la falta de equipo adecuado para medir parámetros de procesos que varían rápidamente.

Actualmente el investigador dispone de métodos modernos de medición que le permite investigar el modelo completo del flujo en los juegos.

El propósito del presente trabajo es el análisis del material que se posee para investigar la aerodinámica en los juegos radiales y elaborar recomendaciones para las siguientes investigaciones.

2.1.1. El Flujo en la zona del Juego Radial

El flujo en la zona del juego radial en las turbo-máquinas es demasiado complicado y se caracteriza por las siguientes particularidades

La diferencia de presiones entre las superficies del extradós e intradós de los álabes, conlleva a la fuga de la sustancia de trabajo a través del juego radial de la superficie de sobrepresión a la superficie de depresión;

- La capa límite, que fluye por el álabe hacia la pared anular, provoca un flujo secundario, cuya intensidad es máxima cuanto está cerca del juego radial.
- El movimiento de los álabes con relación a la capa límite adyacente a la pared conlleva a la intensificación de la fuga a través del juego radial.

Los procesos, que se producen en los juegos radiales en los compresores y turbinas, en gran manera se diferencian unos de otros, debido a que el movimiento de los álabes respecto al cuerpo tienen dirección contraria y la distribución de presión a lo largo de la cuerda de los álabes se diferencia, ya que en el compresor hay un flujo difusor y en la turbina hay un flujo expansor.

Estas diferencias influyen en la distribución de la presión a lo largo de las líneas de corriente en los juegos, en las capas límites de los álabes y del cuerpo y en los flujos secundarios de los canales entre álabes.

2.1.2. Procesos gasodinámicos, que se producen en el canal entre álabes, de los álabes móviles del compresor

La fuga en los juegos como consecuencia de la diferencia de presiones se estudia mejor en ausencia de otros factores, tales como efectos de viscosidad y flujos secundarios. Durante las pruebas en túneles de viento de las cascadas de álabes, la influencia de éstos factores se pueden eliminar, seccionando el álabe en el medio de su altura, es decir, en la zona del flujo uniforme a la entrada. El valor del juego en este caso se toma a la mitad de la distancia entre las puntas de los álabes en el lugar del seccionamiento. Las pruebas en túneles de viento de las cascadas de álabes han demostrado que cuando existe un juego se retarda el surgimiento del desprendimiento del flujo a grandes ángulos de ataque. Con el aumento del juego crece la carga de las cascadas en la zona del juego permaneciendo invariable las características de las demás cascadas en función a la altura de los álabes. Durante esto el aumento del coeficiente de la fuerza de sustentación en la zona del juego, está acompañado de una disminución del ángulo de deflexión del flujo y de la velocidad axial a la salida (Fig. 2.1.).

Efectos análogos se observan en el borde de ataque de una ala rectangular de alargamiento unitario (Fig. 2.2.) lo que indica el fuerte carácter turbulento del flujo. Investigaciones más detalladas de Laksh Minarayana y Harlock, permitieron obtener una evaluación del carácter turbulento, en la forma de

$(1 - K) \Gamma_m$, donde $K = C_{L_{\text{juego}}} / C_{L_{\text{paleta}}}$; es la relación del coeficiente de la fuerza de sustentación en el juego y en la zona del flujo bidimensional (fig. 2.3.), Γ_m es el valor promedio de la circulación de la velocidad.

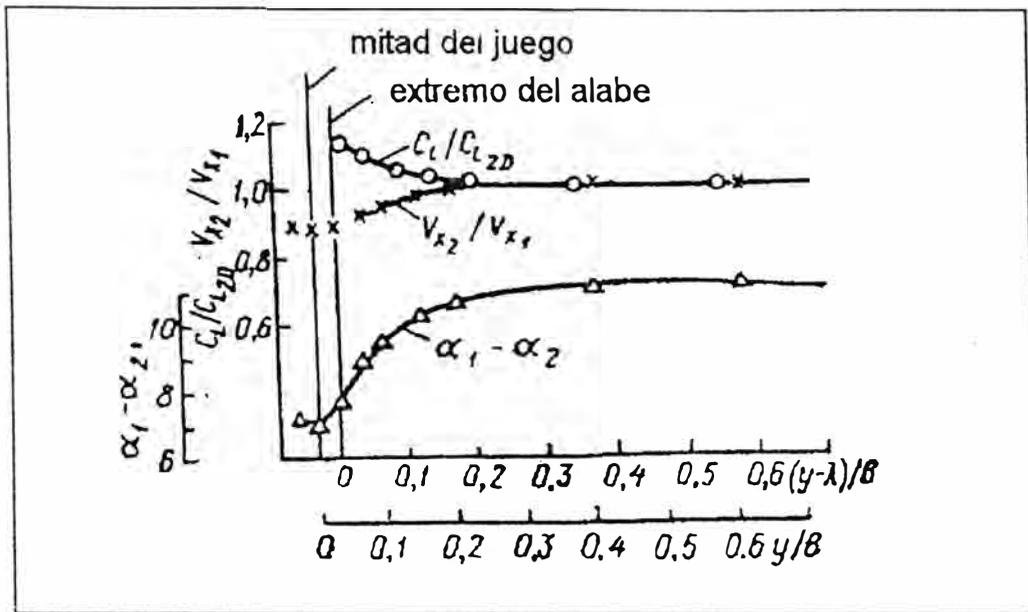


Fig. 2.1. Distribución del coeficiente de sustentación, de la relación de velocidades axiales y del ángulo de deflexión del flujo en función a la altura del álabe. (λ - mitad del espesor del juego ; y - distancia a lo largo de la altura del álabe, medido respecto a la mitad del espesor del juego, b - longitud de la cuerda del perfil.

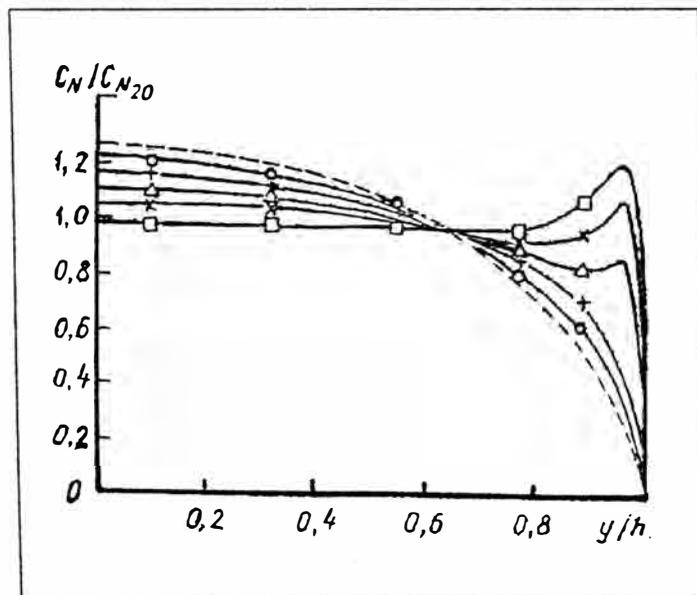


Fig. 2.2. Distribución de la fuerza normal a lo largo de la envergadura de un ala rectangular ($y/h = 0$ - mitad del ala; $y/h = 1$ - punta del ala) $\alpha = 4^\circ$, $\alpha = 8^\circ$, $\alpha = 12^\circ$, $\alpha = 16^\circ$, $\bar{R} = 20$ cálculo según la teoría lineal de la fuerza de sustentación.

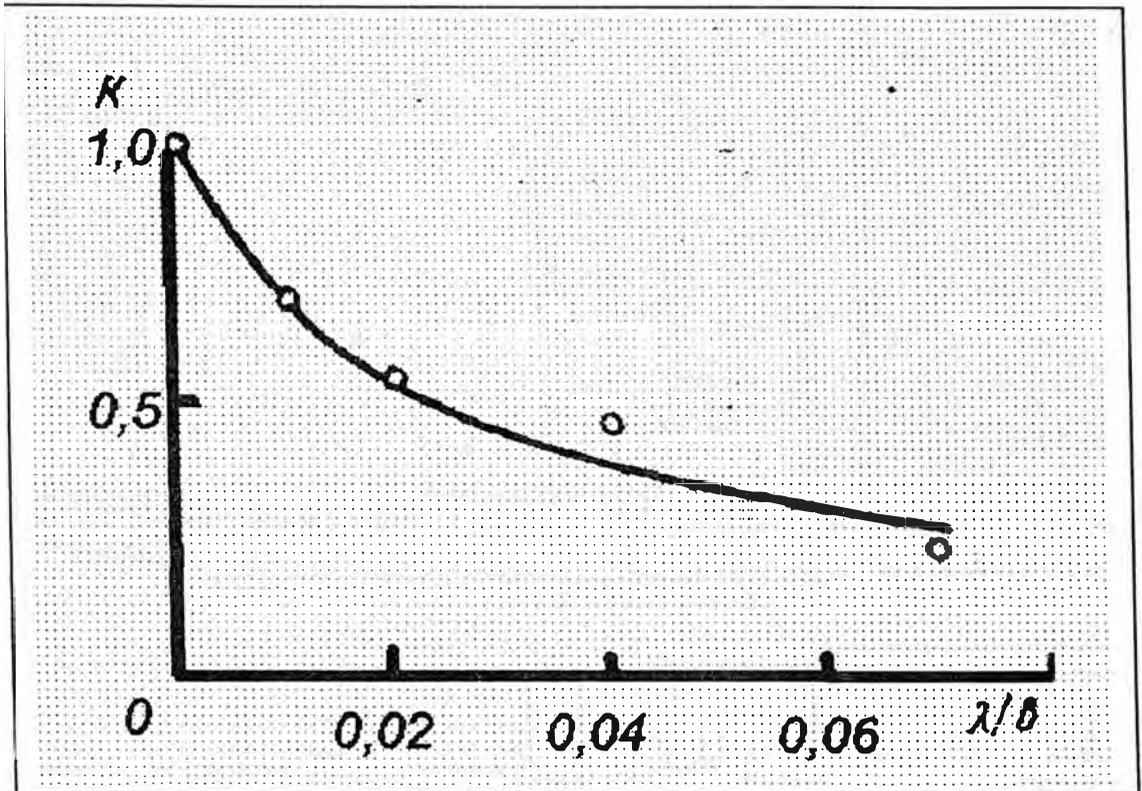


Fig. 2.3 Valor del coeficiente de conservación de la fuerza de sustentación
 $K = CL_{\text{juego}} / CL_{\text{paleta alabe}}$
 en los juegos de punta (λ / b - relación del valor del juego entre la longitud de la cuerda).

Cuando existe una pared tope y cuando no hay un juego radial en la cascada se genera un flujo secundario, que conlleva a la formación de un desprendimiento angular en la zona de intersección del extradós del álabe con la pared tope. El juego radial entre el álabe y la pared tope conlleva a la aparición de un flujo en sentido contrario. Estas fugas en la zona del juego radial explican la existencia de su valor óptimo.

Sin embargo, en las cascadas inmóviles no del todo se pueden simular las condiciones reales del trabajo de las coronas de álabes de compresor por la ausencia de rotación de los álabes (o del cuerpo). Gerhard y Dinn efectuaron pruebas en túneles de viento de las cascadas con una pared tope móvil.

Variaron los valores del juego, la forma del extremo del álabe y el parámetro

$E_t = 2 (P_{\text{intrados}} - P_{\text{extrados}}) / \rho u^2$ donde $(P_{\text{intrados}} - P_{\text{extrados}})$ - diferencia de presiones entre el intrados del álabe y su extradós ; u - velocidad de movimiento de la pared.

Con una pared inmóvil el valor del parámetro E_t se convierte infinito. Como resultado de las investigaciones experimentales, se obtuvo, que el flujo en la zona del juego depende en gran manera de la forma del extremo del álabe y de la configuración del juego. Con el aumento del parámetro E_t es decir, cuando disminuye la velocidad de movimiento de la pared con relación al álabe, disminuye la velocidad (Fig. 2.4) y el gasto del aire (Fig. 2.5) a través del juego radial. Esto significa que durante un movimiento relativo del álabe y de la pared tope

aumenta la fuga en el juego como consecuencia del desplazamiento viscoso de la masa de aire a través del juego adicionalmente a la fuga a través de él, como consecuencia de la diferencia de presión entre las superficies del intradós y extradós del álabe.

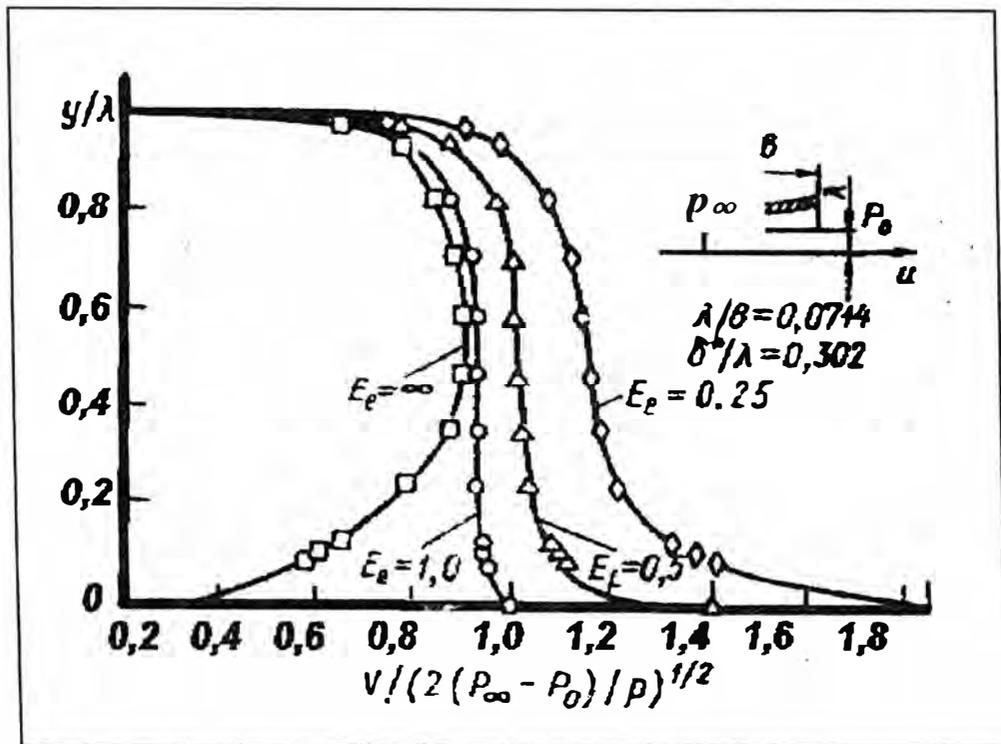


Fig. 2.4 Perfiles de velocidades a la salida del juego radial para diferentes valores del parámetro

$$E_e = 2(P_k - P_c) / \rho u^2$$

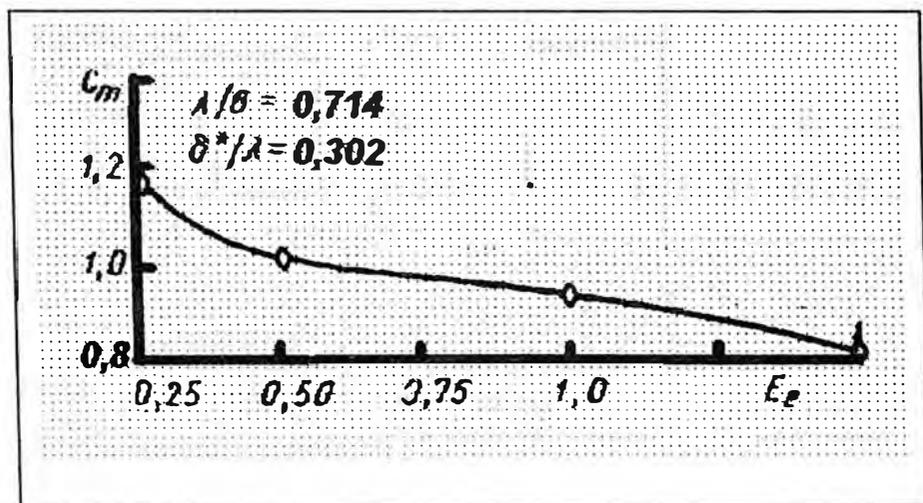


Fig. 2.5 Variación del coeficiente del gasto, a través del juego en función del parámetro \$E_e\$

En los experimentos de Dinn, la pared tope móvil ocupaba una parte delante de la cascada (aproximadamente de un largo de 0,4 de la cuerda) y toda la cascada hasta los bordes de salida de los álabes. Cuando se trata de una pared inmóvil y un juego radial cero en la zona angular de la zona de contacto del extradós del álabe con la pared tope existe, una zona de flujo con baja energía, que ha sido varias veces investigadas incluso en los compresores.

Cuando se hace un juego esta zona se desplaza por el tope de la pared hacia la parte media del canal entre álabes. El movimiento de la pared tope conlleva a la amplificación de éste desplazamiento. Sin embargo cuando el juego equivale a más del 3,4 % de la cuerda del alabe. y más de 127% de la velocidad axial del flujo, la ubicación de la zona de baja energía deja de variar.

En conclusión, se puede decir, que en la mayoría de los casos de investigación en las turbomáquinas se observa una disminución lineal del coeficiente de rendimiento y del trabajo utilizado con el aumento del juego radial. Estas funciones dejan de ser lineales en flujos supersónicos cuando aumenten en sobremanera las pérdidas de onda.

Sin importar que existe un valor óptimo del juego radial en los compresores, prácticamente es inalcanzable debido a que, considerando los diversos factores de operación, se tiene que elegir juegos radiales por encima de los óptimos. Con el aumento de los juegos radiales disminuyen los márgenes de estabilidad gasodinámica de los compresores y varía la estructura del desprendimiento giratorio.

En las futuras investigaciones de juegos radiales habrá que prestar atención al diseño especial del cuerpo.

En los compresores, actuando sobre el flujo en los juegos radiales se pueden controlar los márgenes de estabilidad gasodinámica.

2.1.3. Influencia del juego radial en la performance de las etapas del compresor axial

Las isolíneas de los ángulos del flujo en un movimiento relativo para dos valores del juego se muestran en la Fig. 2.6.

Cuando $X = 0$ se denota la influencia de la capa límite en la pared tope, y en la zona, correspondiente al 14 % de la altura del álabe, el ángulo de incidencia del flujo en los alabes móviles varía en 12° cuando el juego es pequeño y en 14° cuando es grande.

La variación considerable del flujo sucede cuando $X = 0,5$.

La influencia de las corrientes de la fuga se detectan en la zona de grandes variaciones de los ángulos del flujo, en el intervalo de valores R de 0,960 hasta 0,989. Aquí las variaciones de los ángulos del flujo son grandes y alcanzan los 32° a lo largo del 4 % de la altura del álabe. La zona de deflexión del flujo se caracteriza por el pequeño valor β ($< 34^\circ$). La zona de influencia de las fugas en el juego se propaga aproximadamente a la mitad del ancho del canal entre-álabes en el extradós del álabe.

En caso de un juego mayor, la corriente de fugas se propaga más a fondo en el canal entre-álabes. El surgimiento de la corriente de desprendimiento, su deflexión e introducción en el núcleo del flujo se muestra en la Fig. 2.6, con líneas punteada y con flechas.

Cuando $X = 1.0$ se tiene una zona desarrollada de fugas, donde la corriente se transforma en vórtice, que se desplaza hacia la mitad del canal entre-álabes. En caso de un juego mayor

el vórtice está más desarrollado, una parte de la corriente se enrolla en el vórtice, y el vórtice se desplaza hacia la raíz.

La comparación de los resultados mostrados obtenidos en cascadas inmóviles con juego, muestran, que la fuga en una cascada inmóvil y en los alabes móviles giratorios tienen diferente naturaleza.

Estas diferencias son las siguientes

- 1) En la cascada, el vórtice se produce muy cerca del extradós del álabe, en el rotor durante la rotación de los álabes se desplaza hacia el mitrado.
- 2) Las fugas en la periferie de los alabes móviles en todo el campo del flujo de un álabe el otro.

La distribución de los vórtices a lo largo de la altura del álabe en ambos casos son parecidos.

Está determinado que cuando $X = 1,41$ la influencia de las fugas es todavía notable, pero no se detecta vórtices bien formados, la gran mezcla del flujo detrás de los álabes móviles disminuye notablemente las diferencias en los ángulos del flujo, sobre todo en caso de juegos grandes. El análisis de los ángulos del flujo detrás de los álabes móviles, promediados según el paso de la cascada, muestra que en los bordes de salida (cuando $X = 1,0$) en la zona de $R > 0,95$ existe un notable retardo del flujo con relación a los valores calculados y alcanza 18° en la periferie del álabe; cuando $X = 1,41$ la zona de atraso creciente empieza a $R = 0,9$ es decir, corresponde a un 20% de la altura del álabe.

La distribución radial de los valores del factor de recuperación de la presión total detrás del rotor posee para ambos juegos una caída brusca en la zona del vertice con el consiguiente aumento de ésta relación hacia la periferie, con excepción de la zona adyacente la pared. El efecto no común de crecimiento de presión en la pared puede ser un síntoma del efecto de "compresión superficial", producida por la intensa mezcla del flujo en el juego, de la capa límite adyacente a la pared y de la capa límite adyacente al álabe.

Esta mezcla conlleva a la disminución de la velocidad relativa y aumento de la velocidad tangencial absoluta, así como el crecimiento de la relación de compresión. Durante esto el rendimiento disminuye.

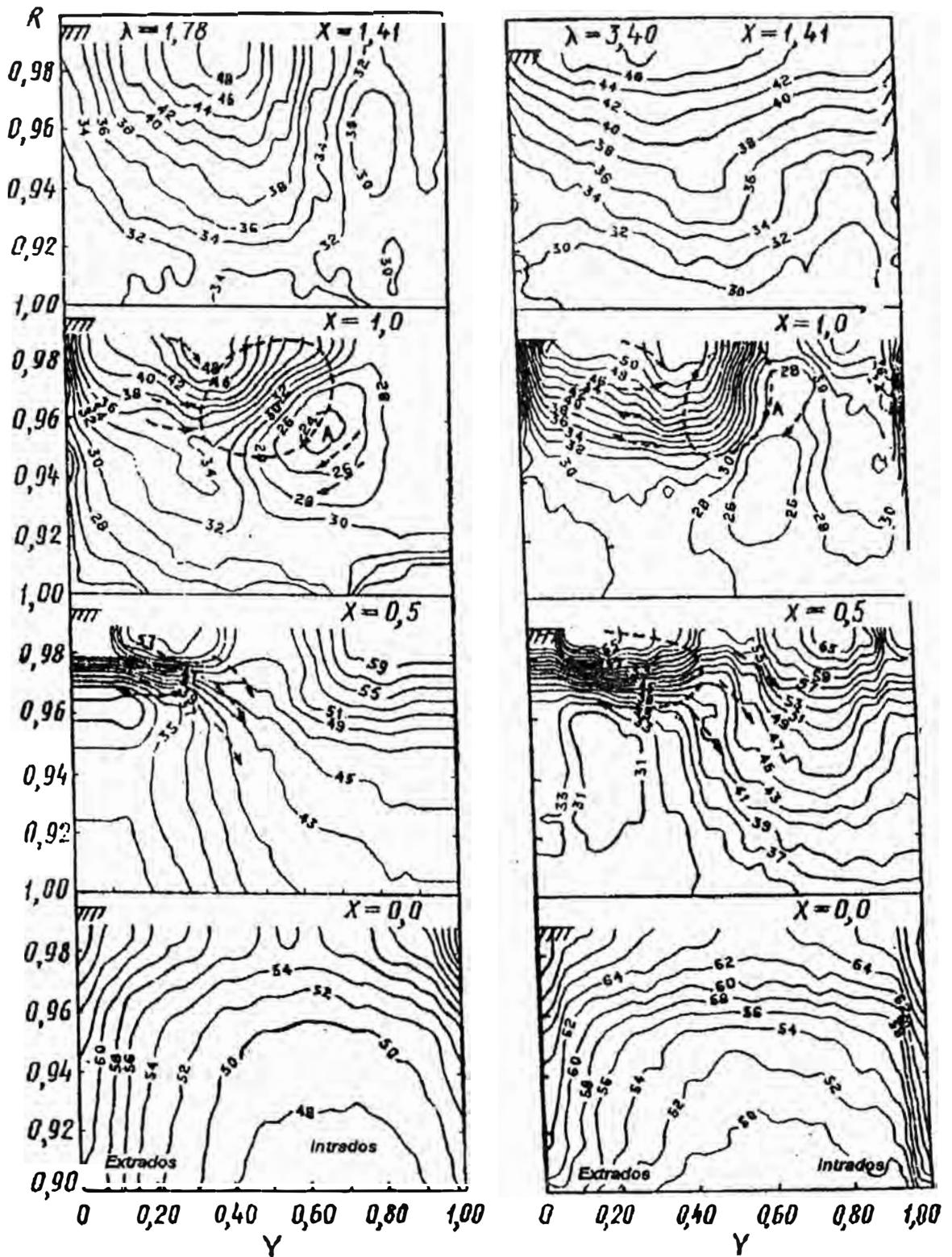


Fig. 2.6 Isolneas de los ángulos relativos de flujo cuando $X = 0; 0,5; 1,0$ a $\lambda = 1,78$ y $3,4$ (los valores corresponden a los ángulos del flujo en grados)

2.1.4 Conclusiones y modos de perfeccionamiento de los compresores axiales

Los factores de recuperación de la presión total, tanto locales como medios según el paso, se calcularon según las fórmulas :

$$\psi_L = (P_{R1} - P_{R2}) / \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad ; \quad \psi_L = \frac{W_x \cdot \theta_p}{W_x \cdot \theta_s}$$

Las Isolíneas del factor de recuperación de la presión total para dos valores del juego en cuatro posiciones axiales. Cuando $X = 0,5$ los factores de recuperación máximos en un juego grande, aproximadamente es mayor en 40% , aunque la longitud de la zona de pérdida se mantiene igual. Cuando $X = 0,75$ en el caso de un juego grande, la zona de pérdidas de presión abarca casi todo el ancho del canal entre-álabes y el 16 - 20% de la altura del álabe.

Cuando el juego es menor, las longitud de ésta zona es un poco menor. La pérdida máxima se ubica para ambos casos en el mismo lugar. En caso de un juego mayor cuando $X = 1,0$ se detecta la existencia de un núcleo de fugas o de vertices y cuando el juego es menor, corrientes de fugas. Cuando el juego es pequeño la corriente de derramamiento es pequeño a lo ancho pero su velocidad es mayor y esta alcanza hasta el intrados del álabe.

Cuando $X = 1,41$ la región de la pérdida de presión y el rendimiento en ambos juegos abarca todo el ancho de la zona entre-álabes y ocupa cerca del 20% de la altura del álabe.

El coeficiente aerodinámica local de rendimiento se determina por la fórmula.

$$\eta = (P_{oL} - P_{o1}) / \rho \cdot u \cdot W_x (Tg \beta_1 - Tg \beta_2)$$

Las isolíneas del rendimiento del cual se deduce que cuando $X = 0,5$, los fugas en el juego aparecen en forma de corrientes, limitada por una pequeña zona en el extrados del álabe la cual después se expande.

Cuando $X = 1,0$ se produce el envolvimiento de la corriente un vértice en cuyo núcleo, el coeficiente de rendimiento es mucho menor. En el caso de un juego mayor, el remolino se desarrolla en mayor grado. Las diferencias en las isolíneas del coeficiente de rendimiento cuando $X = 1,0$ y $X = 1,41$ en caso de un juego mayor, no son demasiadas, lo que testifica un cambio rápido al estado de equilibrio.

La comparación de los factores de recuperación promedio de pérdida medios ψ_L según el radio de flujo, en la periferie de la zona de influencia del juego radial muestra que las pérdidas aumentan directamente proporcional al valor del juego y casi linealmente crecen a lo largo del eje del compresor. El valor del juego radial influye de sobre manera en el desarrollo de la capa límite, adyacente a la periferie de la pared.

La fuga en el juego conlleva a la disminución del espesor total de pérdida del impulso en la capa límite desde la sección, a la entrada de los arabes móviles hasta la salida. A la salida de la corona el espesor de la pérdida del impulso aumenta de nuevo (Fig. 2.10).

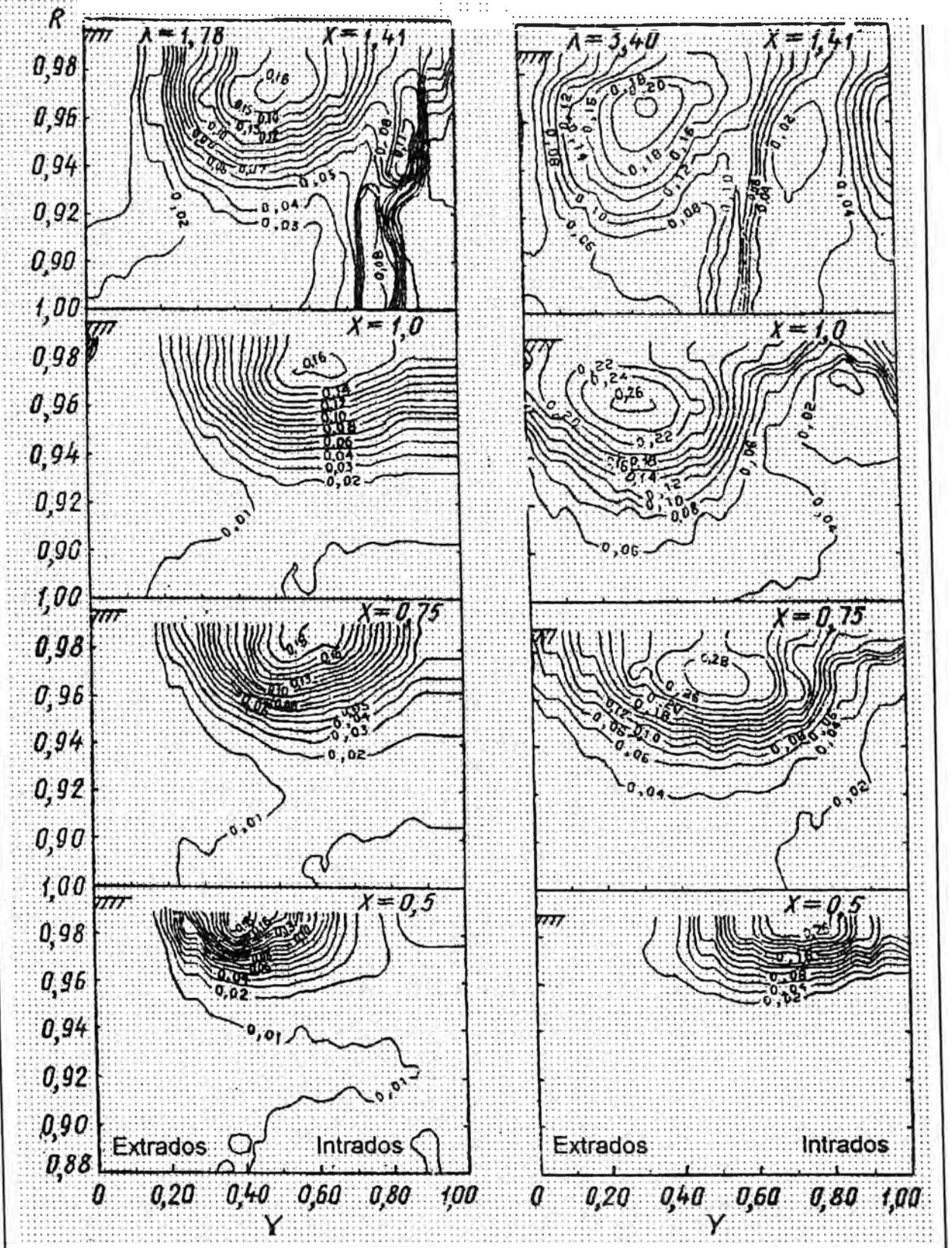


Fig. 2.7 Isolneas del factor de recuperación de la presión total cuando $\lambda = 1,78$ y $\lambda = 3,40$ (Los valores corresponden a ψL)

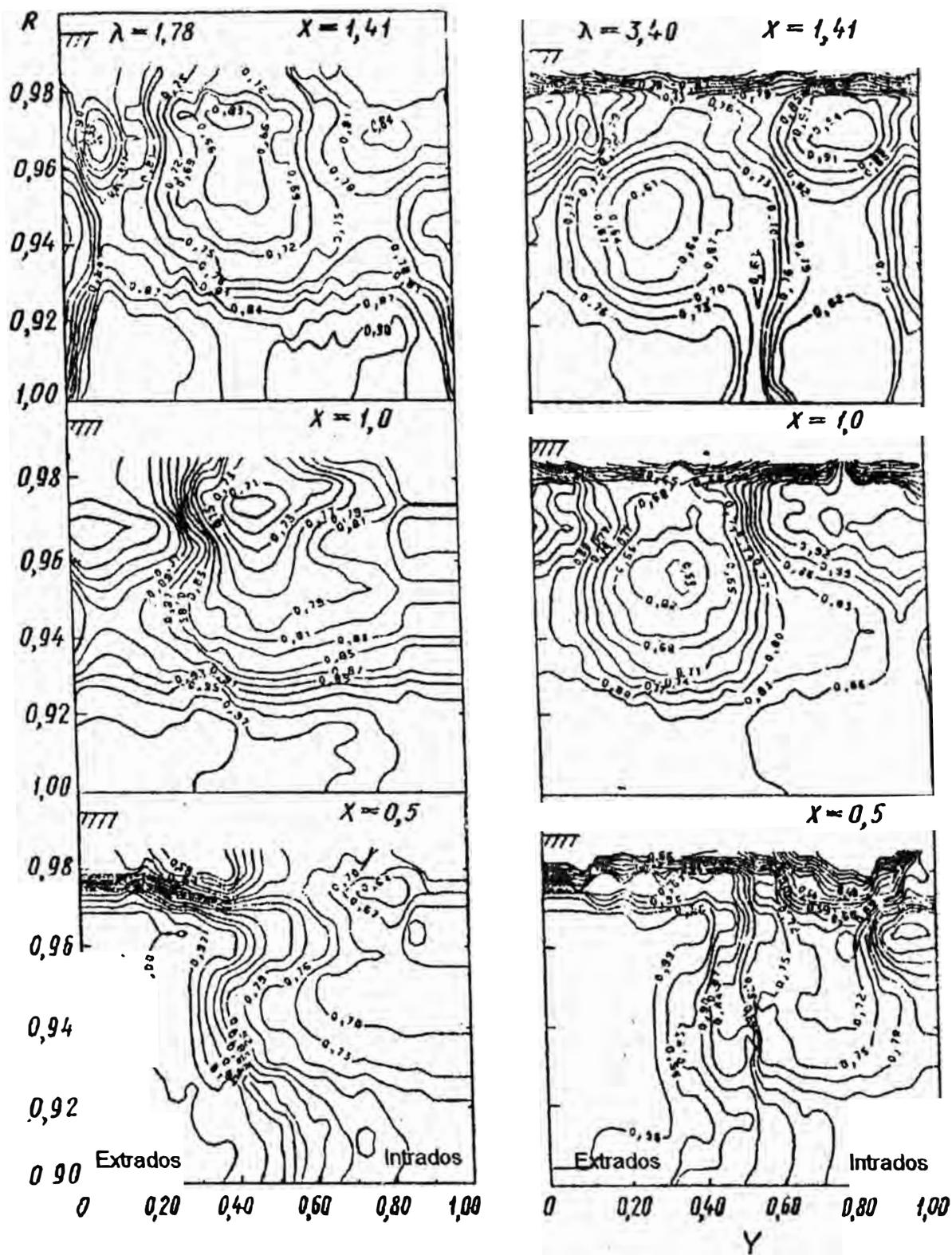


Fig. 2.8 Isolneas del rendimiento aerodinámico cuando $\lambda = 1,78$ y $\lambda = 3,4$ (Los valores corresponden a η)

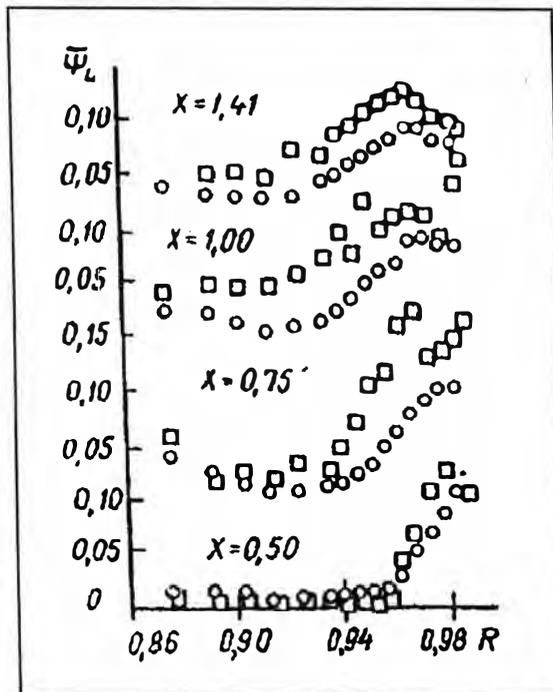


Fig. 2.9 Distribución radial de los valores promedios, según el paso, del factor de recuperación de la presión total $\bar{\psi}_L$. (Descripciones según Fig. 2.1)

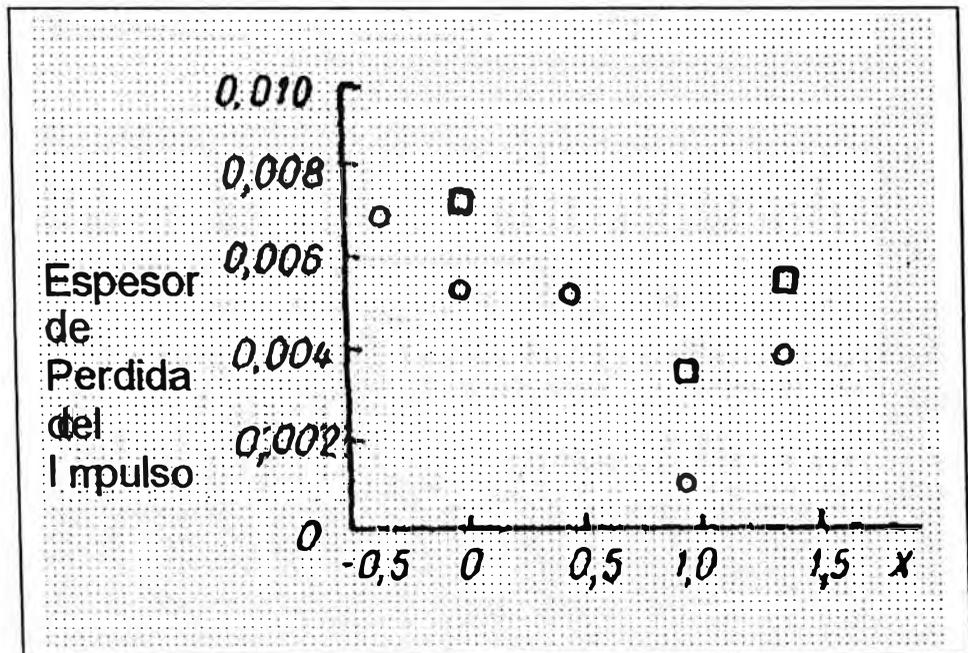


Fig. 2.10 Variación según el eje del espesor de la pérdida del impulso (Descripciones según Fig. 2.1)

2.2 INFLUENCIA DEL JUEGO RADIAL EN LAS TURBINAS

2.2.1 Influencia del juego radial sobre el rendimiento de la turbina

La existencia del juego radial entre los álabes móviles y el cuerpo de la turbina conllevan a pérdidas hidráulicas inevitables y por consiguiente al descenso del rendimiento de la turbina. Las pérdidas en el juego radial de los álabes móviles sin plataformas (bandaje) son mayores, cuanto menor sea la longitud del álabe h_l (h_{alabe}), entonces mayor será el juego radial relativo $\Delta_3 = \Delta_3 / h_l$, el grado de reacción y la carga aerodinámica en la periferia del álabe.

En vista de la diferencia entre las deformaciones y la dilatación térmica del rotor y estator, la magnitud del juego radial varía con los regímenes de trabajo del motor. Para disminuir el intervalo de éstas variaciones junto con medidas de modificación estructural, se efectúa el enfriamiento de diversas partes del cuerpo, ubicadas por encima de las coronas de los álabes móviles. Para poder controlar la magnitud de juego radial de acuerdo con los regímenes de trabajo del motor, manteniéndolo mínimo se varía el gasto de aire, que se utiliza para el enfriamiento del armazón e inclusive su temperatura, mediante la toma desde diferentes etapas del compresor. La presencia de bruscos cambios de la RPM en los motores de aviación (que inclusive van hasta la detención definitiva del rotor) complican de sobremanera el querer realizar un juego radial de poca variación.

Las pérdidas debido al juego radial se deben a la interacción de flujos, que salen por los álabes de tobera y que pasan por el juego hacia la parte posterior del álabe móvil y el que fluye en los canales formados entre álabes móviles y pasa por el juego radial del intrados del álabe hacia el extrados. Esto último conlleva a que, a una determinada distancia de la parte periférica del álabe móvil surge turbulencia aerodinámica del flujo principal, por lo que disminuye el trabajo que entrega el gas a la corona de álabes (L_u). Mientras el álabe sea más pequeño, más grande será la porción de este álabe que equivalga a la parte antes descrita.

Según datos obtenidos por experimentos en el sistema del motor de las etapas de la turbina, con álabes de diferente longitud, se deduce que, el aumento del juego radial relativo Δ_3 de 1% hasta 2% conlleva a una disminución del rendimiento de la turbina en 4% cuando $h_{\text{alabe}} = 25$ mm y con $h_{\text{alabe}} = 50$ mm el aumento de Δ_3 desde 1,4 % hasta 2,6 % el descenso del rendimiento fue de 2%.

En tanto que el grado de reacción en la periferia del álabe móvil ρ_p en ambas turbinas fue prácticamente la misma y era de $\sim 40\%$.

En el intervalo de variación del juego radial relativo $\Delta_3 = 0,03 \dots 0,05$ el coeficiente de pérdidas $\xi_\delta = \Delta \eta_t / \eta_o$ aumenta en 1,4 veces, si en condiciones similares se disminuye la longitud del álabe móvil de 125 a 45 mm.

Debido a lo complejo que resulta describir el flujo en el juego radial de los álabes móviles sin bandaje, todavía no se ha logrado obtener una función analítica para poder determinar la magnitud de las pérdidas aerodinámicas. Por eso se calculan utilizando datos experimentales, los cuales se generalizan en forma de funciones empíricas. En la Fig. 2.11. se muestra una función experimental de variación del rendimiento de una etapa de turbina

con un álabe impulsor de 25 mm con relación a la magnitud del juego radial, el cual varió debido al desgaste interior del armazón

El grado de reacción en el extremo del álabe era de $\rho_p = 0,42$. Esta función se expresa aproximadamente de la siguiente manera

$$\eta_T^* / \eta_{T0}^* = 1 - 0,045 \Delta_3$$

Para determinar el coeficiente de pérdidas en el juego radial ξ_3 se puede utilizar la datos experimentales así como los que se muestran en la Fig. 2.11.

Los datos experimentales para determinar ξ_3 dependiendo de la magnitud del juego radial relativo, aproximadamente se expresan como :

$$\xi_3 = a \Delta_3^n$$

donde :

a y n - coeficientes experimentales, cuyos valores para las etapas con álabes móviles sin bandaje se recomienda tomar (para determinar ξ_3).

$$a = 0,7 \dots 0,8 \quad \text{y} \quad n = 0,4 \dots 0,6$$

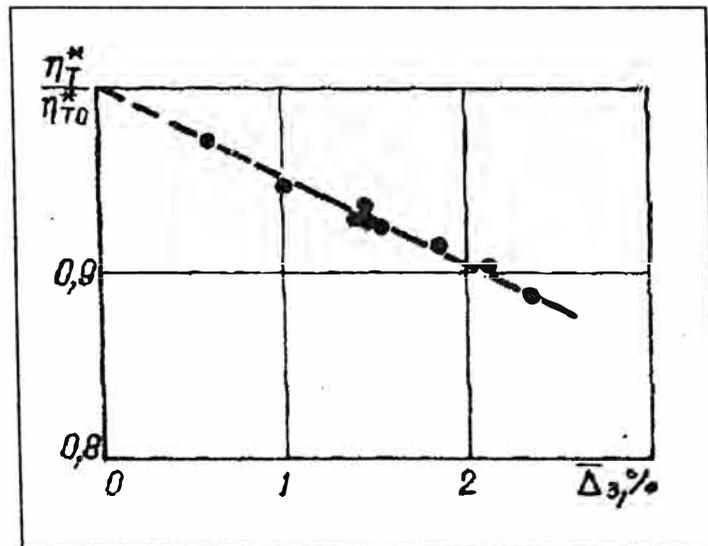


Fig. 2.11 Variación relativa del rendimiento de una etapa de la turbina dependiendo del valor del juego radial.

En estos experimentos el valor del juego radial se limitó tanto por las variaciones del aro sobre los álabes en el armazón de la turbina (cuando existen gradas), como por los cortes en los álabes móviles (cuando el contorno exterior del conducto de aire es liso). Los contornos exteriores del conducto de aire, ubicadas por encima de los álabes móviles toman formas cilíndricas y cónica con un pequeño ángulo de apertura.

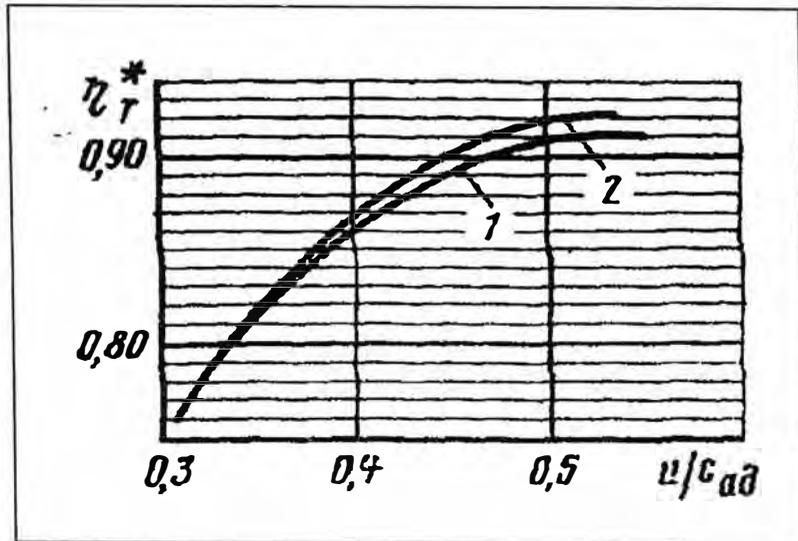


Fig. 2.12 Comparación del rendimiento de una etapa de la turbina con diferente ángulo β_2 en las secciones periféricas de los álabes móviles

1. Etapa base
2. Etapa con los álabes móviles con secciones periféricas alabeadas.

El valor de ρ_p grado de reacción con la periferia de los álabes móviles varió en los experimentos entre los valores de $\rho_p = 0,4 \dots \dots 0,5$.

Para disminuir aquella parte de las pérdidas, la cual se debe a la disminución de la circulación del flujo en una porción a lo largo del álabe, adyacente al juego radial, debido al aumento del ángulo β_2 (deflexión incompleta del flujo). Es racional, durante el diseño de una turbina, disminuir el ángulo β_2 en las secciones periféricas en comparación con el valor, obtenido en el cálculo de la dinámica de gases, en el cual la existencia del juego radial se considera sólo con el aumento hasta un determinado valor (de acuerdo con el valor del coeficiente de pérdidas) del trabajo total de la etapa.

La disminución de β_2 conlleva a un incremento del trabajo efectivo en las secciones periféricas en comparación con lo calculado y por consiguiente, a una compensación de la influencia del juego radial. La disminución, con relación a esto, de la sección de paso de los canales en la zona de la punta el álabe conlleva a un aumento de ρ_p y la redistribución en comparación con lo calculado del gasto de gas a lo largo de la longitud del álabe.

En la Fig. 2.12. se muestran los resultados de una prueba comparativa de la etapa de una turbina con álabes móviles, perfilados de acuerdo al valor de diseño β_2 y con esos mismos álabes, pero con β_2 disminuido en la porción de $\frac{1}{4}$ del largo del álabe de la sección periférica. La disminución máxima del ángulo se observó en la punta del álabe y fue de 3° para un valor inicial 29° (de diseño).

Las principales características geométricas de la etapa experimentada $D_{cp} / h_{alabe} = 6,26$; $h_{alabe} = 84\text{mm}$; $\Delta_3 = 0,06$ (de montaje); $\alpha_{1cp} = 24^\circ 30'$. La etapa está calculada de

acuerdo a la ley de continuidad de circulación a un grado de expansión $\pi_r = 2,5$; $u_{cp} / C_{ad} = 0,515$ y $u_{cp} / \sqrt{To^*} = 9,35$.

Con éstos valores el grado de reacción de diseño en la periferia del álabe es $\rho_p = 0,5$. De la Fig 2.12, se puede ver, que en los regímenes cercanos al calculado ($u_{cp} / C_{ad} = 0,515$), la ganancia en rendimiento es de 1...1,5%. (c_p = medio, D = diametro, u_{cp} = velocidad tangencial media, C_{ad} = Velocidad absoluta).

A veces se propone para disminuir las pérdidas en el juego radial en las etapas de las turbina con álabes relativamente pequeños $D_{cp} / h_1 > 12$, aumentar la densidad de la cascada de los perfiles en las secciones extremas de los alabes móviles, disminuir en ellos el trabajo efectivo, utilizando por ejemplo la ley de distribución parabólica a lo largo del alabe, disminuir el grado de reacción en la periferie de los alabes, igualando este trabajo por medio de una inclinación tangencial de los vanos de tobera o por medio de su torsión o alabeo “negativo” (disminución del ángulo de salida del flujo α_1 hacia la periferie de los álabes) o combinando ambos métodos.

Se sabe, que colocando una plataforma en los alabes móviles se puede disminuir sustancialmente las pérdidas en el juego radial, casi dos veces se disminuyen las pérdidas, aumentando el rendimiento de la etapa en comparación con los álabes sin plataforma.

La plataforma exterior en los álabes móviles de las turbinas de gas está compuesto de plataforma separadas, las cuales se fabrican en una sola unidad con el álabe. En su superficie se ubican pestañas radiales que forman con el armazón de la turbina un juego. Con la colocación de éstas plataformas se intenta disminuir el nivel de tensiones vibracionales , por eso los incluyen en los álabes refrigerantes de las primeras etapas de las turbinas de alta temperatura. La altura de dichos álabes llega hasta 50 mm y por consiguiente el juego radial es lo suficientemente grande. En estas condiciones podría esperarse un aumento del rendimiento de la turbina con la colocación de la plataforma gracias a la reducción de pérdidas en el juego radial.

Sin embargo la experiencia de utilizar plataformas en los álabes de algunas etapas demuestra que cuando el juego radial no varía, el rendimiento de la turbina no varía. Los experimentos con una turbina de dos etapas en el motor a reacción RD-9 con anillo de plataforma en ambas etapas y sin ellas (en los mismos álabes) no mostró variaciones del consumo específico del combustible, y por lo tanto del rendimiento de la turbina. Durante esto las tensiones vibracionales por el primer modo flexural de las oscilaciones disminuyeran (por ejemplo, en los álabes de la 2da etapa en 2 veces).

El juego radial relativo en los álabes sin plataforma fue de 1,2% en la 1ra etapa y de 1% en la 2da. Ya que la plataforma se obtuvo a raíz de tolerancias tecnológicas que alargaban la paleta del álabe se logró conservar invariable el recubrimiento por el diámetro externo y el área a la salida de los álabes móviles.

En el armazón de la turbina por encima de la plataforma insertaban piezas de cerámica, que permitía disminuir, en comparación con los álabes sin bandaje, el juego radial de montaje entre los salientes radiales de la plataforma y el armazón. Las plataformas quitaban maquinando la paleta por todo el contorno del álabe.

Queda suponer, que en los casos, cuando la colocación de las plataformas en los álabes móviles, no aumenta el rendimiento de la turbina (manteniendo invariables su perfil así como los juegos radial y axial), y surgen pérdidas adicionales aerodinámicas. Tal fuente de pérdidas podría ser la fricción con el gas de la superficie externa de las plataformas.

Se sabe que, la fuerza de fricción dR que actúa en un elemento de superficie de la plataforma dF , que tiene una velocidad tangencial u_b en un medio con densidad ρ es igual a:

$$dR = C_f \rho u_b^2 / 2 dF$$

Para la superficie externa del bandaje, la velocidad tangencial y densidad del medio se pueden considerar constantes, entonces la fuerza de fricción es

$$R = C_f F_b \rho u_b^2 / 2$$

Donde :

$$F_b = \pi D_b S \quad \text{y} \quad S = mb - \text{ancho de la plataforma en conjunto con la superficie de las pestañas radiales} \\ (m \cong 1,6 \dots 1,8)$$

La fuerza de resistencia a la fricción de la superficie externa R se puede presentar en analogía con las placas, como suma de la resistencia de la superficie lisa R_0 y de la resistencia adicional, producida por los elementos de las desigualdades $R = R_0 + \Delta R$

La resistencia a la fricción de la superficie lisa es $R_0 = C_{f_0} F_b \rho u_b^2 / 2$ donde.

C_{f_0} - Coeficiente de fricción = $0.074 Re^{-0,2}$

Re - N° de Reynolds = $u_b \Gamma_b / \nu$

ν - Coeficiente de viscosidad cinemática del medio

La resistencia adicional debido a las desigualdades (salientes o hendiduras) en la superficie de fricción $\Delta R = C_R q f$ donde :

f - Superficie frontal del elemento de desigualdad, es decir el área de su sección transversal máxima, trazado perpendicularmente a la dirección del flujo.

q - presión dinámica media de acuerdo a la altura de la desigualdad.

$$q = 1/k \int_0^k \rho / 2 u^2 (y) dy$$

Para la función

$$u / u_0 = (y / \delta)^{1/7}$$

$$q = 1/k \rho u^2 / 2 \int_0^K (y/\delta)^{2n} dy = 7/9 \rho u^2 / 2 (K/\delta)^{2n}$$

Donde

K - Altura de la saliente

δ - Espesor de la capa límite en la superficie de las plataformas

Sabemos que

$$\delta(x) = 0,37 r Re^{-0,2} \text{ entonces}$$

$$\Delta R = c_R 7/9 \rho u^2 / 2 (K/\delta)^{2n} f$$

$$\text{Aquí } f = f_i z ; f_i = K S$$

Donde :

$$z = \text{Cantidad de plataformas (diferente de cero)}$$

Según WICHHARD ; $C_R = 0,5 \dots 0,7$ cuando $t/k > 4$; donde $t = \pi D_b / z$, es el paso de las plataformas

Por consiguiente, la fuerza de fricción, que crea el momento de freno a la rueda M_{TP} , es

$$R = \pi D_b s C_{f0} \rho u_b^2 / 2 + 7/9 c_R \rho u^2 / 2 (K/\delta)^{2n} k s z$$

$$= \pi D_b s u^2 / 2 [C_{f0} + 7/9 c_R K/t (K/\delta)^{2n}]$$

$$\text{y } M_{TP} = R D_b / 2 = C_f \pi / 4 D_b^2 s \rho u_b^2 \quad (1)$$

Donde :

$$C_f = [C_{f0} + 7/9 c_R K/t (K/\delta)^{2n}] -$$

Coeficiente de resistencia, que considera la Fricción y la resistencia adicional de las desigualdades.

El momento que se desarrolla en la rueda por la sustancia de trabajo (por el gas) que pasa a través de los álabes móviles

$$M_u = P_u D_{cp} / 2 = G_r \Delta C_{ucp} D_{cp} / 2 \quad (2)$$

Donde G_r Es el gasto por segundo del gas, $\Delta C_u = C_{1u} + C_{2u}$ - es la suma algebraica de los componentes tangenciales de la velocidad absoluta en la entrada y en la salida de la rueda.

Para determinar, que parte del momento desarrollado por el gas es el momento por acción de las fuerzas de fricción de la superficie de la plataforma con el gas concluimos la expresión (1) entre (2). Entonces tomando en cuenta que :

$$G_r = \rho_2 C_{2a} \Pi / 4 D_b^2 (1 - d^2); h = \underline{D}_b / 2 (1 - d)$$

$$C_{2a} \cong C_2 \text{ y } C_2 = \lambda_2 \sqrt{(2k/k+1)RT_2}$$

Obtenemos :

$$M = M_{tr} / M_u = 4mC_f u_b / [(1 + d)^3 \varepsilon \mu_{cp} \lambda_2 18,1 \sqrt{T_2^*}] \quad (3)$$

Donde $\varepsilon = h / b$ - alargamiento del álabe ; $d = \underline{D}_{gr} / D_b$ - diámetro relativo de la rueda, \underline{D}_{gr} y D_b - es el diámetro del cubo y de bandaje

De la expresión (5) se observa, que para determinadas medidas relativas de la etapa (d , ε y m), del nivel de su carga μ_{cp} , de los valores λ_{2e} y T_2^* , el valor M es directamente proporcional al coeficiente de la resistencia C_f y a la velocidad tangencial de la plataforma u_b .

Las primeras etapas de las turbinas de alta temperatura con álabes enfriados se fabrican en las siguientes rangos de variación de los valores, que entran en la Expresión (3) :

$$d = 0,8 \dots 0,82, \quad \varepsilon = 1,4 \dots 1,6; \mu_{cp} = 1,5 \dots 1,6; m = 1,7 \dots 1,8; \lambda_{2e} = 0,36 \dots 0,38$$

y $T_2^* = 1250^\circ \dots 1350^\circ \text{ K}$ para una temperatura del gas a la entrada de la turbina T_2^* $1500^\circ \dots 1600^\circ \text{ K}$ y un trabajo efectivo específico $L_e = (26 \dots 30) 10^4 \text{ J/Kg}$.

Si colocamos estos valores en la expresión (3), entonces el valor del multiplicador delante de la multiplicación $C_f u_b$ va a variar en los márgenes $(1,8 \dots 2,0) 10^3$ y para la etapa diseñada permanecerá constante. Esto significa, que durante el diseño del motor con unas características de entrada prefijadas (empuje y consumo específico de combustible), unos parámetros seleccionados (limitados) del turbo compresor (relación de compresión del compresor, gasto de aire a través de el y las RPM de su rotor) y también una temperatura de los gases a la entrada de la turbina y su medidas diametrales nos permite mantener los valores señalados iguales (muy cerca al óptimo y lo establecido en la práctica) en las primeras etapas de la turbina que se diferencian entre si por el valor de la velocidad tangencial en el diámetro externo.

$$\text{Entonces } M = (1,8 \dots 2,0) 10^{-3} C_f u_b$$

(4)

Algunas superficies de las plataformas orientadas hacia el armazón, no se pueden maquinar en conjunto. Estas tienen diferentes desigualdades, salientes y hendiduras (Fig. 2.13). Además en la turbina debido a los desplazamientos tanto térmicos como mecánicos del disco y los álabes, las plataformas de bandaje, ahora ubicadas a un diámetro mayor que el de montaje, durante la deformación de los álabes, pueden girar a un ángulo de hasta 2° en las etapas con diámetro externo $D_H > 0,5 \text{ M}$. Debido a la variedad en los márgenes tolerados en las medidas de los elementos de fijación y de la temperatura de álabes separados, se produce su desplazamiento diferente, así como en la dirección radial. En resultado la magnitud de las salientes que se forman en la superficie externa de las plataformas, llega a los $1,5 \dots 2 \text{ mm}$ (Dib. 2.13).

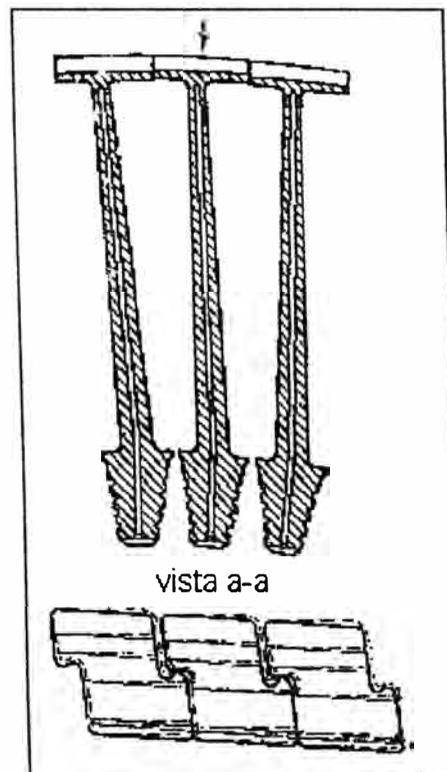


Fig. 2.13 Desplazamiento mutuo de las plataformas de bandaje durante las deformaciones del disco y de los álabes así como el movimiento de las toierancias durante el ensamblaje.

A una presión del gas en la entrada hacia la turbina de $2,5 \text{ MPa}$ y una temperatura de 1600 K el $N^\circ \text{ Re} = (4,5 \dots 6) \cdot 10^6$, cuando la velocidad tangencial de las plataformas varía de $u_b = 400 \dots 500 \text{ m/s}$. Si tomamos una altura promedio de las salientes y hendiduras en la superficie externa de la plataforma de bandaje igual a $K = 1,5 \text{ mm}$, la longitud del paso es $t = 20 \text{ mm}$ y $C_R = 0,6$, entonces el valor de coeficiente de resistencia variará entre C_f $(2,9 \dots 3,0) \cdot 10^{-2}$.

Por consiguiente, cuando $u_b = 400 \text{ m/s}$, la parte de las pérdidas, producidas por la fricción en la plataforma, puede equivaler a 2,2% del trabajo útil de la etapa, y durante $u_b=500 \text{ m/s}$, $M = 2,8\%$.

De ésta manera, durante la utilización de las plataformas en los álabes refrigerados de las primeras etapas de las turbinas de alta temperatura se necesita prestar atención a que la construcción del bandaje, la tecnología de su fabricación y ensamblado tienen como propósito minimizar las pérdidas, que surgen durante el trabajo de la turbina.

El uso de las plataformas frecuentemente suelen ser limitado ya que a mas grandes velocidades tangenciales en la periferie de los álabes, la poca densidad de las cascadas de los perfiles y un grosor pequeño de los álabes y de las mismas plataformas aparecen en ellos elevadas tensiones, que sobrepasan las permisibles. En tales situaciones puede ser necesario el empleo de plataformas las cuales no tapan totalmente el canal entre los álabes (Fig. 2.14).

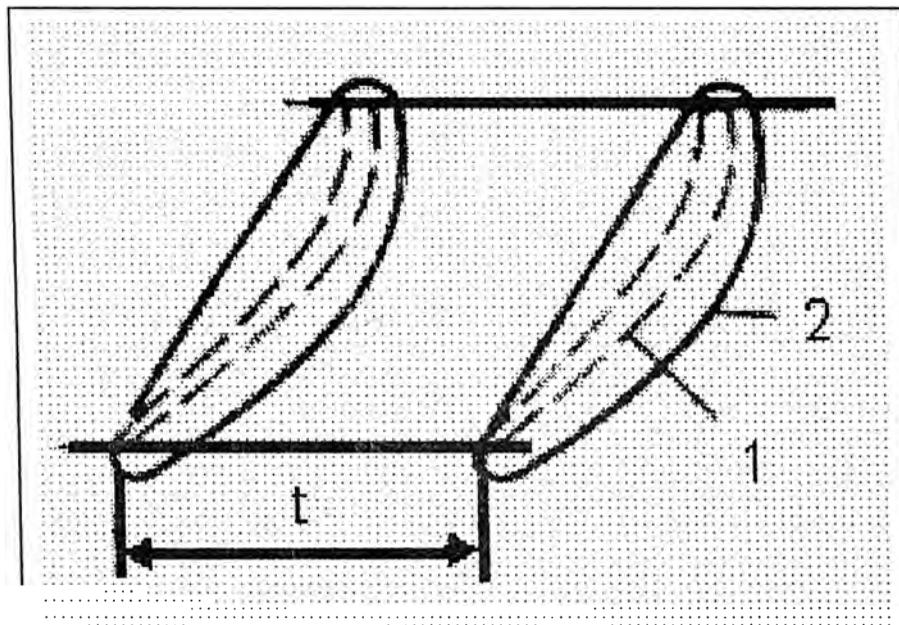


Fig. 2.14 Cascada de perfiles de la sección periférico 1 de los álabes móviles con plataformas 2, que no tapan el canal entre los álabes.

Tales plataformas eliminan la fuga de gas en el juego radial, determinado por la diferencia de presiones entre el intrados y el extrados del álabes móvil de la etapa de turbina. El ensayo de estas plataformas se efectuaron en un banco en un amplio rango de variación de los regímenes.

Se experimentó con una etapa de longitud relativa del álabes móvil $D_{cp} / h_{alabe} = 5$ y con una longitud absoluta de 100 mm, calculada para una relación de expansión $\pi_T^* = 1,72$; $u_{cp} / c_{ad} = 0,515$ el grado de reacción en la sección periférica $\rho_p = 0,55$ y $u_{cp} / \sqrt{T_0^*} = 8,9$

Los álabes móviles tuvieron plataformas, como las del Fig. 2.14 las cuales luego del experimento se cortaron por el contorno del perfil, sin variar la longitud del álabe, para que durante el experimento de la turbina con los álabes sin plataformas el juego radial se conserve invariable. Su valor relativo en las etapas experimentadas fue de 0,4% de la longitud del álabe. Los resultados de los experimentos en forma gráfica se muestran en el Fig. 2.15 donde se ve que la instalación de plataformas parciales aumentó el rendimiento de la etapa en los regímenes cercanos al de diseño en 1,2 %.

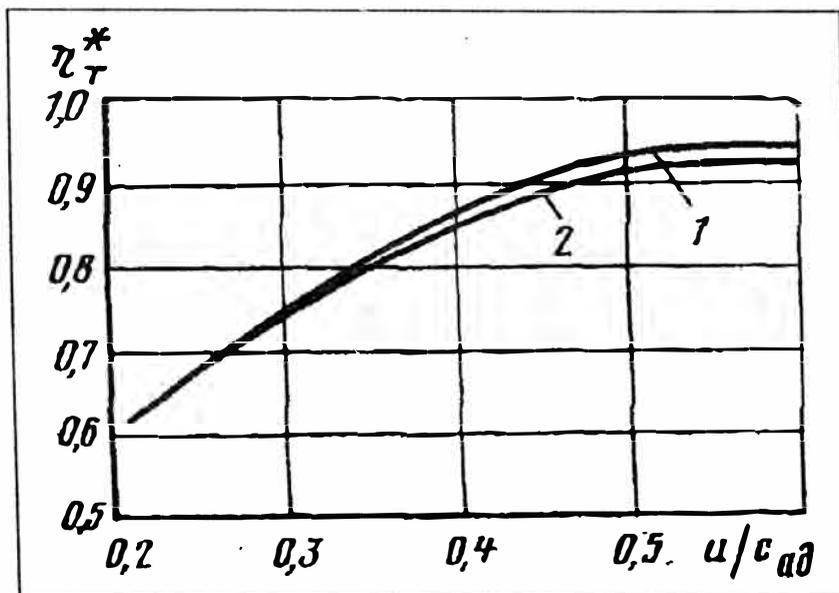


Fig.2.15 Variación del rendimiento de las etapas de la turbina con plataforma parcial en los álabes móviles 1 y sin ella 2.

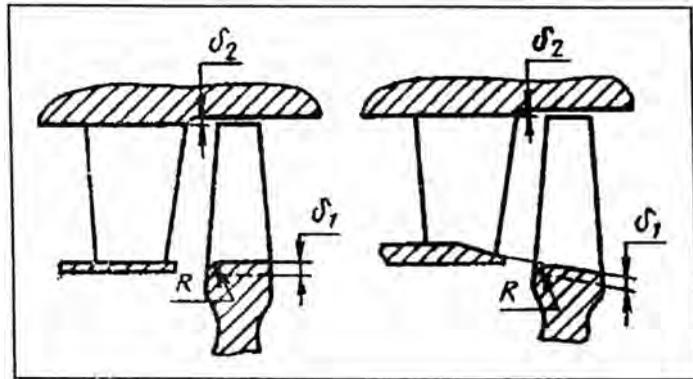
2.2.2 Juego radial en turbinas por superposición entre las coronas de álabes

En el juego axial entre los vanos de tobera y el rodete móvil, los límites del flujo en la raíz y la periferia de los álabes se separan un poco. Para que el flujo, que llega a los álabes móviles, transcurra menos a través del juego radial entre ellos y el armazón, el largo del borde de ataque de los álabes móviles debe ser mayor que el largo del borde de salida de los álabes de tobera. Esta diferencia de longitudes se llama “superposición”.

Las superposiciones son necesarias para que el flujo de gas que va desde una cascada de álabes hacia otra no encuentre obstáculos en su camino y no fugue por encima del álabe móvil a través del juego radial. Esto sucede por las desviaciones durante el diseño y fabricación de los vanos de tobera y de los discos, por la no concordancia entre las dimensiones diametrales del rotor y estator, por los errores durante el montaje, etc. Existe la superposición inferior δ_1 - que es la diferencia entre el radio interno de la corona de álabes de los vanos de tobera en la salida y el rodete móvil a su entrada, y la superposición superior δ_2 - que es la diferencia entre el radio externo de la corona del rodete móvil a la entrada y los vanos de tobera a la salida (Fig. 2.16).

Fig. 2.16

Juego radial y de corona



Las pérdidas aerodinámicas, las cuales pueden suceder en la turbina ante la ausencia de la superposición están relacionadas no sólo por que una parte del flujo en sus límites, al encontrarse con obstáculos pierde su energía cinética y no proporciona trabajo, esto aparece por lo general en el radio interno del cubo del rodete.

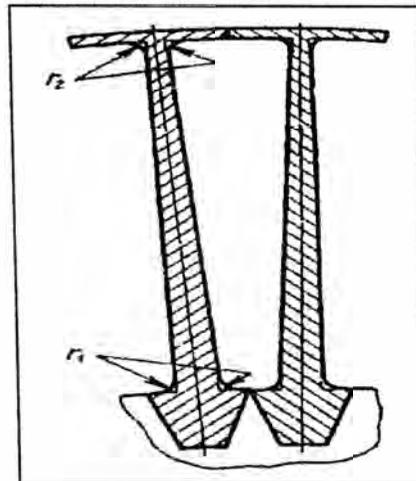


Fig. 2.17 Sección del canal entre-álabe según la altura (r_1, r_2 - radios)

La principal molestia es el hecho de que durante esto se producen perturbaciones, las cuales se propagan por el flujo principal y pueden ocasionar en él, pérdidas considerables. La existencia de las superposiciones evita la aparición de éstas pérdidas no sólo en un determinado régimen de diseño de la turbina, si no en los de transición, cuando por causa de la diferencia de temperatura de las coronas del estator y del rotor cambian de manera desigual sus medidas radiales. La superposición superior permite la disminución de pérdidas, relacionadas con la existencia del juego radial en los álabes sin bandaje y en los álabes con bandaje compensa la obstrucción de las secciones curvadas en los lugares de transición de la paleta del álabe hacia la plataforma (Fig.2.17).

En la Fig. 2.18 y 2.19 se muestra la variación del rendimiento de la turbina η_t dependiendo del valor del juego radial δ a diferentes valores de la superposición superior δ_2 y los diferentes diseños de su construcción. Estos gráficos se obtuvieron en pruebas de tres modelos de la etapa de turbina.

De la Fig. 2.19 se deduce : mientras mejor sea el sello radial en la etapa, menor será la influencia de la superposición en el rendimiento de la etapa.

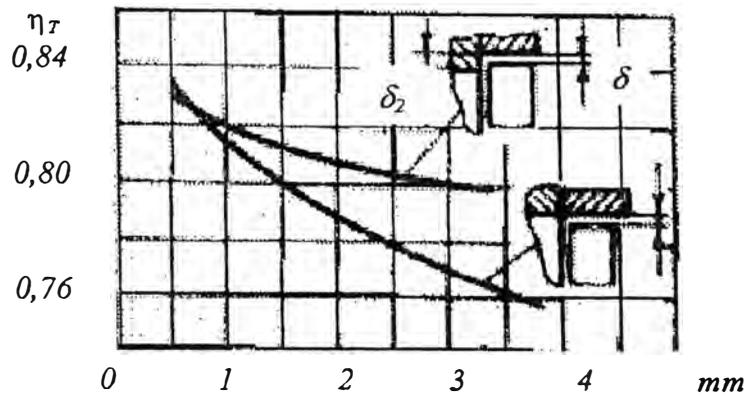


Fig. 2.18 Función del rendimiento de la turbina con relación al juego radial con diferentes construcciones de la superposición.

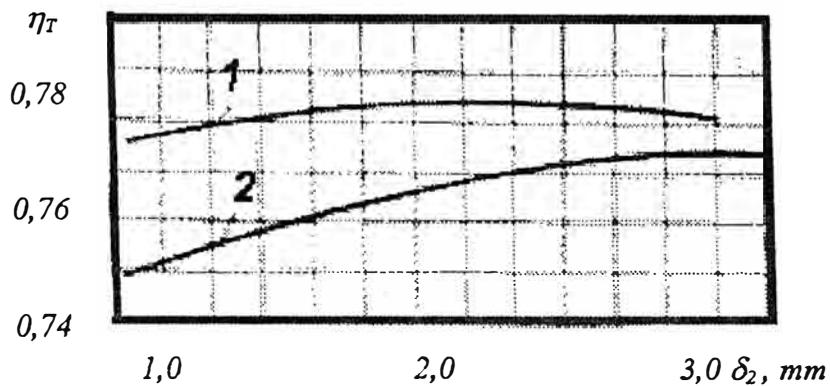


Fig. 2.19 Función del rendimiento de una turbina activa con relación δ_2

- 1 - con sello radial
- 2 - sin sello radial

Los valores de las superposiciones superior e inferior son diferentes y en cada caso concreto se eligen dependiendo del valor del juego radial Δ y del ángulo de salida del flujo de los vanos de tobera α_1 (ya que el camino que recorre el gas en el juego radial es directamente proporcional al valor del juego radial e inversamente proporcional a $\text{sen}\alpha_1$) del valor de las deformaciones por temperatura del rotor y estator en diferentes regímenes de trabajo, de la longitud de álabes, de las medidas diametrales de la turbina y de la exactitud de su preparación.

Por ejemplo, las turbinas con formas cilíndricas del conducto de aire, con álabes móviles sin plataforma con longitud de 100...120 mm, $D_{cp} / h = 4 \dots 5$, $\alpha_1 = 20 \dots 25^\circ$, con juego radial 0,6...0,8mm (en el régimen de trabajo de diseño) y con juego axial entre los álabes móviles y de tobera en el radio medio de la turbina entre 6...8mm la superposición superior se tiene que hacer de 1 a 1,5mm. Si el juego radial fuese mayor (debido a las diferentes dilataciones térmicas del estator y del rotor en los regímenes de transición) llegase hasta 1,5mm, entonces la medida de la superposición superior se tendría que aumentar hasta 2mm. La superposición inferior siempre se escoge mayor y en el ejemplo deberá estar entre 2,5...3mm. Esto se explica por un lado por la gran velocidad

del gas que sale de las varas de tobera y por la mayor distancia que recorre el gas en el juego axial (menor ángulo α_1), en comparación que en el diámetro externo. Por lo tanto un contacto más intenso del flujo en la sección de raíz en comparación con periférica y por otro lado por la presencia, como regla general de una gran región de transición desde la paleta del álabe hasta la plataforma inferior que hace más grueso el borde de salida del álabe móvil y que obstruye el canal entre álabes en la entrada.

Las superposiciones superior e inferior deberán realizarse no solamente en las coronas móviles sino en los vanos de tobera de las siguientes etapas, que se encuentran tras ellas. Con esto no hay que temer la aparición de pérdidas adicionales por la inesperada expansión del flujo que sale de la cascada. Debido a que la cascada de perfiles de los vanos de tobera siguiente son convergentes y que ocasiona resistencia, éstas pérdidas serán pequeñas. Por eso a la entrada de la cascada de tobera se puede permitir mayores superposiciones, en comparación de la entrada a los rodetes móviles. Esto es necesario en las turbinas de varias etapas, ya que para obtener en un régimen de diseño un juego radial mínimo entre los vanos de tobera y el rodete móvil, el juego entre el rodete y los siguientes vanos de tobera (guía) será mayor debido a los desplazamientos axiales.

Claro que si se hacen los vacíos de superposiciones demasiado grandes entonces las pérdidas de la expansión inesperada y de los flujos de la zona de entrada de los canales entre álabes podrían alcanzar valores demasiado grandes.

Las superposiciones deberán efectuarse como se muestra en la Fig. 2.16 con las líneas continuas. Si se ejecutaran como lo muestran las líneas punteadas entonces el canal entre-álabes no se llenaría del flujo de gas y surgirían pérdidas relacionadas con esto. El radio R debe intersectarse con el plano, que limita la base de la corona de álabes hasta el lugar de curvatura máxima en el extrados del perfil en la sección de raíz. Esto es vital para los álabes móviles en los cuales debido al uso de las superposiciones y ante la presencia de un gran ángulo de deflexión de flujo y un canal entre-álabes prácticamente activo en la sección raíz puede surgir un flujo difusor y por consiguiente pérdidas adicionales.

Por consiguiente existe un valor determinado de la superposición, con el cual se logra obtener el máximo rendimiento de la etapa, para más condiciones determinadas.

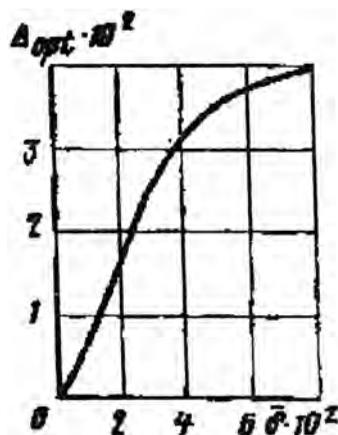


Fig. 2.20 Superposición relativo óptimo Δ_{opt} en función del juego radial relativo δ .

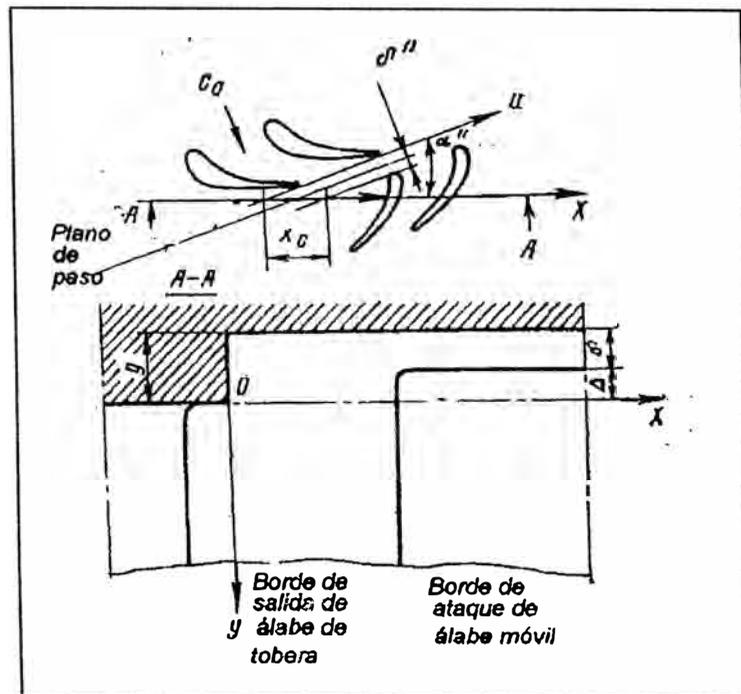


Fig. 2.21 Esquema del conducto periférico de los álabes móviles con superposición

Para la superposición en el diámetro externo, este va a depender del valor del juego radial y axial entre las coronas de álabes y puede determinarse por funciones experimentales, que se muestran en la Fig. 2.20. Se recomienda como medida relativa del juego axial δ''/y , tomar tal que $\delta'' / \sin\alpha \cong X_c$ (Fig. 2.2).

CAPITULO III

METODOS PROPUESTOS PARA LA COMPENSACION DEL JUEGO RADIAL

3.1. DESCRIPCION DE LOS METODOS PASIVOS Y ACTIVOS PARA LA REGULACION DEL JUEGO RADIAL EMPLEADOS EN LOS MTG

3.1.1. Metodos Pasivos

Los metodos pasivos para la regulacion del juego radial tanto en el compresor como en la turbina de los MTG han sido descritos en el Capitulo 1, mostrandose las configuraciones estructurales de los mismos.

Consiste en el uso de insertos o rellenos suaves metal ceramicos compuestos de grafito, polvo de aluminio, asbesto y otros materiales. Tambien se puede considerar como metodo pasivo en turbinas el empleo de sellos tipo panal de abeja descritos en el Capitulo 1 (Fig. 1.12).

Se caracterizan por su espesor constante o dilatación casi despreciable, insensible a los cambios de temperatura originado por los diferentes regimenes de trabajo del motor.

3.1.2. Metodos Activos

Estos metodos son sensibles a los cambios de temperatura en el motor debido a los cambios de regimen de funcionamiento y estan en capacidad de compensar el juego radial y mantenerlo en valores casi constante, mediante la variacion de la posicion del inserto respecto a la punta del alabe del rotor.

Estos metodos se aplican en las turbinas y requiere la construccion especial de sistemas de refrigeracion, sujecion y diseño especial.

Uno de los metodos clasicos activos es el mostrado en el Motor Turbofan MTRDD-T9D-59/70, (Fig. 3.1) el que se encuentra fijado sobre la pared interior del ducto externo, que tiene instalados en el cuerpo : los insertos segmentales y la pantalla perforada, ubicado entre el cuerpo y el inserto.

En la mencionada construcción del sello sobre el rotor, el aire se extrae de las últimas etapas del compresor y para el enfriamiento de los insertos segmentales se dirige a través de tuberías.

Las desventajas de la construcción indicada sería : en primer lugar, la disminución del rendimiento del motor en su totalidad, debido a la extracción del parte del aire del compresor donde se ha gastado trabajo en su compresión; en segundo lugar, la refrigeración de los insertos se abastece con aire que posee suficientemente alta temperatura ($T_{\text{aire}} = 300 \text{ a } 400^\circ \text{ C}$) que determina una notable baja en la efectividad del enfriamiento.

En tercer lugar la complejidad de la configuración de las tuberías conductoras de aire, que obstruyen el canal de aire de la turbina, que lleva al aumento de su resistencia hidráulica y por consiguiente a la disminución del rendimiento.

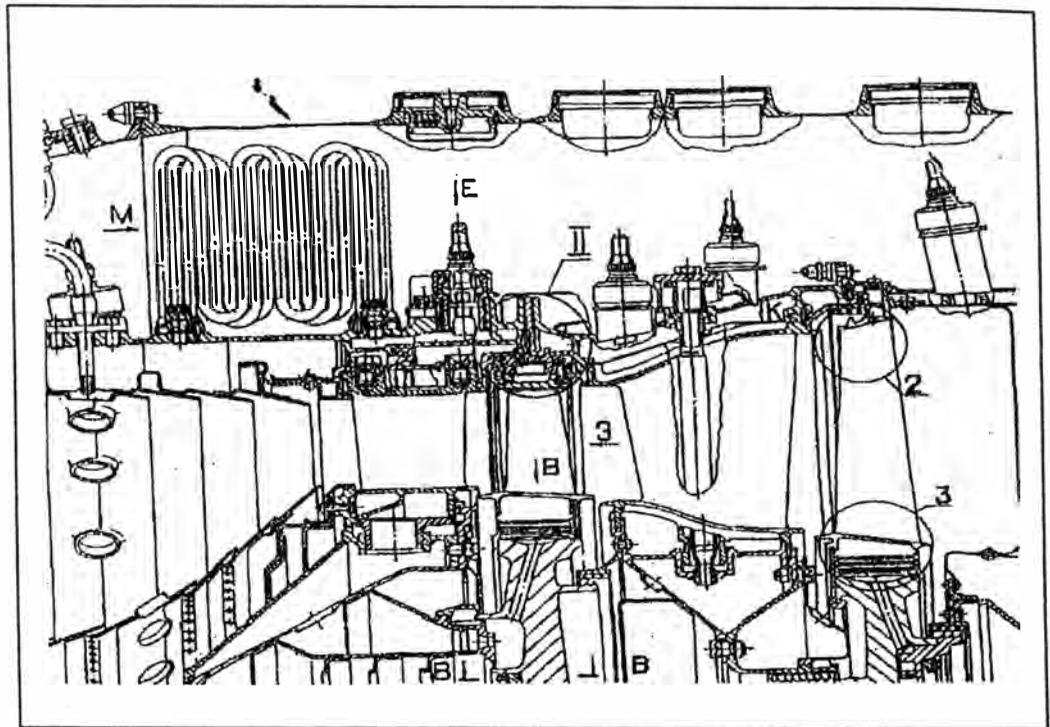


Fig.3.1 Método activo en Motor Turbofan MTRDD

3.2. METODO PROPUESTO DE INSERTOS SEGMENTALES REFRIGERADOS PARA EL ROTOR DE UN MOTOR TURBOFAN

El método que se propone es un método activo que presenta una construcción similar a la configuración indicada del motor Turbofan MTRDD mencionado en el párrafo 3.1 con algunas variantes cuyo objetivo permite el aumento de la efectividad del enfriamiento de los insertos.

El objetivo indicado se consigue por que en el sello sobre el rotor del motor Turbofan, fijado en la pared interior del ducto externo, que tiene instalados en el cuerpo : los insertos segmentales y la pantalla perforada, ubicado entre el cuerpo y el inserto, el cuerpo del sello sobre el rotor está conformado por 2 tubos, concéntricos y con un juego uno con respecto a otro, el tubo interior está conectado a la cavidad formado por la pantalla y el inserto, en la pared del tubo exterior en la zona donde fluye el flujo de aire del ducto externo se tiene un orificio, y sobre los lados laterales de las paredes de los tubos que forman en canal anular, por el lado del ducto externo está instalado un tapón.

Los datos que se tiene de los autores, las “diferencias substanciales” del invento propuesto no se han detectado en los elementos de otras construcciones en otros campos de la industria.

La construcción indicada del sello sobre el rotor del motor Turbofan determina un aumento sustancial de la efectividad de enfriamiento de los insertos segmentales debido al uso de aire frío del ducto externo ($T_{aire} = 100$ a 150°), recalando que en el enfriamiento puede ser entregado gran cantidad de aire, ya que esto no ocasiona ningún efecto al rendimiento del motor en su totalidad. En la construcción indicada el gasto del refrigerante y sus parámetros hidráulicos se determina por la relación de los diámetros de los tubos del cuerpo del sello sobre el rotor, por la cantidad y por las medidas de los orificios de la entrada de aire en el tubo externo.

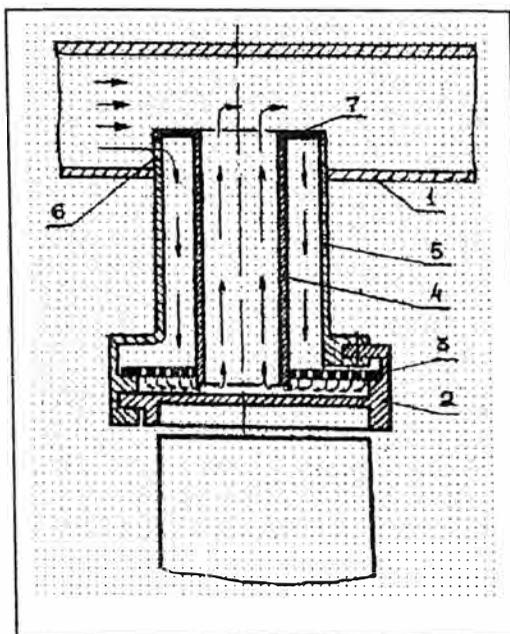


Fig.3.2 Sello sobre el Rotor del Motor Bicontorno

La esencia del invento se aclara con la Fig. 3.2 donde se representa una sección longitudinal de la construcción propuesta del sello sobre el rotor del motor Turbofan.

El sello sobre el rotor del motor Turbofan está fijado en la pared interior 1 del ducto externo, que tiene instalados en el cuerpo : los insertos segmentales 2 y la pantalla perforada 3, ubicados entre el cuerpo y el aditamento, recalcando que el cuerpo de la empaquetadura está formado por 2 tubos, los cuales están instalados concéntricamente y con un juego uno con respecto al otro, el tubo interior 4 está conectado con la cavidad formada por la pantalla y el inserto, en la pared del tubo exterior 5 en la zona de paso del flujo de aire del ducto externo se tiene un orificio 6, y en los lados laterales de las paredes de los tubos que forman el canal anular del lado del ducto externo se encuentra instalado un tapón 7.

El aire del ducto externo por medio del orificio 6 en el tubo exterior 5 del cuerpo del sello del motor, el cual está fijado en la pared interior del ducto externo, se dirige a la cavidad anular, formado por los tubos exterior e interior 4, después de pasar por la pantalla perforada 3 fluye al inserto segmental 2 y por medio del tubo interior otra vez se bota al ducto externo. Sobre las caras de las paredes de los tubos se forma un canal anular, del lado del contorno externo está instalado un tapón.

Con la construcción indicada del sello sobre el rotor del motor Turbofan, en comparación con el prototipo, se garantiza un sustancial aumento de la intensidad de intercambio de calor a la superficie de los insertos segmentales por medio de la posibilidad de usar prácticamente cualquier cantidad de aire (sin disminución del rendimiento de los motores en su totalidad) obteniendo una gran capacidad de disipación del calor. El movimiento del flujo de aire del ducto externo del motor, está garantizado por el efecto de aspiración (EYECCION) de aire, utilizado para el enfriamiento de los insertos segmentales.

El efecto económico de la introducción del invento propuesto se determina por el programa de fabricación de los motores y por sus datos táctico-técnicos.

Llevar el proyecto propuesto a su utilización industrial no está relacionado con el empleo de un equipo de alto costo o complejo que pueda cambiar en forma radical el proceso tecnológico de la fabricación.

3.3. METODO PROPUESTO DE INSERTOS SEGMENTALES Y PANTALLA CON PESTAÑAS REFRIGERADAS

De acuerdo a la construcción y resultados obtenidos, la construcción más cercana al invento propuesto anteriormente en el parrafo 3.2 es la construcción del sello sobre el rotor que tiene el cuerpo de la turbina con orificios para la circulación de aire refrigerante; los segmentos y la pantalla fijados al cuerpo ubicados entre el cuerpo y los segmentos.

En la construcción mencionada del sello sobre el rotor, el aire refrigerante circula por la cavidad, formado por el cuerpo y la pantalla, seguidamente a través del orificio en la pantalla circula hacia la superficie interior del segmento, de esta manera enfriándolo a éstos.

La desventaja de la construcción propuesta es la comparativamente poca efectividad de enfriamiento de los segmentos.

El fin del invento propuesto es el aumento de la confiabilidad del trabajo a causa de la disminución del juego radial.

Este objetivo se consigue porque el sello sobre el rotor, que incluye al cuerpo de la turbina con orificios para la circulación de aire enfriante, a los segmentos y la pantalla ubicada entre el cuerpo y el segmento, de acuerdo al invento en la superficie de la pantalla y el segmento, dirigidos el uno hacia el otro, se efectuaron sistemas de pestañas cruzadas entre sí, mientras que los orificios para el paso de aire a los canales formados por las pestañas de la pantalla y los orificios para entrada de aire, formados por las pestañas de los insertos, el juego radial fue hecha en los lados contrarios de las superficies apestañadas de la pantalla y del inserto.

Las pestañas hechas en la pantalla pueden tener menos altura que las pestañas en el inserto.

La construcción propuesta del sello sobre el rotor determina una esencial disminución de la temperatura de los insertos segmentales ya sea por el desarrollo del intercambio de calor de la superficie del inserto (introducción de pestañas) así como por causa de la acción turbulizante del refrigerante (formación de corrientes verticales y de un enrollamiento complementario del refrigerante en los canales) sobre el proceso de intensificación del cambio de calor en ellos.

El principio mostrado sobre la creación de enfriamiento de película a lo largo de la superficie exterior del inserto segmentado trae como consecuencia el equilibrio del campo de temperatura en el material del inserto (en la zona de circulación del aire refrigerante - la componente del enfriamiento por conversión máxima, la película es mínima, en la zona de salida del aire al revés) la creación en la pantalla de costillas de mayor altura, que en la superficie interior de la división, asegura la posibilidad de redistribución de calor entre ellos, debido a que la temperatura del inserto es mayor que la temperatura de la pantalla.

La esencia del invento se explica en el bosquejo, en la figura 3.3 se presenta la sección transversal del sello sobre el rotor y en la figura 3.4 sus vistas .

El sello que incluye al cuerpo de turbina 1 con orificios 2 para la circulación del aire refrigerante, los insertos segmentales 3 fijadas en el cuerpo y la pantalla 4, ubicada entre el cuerpo y el inserto en la superficie de la pantalla y la división, dirigidos el uno hacia el otro, se hicieron sistemas de pestañas cruzadas entre sí (5), además los orificios (6) para la entrada de aire a los canales, formados por las pestañas de la pantalla, y los orificios para la salida de aire (7), formados por las pestañas del inserto hechas en lados contrarios de las superficies apestañadas de la pantalla y del inserto.

Las pestañas hechas en las pantallas, pueden tener menos altura en comparación con las pestañas en el inserto.

El aire refrigerante que pasa a través del orificio 2 en el cuerpo de turbina (1) hacia la cavidad entre el cuerpo 1 y la pantalla 4, a través del orificio 6 se dirige a los canales, formados por las pestañas cruzadas entre sí 5 en la pantalla y el inserto 3 y después a través del orificio 7 en el inserto segmental sale por el juego radial, asegurando una refrigeración pelicular de la superficie exterior del inserto.

La mencionada construcción del sello asegura el aumento de efectividad de su refrigeración (enfriamiento), a causa del gran desarrollo del intercambio de calor de las superficies. El efecto económico del invento propuesto se determina por la producción del motor y por sus parámetros táctico - técnicos.

La introducción del invento propuesto para su uso industrial no está relacionado con cambios radicales del proceso tecnológico de fabricación de la turbina del MTG, con el uso de equipos costosos y únicos.

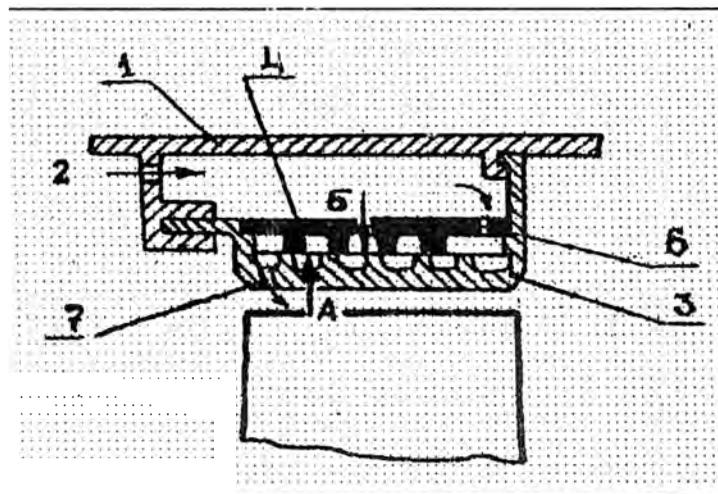


Fig.3.3. Empaquetadura sobre el Rotor

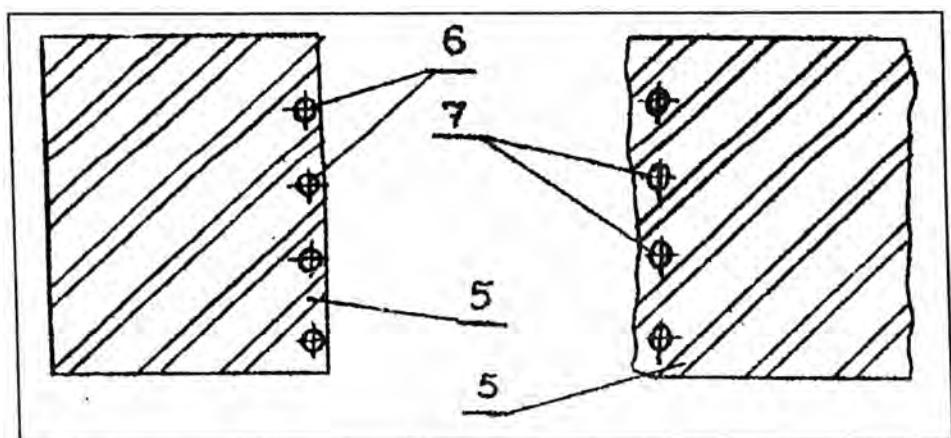


Fig.3.4 Vista seccional A y B de la empaquetadura sobre el Rotor.

3.4 METODO PROPUESTO DE SELLOS CON ELEMENTOS FLEXIBLES

En la industria aeronáutica, durante la construcción de turbinas en los motores modernos, es factible el empleo de insertos cerámicos como sellos para compensar el juego radial regulados por elementos flexibles, sensibles a la temperatura de operación de MTG, es decir que serían de acción autoregurable.

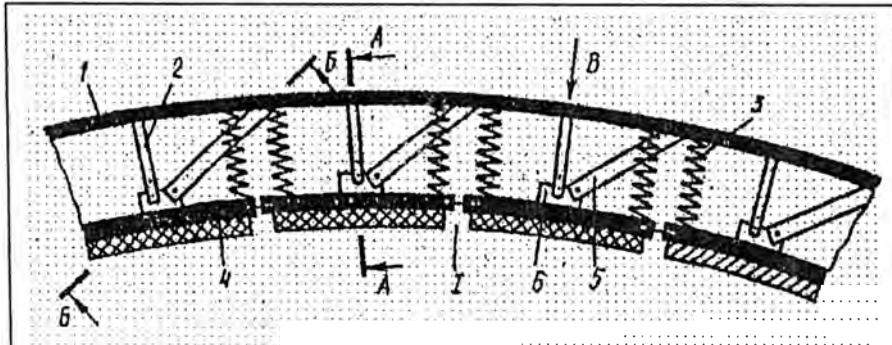


Fig. 3.5 Sellos con elementos flexibles

Construcción del sello. El sello de la turbina está compuesto del cuerpo 1 en el cual está fijado el parante 2 y los insertos sobre el rotor 4 a través de los elementos flexibles 3.

El sello incluye las placas bimetalicas 5, que están unidas al cuerpo 1, a través de una leva perforada 6. Estas levas perfiladas están unidas de manera móvil a la placa bimetalica 5 y al parante 2 por medio de las placas de unión.

En los lados laterales de los insertos 4 se han hecho ranuras, para instalar placas de unión entre insertos.

El método está relacionado con la fabricación de turbinas y puede ser utilizado en la producción de modernas turbinas de gases de los motores.

Objetivo de la propuesta. El aumento de la rentabilidad económica por medio de la regulación del juego radial.

Descripción del método.

Para una mejor comprensión del funcionamiento del método propuesto observemos la Fig. 3.6 donde se muestra el sello sobre el rotor de la turbina del detalle A-A; en la Fig. 3.7 se observa el corte transversal del detalle b-b; en la Fig. 3.8 se muestra el detalle de unión B; en la Fig. 3.9 se observa el detalle I, todos mostrados en la figura de ensamble 3.5.

El sello sobre el rotor de la turbina consiste en el cuerpo 1, en los cuales están fijados los parantes 2 y por medio de los elementos flexibles 3, se fijan los insertos 4. Además, el sello sobre el rotor está dotada con una placa bimetalica 5, fijados en el cuerpo a través de la leva perfilada 6, unida en forma móvil con los extremos libres de las placas bimetalicas y parantes, mediante las placas de unión 7. En los lados laterales de los insertos se han hecho las ranuras 8, y las placas se han instalado en estas últimas.

Duante la transición de un régimen térmico a otro, la longitud de la placa bimetalica 5 cambia, la leva 6 instalada en los ejes 9 de los parantes 2, unida al igual que la placa bimetalica 1 gira, lo cual garantiza el desplazamiento de los insertos segmentales 4, con los elementos flexibles 3.

La hermetización de las uniones de los insertos mixtos sobre el rotor se consigue por las ranuras 8 en sus lados laterales y sus placas de unión 7.

Particularidad de la propuesta.

El sello sobre el rotor de la turbina que incluye al cuerpo y lo parantes unidos en ella por medio de los elementos flexibles de los insertos sobre el rotor, el invento se distingue por el aumento de la rentabilidad económica por medio de la regulación del juego radial, el sello está equipado con placas bimetalicas unidas en el cuerpo con levas perfiladas unidas en forma móvil con los extremos libres de las placas bimetalicas y los parantes, a través de placas de unión en los lados laterales de los insertos a los que se les ha hecho ranuras donde se instalan las placas de unión.

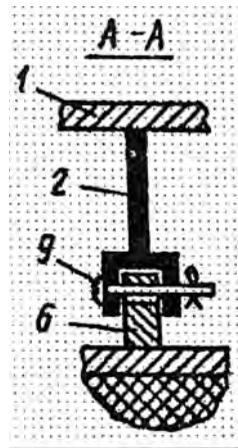


Fig. 3.6

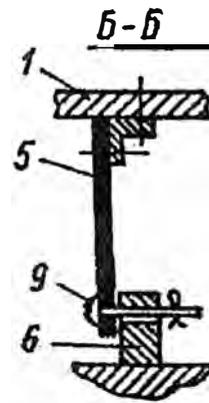


Fig. 3.7

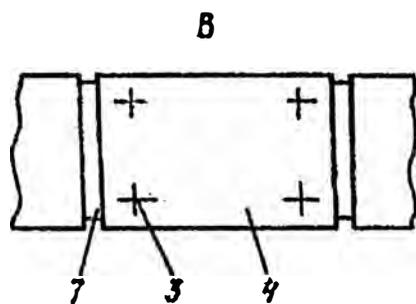


Fig. 3.8

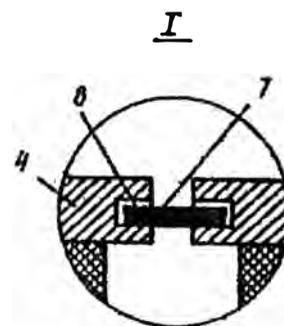


Fig. 3.9

3.5 METODOS PROPUESTO DE SELLOS CON APOYOS LATERALES

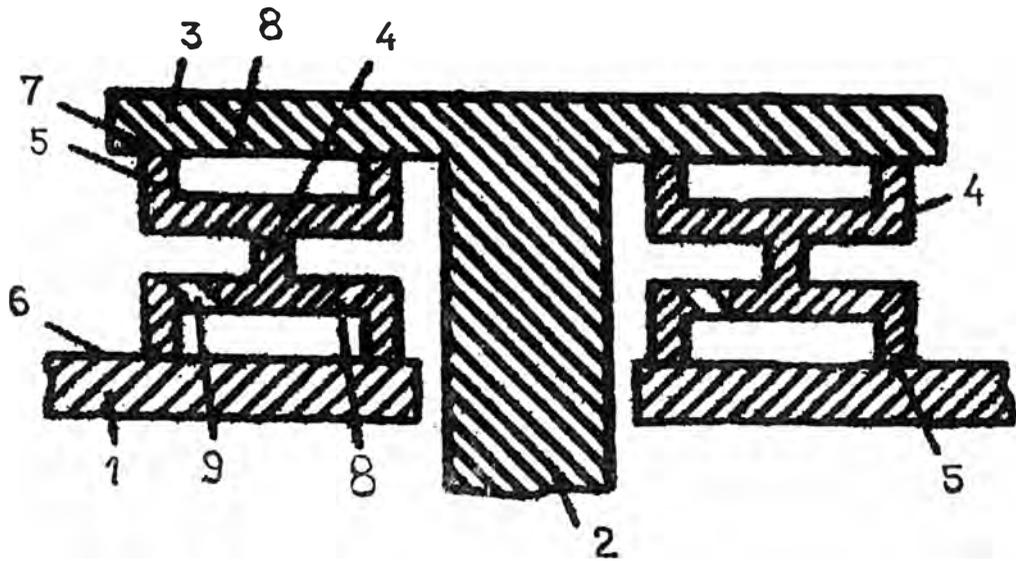


Fig. 3.10 Sello con apoyos laterales

El estator de la turbina de gas está compuesto del cuerpo 1 y están instalados en el mismo los alabes cerámicos 2 con las plataformas angulares 3.

El cuerpo 1 está dotado con el aditamento 4 con los apoyos 5 ubicados sobre la superficie exterior 6 del cuerpo 1 y con los extremos de contacto 7, desde el lado de la superficie interna 8 de las plataformas anulares 3 de los alabes 2, en los aditamentos 4 se han diseñado los orificios 9.

Durante el trabajo, el flujo caliente procedente de los alabes de tobera 2 con las plataformas anulares 3 por medio de los apoyos 5 y de los aditamentos 4, por conducción térmica se transmiten al cuerpo 1 del estator de la turbina. Los aditamentos 4 garantizan la amortiguación del alargamiento térmico del alabe 2.

Por medio de los orificios 9 el aire del sistema de enfriamiento ingresa hacia los aditamentos 4 y al cuerpo 1, enfriando para después dirigirse a los ductos de la turbina.

CAPITULO IV

LA CIENCIA DE LA INSPECCION VISUAL REMOTA (IVR)
COMO MEDIO DE DIAGNOSTICO PARA LOS MTG,
SU TECNOLOGIA, APLICACIONES Y EQUIPOS

4.1 ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS PARA EL CONTROL DE UN MOTOR DE TURBINA A GAS

Con los últimos adelantos científicos, el empleo racional de los métodos de ensayos No Destructivos se ha convertido en una ciencia, que es herramienta indispensable en la industria aeronáutica y nos permite básicamente :

- En el proceso de producción contribuyen a mantener un nivel de calidad uniforme en el producto.
- En las operaciones de mantenimiento y servicio, contribuyen a asegurar la calidad funcional del producto (confiabilidad) y colaboran en la prevención de accidentes.
- Proporcionan beneficios económicos, directos e indirectos.

4.1.1. Etapas básicas de una Inspección de END

Para cada caso, se debe determinar cual es el método adecuado y su mejor empleo y puede resumirse el proceso en las siguientes etapas

- a. Elección del método y su técnica de aplicación idónea que está en función de la naturaleza del material, su estado estructural, la geometría del producto y las limitaciones en el campo de observación. Además cada método posee una sensibilidad limitada o un nivel de calidad y requiere de facilidades para su empleo, es decir durante el servicio o para del equipo inspeccionado.
- b. Obtención de una indicación propia, pues en los ensayos se manifiesta con medios indirectos como una imagen de Rayos X, una variación del campo eléctrico o magnético, etc., luego debe buscarse la mejor forma de aplicación y evitar distorsiones.
- c. Interpretación de la indicación, que es la correlación entre la indicación observada y la naturaleza o situación, es decir el dictamen sobre qué es lo que de motivo a una indicación.
- d. Evaluación de la indicación o la decisión sobre cuanto afecta lo observado e interpretarlo, considerando los límites de aceptación o rechazo, es decir el nivel de calidad.

4.1.2. Métodos comunes de END

Se pueden considerar los siguientes:

- * Inspección Visual
- * Prueba de Líquidos penetrantes
- * Partículas magnéticas
- * Ultrasonido
- * Rayos X
- * Corriente EDDY
- * Infrarojo
- * Emisión Acústica
- Radiografía mediante protones.

Durante el proceso de fabricación y de explotación de un Motor de Turbina a gas (MTG) se emplean diferentes métodos No Destructivos, su aplicación varía de acuerdo a las etapas de producción y explotación en que se encuentran los motores por ejemplo:

a. **Ensayos en Materias Primas**

Consiste en detectar defectos en las materias primas que entran a la zona de producción o de ensamblaje, como son las fallas internas o en la superficie de los materiales, medición de espesores, estructura del material o medir una propiedad del material.

b. **Ensayos en materiales en proceso de fabricación**

Consiste en evitar que se introduzcan defectos de los procesos de fabricación. Las Pruebas en Banco se considera como un ensayo en la etapa final, luego deben efectuarse ensayos al término de cada proceso que lo permita, pues rechazar una unidad que está ensamblada, es mas costoso.

c. **Ensayos en Unidades en Servicios**

El período entre revisiones con END, varía con la condición del servicio o con los tipos de defectos, algunas veces se efectúa sólo durante la reparación general del MTG y en otras se pueden efectuar en forma más económica durante el servicio y en periodos más cortos de tiempo, como el desgaste de álabes, medición del juego radial, estado de la cámara de combustión.

4.1.3. La Inspección Visual como método END en un MTG

La Inspección Visual, viene a ser probablemente el método de END de uso más común, fácil de aplicar y generalmente es de bajo costo.

El principio básico es el de iluminar la zona a inspeccionar y luego examinar la muestra. El adelanto de la tecnología ha mejorado drásticamente la calidad de la inspección visual con el desarrollo del análisis de imagen.

Los Boroscopios, los fibroscopios y los vídeo imageoscopios se encuentran entre las ayudas ópticas más importantes en la inspección visual, ya que capacitan al inspector para que se ubique en lugares que normalmente serían inaccesibles.

Después del ensamblado y la operación de un MTG, los problemas son provocados por el medio ambiente, alta y bajas temperaturas, tensión, fricción, corrosión y reacciones químicas, mediante anomalías microscópicas en la superficie, depósitos o sedimentos, desgastes, cambios de coloración, etc., con la diferencia que ahora la parte a inspeccionar es componente de un ensamble completo, como el compresor o la turbina, y ya no es más accesible al ojo humano.

La mayor ventaja de éstos equipos es su rentabilidad económica pues el MTG no requiere desensamblar para una inspección externa, disminuyendo el tiempo de inoperatividad y elevando la confiabilidad del conjunto.

La inspeccion visual de control remoto de un MTG se ha convertido en un procedimiento de mantenimiento para la inspección interna de equipos estacionarios y aereos.

Mediante el uso de boroscopios rígidos y flexibles se permite monitorear la confiabilidad del motor, reduciendo la posibilidad de fallas catastróficas. Considerando que los MTG operan a altos RPM, a regimenes de operación continua, a elevadas temperaturas y con altos valores de compresion los daños que pueden presentarse ya sea por deterioro termico, por objetos extraños, por desgaste por erosión, etc. son defectos que resultan inaccesibles para la inspección.

4.2 PRINCIPIOS ÓPTICOS PARA LOS BOROSCOPIOS Y FIBROSCOPIOS

4.2.1 FIBROSCOPIOS : Deflexión de la luz en ángulos

Es una tendencia en física que la luz en línea recta. Pero a mitad del último siglo un científico el profesor Jhon Tyndall hizo el descubrimiento de que la luz podría aparentemente doblar en ángulo, demostró éste hallazgo ante el Instituto Real de Londres en 1854.

Colocó un tanque de agua en el techo de un cuarto oscuro, se expuso el tanque a la luz solar sobre el techo y se dejó que un chorro de agua fluyera por un costado del tanque hasta una tina ubicada en un cuarto oscuro. La luz solar permaneció atrapada dentro del chorro de agua pareciendo que viajaba formando ángulos.

Este principio ha encontrado uso en la instrumentación de fibra de vidrio óptica, el cual utiliza fibra de vidrio óptico flexible para transportar la iluminación y la imagen y actúan en forma muy parecida al chorro de agua del efecto Tyndall, la luz permanece atrapada en ella y sale con una pequeña pérdida al final de la fibra, la luz viaja a través de la fibra como el agua en una cañería.

El proceso depende del principio de reflexión interna total, por ejemplo, donde dos medios diferentes se encuentren agua y aire, hay una diferencia en los índices de refracción del medio. Esta diferencia hace que la luz viaje a través del agua en un ángulo cercano a la perpendicular a la superficie de salida a un ángulo mayor, la razón es que la luz viaja a velocidades diferentes en medios diferentes, de acuerdo al índice de refracción del medio.

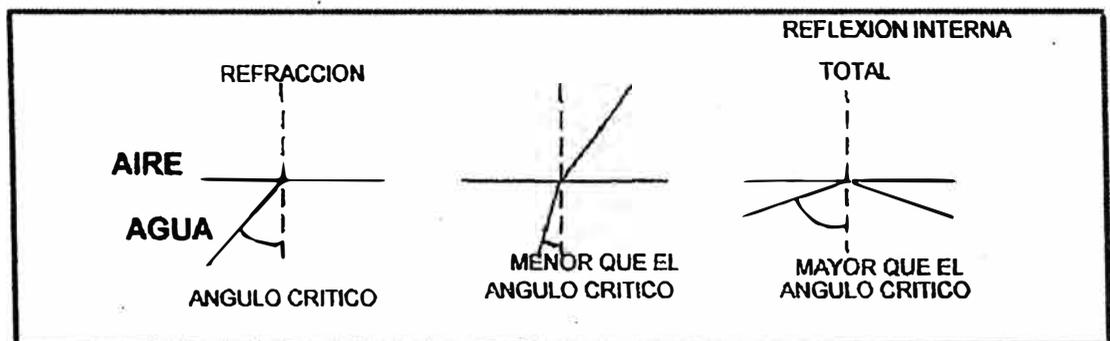


Fig. 4.1 Angulo crítico

Cada medio tiene un ángulo crítico. Si un rayo de luz llega a la interfase con otro medio que tiene un índice de refracción diferente y con un ángulo mayor que el ángulo crítico de luz no escapa. En lugar de eso se refleja al medio.

4.2.2 Reflexión Interna Total,

En forma similar al chorro de agua de Tyndall, una simple "tubería" de luz puede ser, una varilla de vidrio pulida, la luz que viaja a través de ella y permanecerá dentro de la varilla mientras se produzca la reflexión interna total, es decir que viaje a un ángulo mayor que el ángulo crítico, pero una varilla de vidrio presenta desventajas, mucha luz gotea o fuga y es frágil e inflexible.

Pero cuando la varilla de vidrio es estirado como una pequeña fibra de vidrio más delgada que el diámetro del cabello humano se hace más flexible y se pueden doblar en radios tan ajustados mientras que se mantengan sus propiedades de transmisión de luz.

La unión de varias fibras de vidrio muy finas es capaz de transportar gran cantidad de luz no lineal, mediante la reflexión interna dentro de cada fibra. Pero para hacer realmente eficientes la fibra se requiere algo de cierto tecnicismo, pues cierta cantidad de luz que viaje a través de ellas escapa, ya sea a las fibras adyacentes o se dirige al medio externo.

Se descubrió que cuando la fibra de vidrio se recubre con una capa muy delgada de vidrio con un índice de reflexión menor, contendrá la luz más y eficientemente. No es necesario decir que este proceso de fabricación es muy sofisticado si tenemos en cuenta que los diámetros de la fibra son $\frac{1}{4}$ del tamaño del cabello humano. Este recubrimiento o "CLADDING" de diferentes vidrios, hace que la luz golpee un ángulo crítico, para reflejarse de nuevo en el centro de la fibra de vidrio lográndose una reflexión total interna sin fugas hacia las fibras adyacentes.

Literalmente la luz rebota una y otra vez dentro de la fibra emergiendo al final en el mismo ángulo de entrada.

Fundamentos Teóricos

De acuerdo a las leyes de refracción de SNELL, si un rayo de luz incide con un ángulo θ_1 , sobre una superficie límite entre dos medios homogéneos e isotrópicos, se refractará según el ángulo θ_2 en el segundo medio, de manera que :

$$\text{Sen } \theta_1 / \text{Sen } \theta_2 = n_2 / n_1 \quad (n_1 \text{ y } n_2 \text{ son índices de refracción})$$

Si $n_1 > n_2$, se puede lograr que el rayo refractado sea paralelo a la superficie límite ($\theta_2 = 90^\circ$). El ángulo de incidencia para el cual se produce esto, es el ángulo crítico θ_C .

$$\theta_C = \text{arc sen } n_2 / n_1$$

Si $\theta_1 > \theta_C$, se presenta la reflexión total, siendo el ángulo de reflexión igual al ángulo de incidencia.

Existe un ángulo límite o de apertura, dentro del cual todos los rayos que ingresan a la fibra, rebotarán y se propagan indefinidamente

Para fibras curvadas, la relación viene dada entre el radio de la curvatura de la fibra, el diámetro de la fibra y el ángulo de apertura.

4.2.3 Fibras guías de luz.

Las fibras de vidrio óptica ensambladas efectúan dos funciones principales en los boroscopios, en osciloscopios y en videooscopios, brindan un medio de transportar la iluminación al área inspeccionada a éstas se les llaman, fibras ópticas guías de luz y en los fibroscopios, además los haces de fibra de vidrio óptico, transportan imágenes al ojo humano.

El haz guía de luz es un avance considerable sobre el modelo antiguo o boroscopio con iluminación, que utiliza una lámpara pequeña incandescente en la punta del instrumento, algunos de éstos están aún en utilización. Sin embargo, sus mayores desventajas vienen a hacer sus altas temperaturas, posibles chispas eléctricas y una iluminación débil.

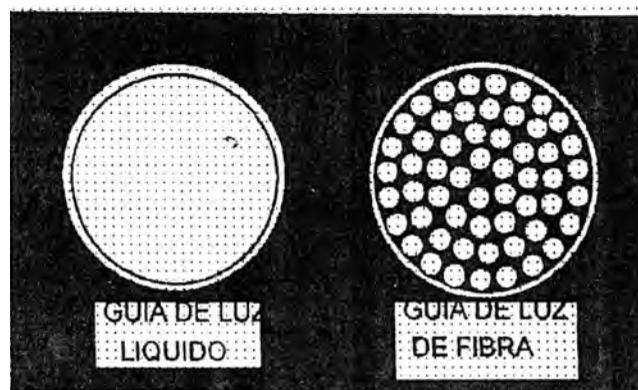
El haz guía de luz consiste en un millar o más de fibras relativamente gruesas comparadas con las finas fibras guías de imágenes. Las fibras de luz son de 20 micrones y el cabello humano es de 100 micrones. El diámetro total de muchos instrumentos es alrededor de 5 mm.

Estas fibras están dispuestas al azar y unidas al final, este arreglo es llamado “incoherente” y transmiten la luz desde una fuente de distancia, hasta un lente o ventana ubicada al final o en la punta del instrumento. Esta luz “fría” es la que ilumina la superficie del objeto que será inspeccionado.

Para evitar la rotura de éstas fibras y sin perder su flexibilidad se dispone de una protección metálica flexible espiral, diseñada para soportar altas temperaturas.

Existen otros modos de guiar la luz para iluminación

- a. **Guías de Luz líquidas** : Consiste en el uso de un líquido no tóxico con sales disueltas (patentado) dentro de un “tubo” plástico que permite observar la luz visible, además de la luz de radiación ultravioleta (de 350 a 750nm) y el diámetro y longitud del tubo o cable puede ser hecho de diferentes medidas, evitando además las roturas que se producen en la fibra de vidrio tiene un nivel de iluminación global superior al de fibra óptica.



La guía de luz líquida puede transmitir más luz que la fibra que tiene una sección de paso con área de transmisión más reducida.

Fig. 4.2

Una desventaja es que no trasmite la luz de radiación infrarrojo (700 a 1100 nm), además que no permite operar en diámetros muy pronunciados.

- b. **Cables de guía de luz de Cuarzo** : Pueden construirse de cuarzo (o silice) y permite también observar la luz ultravioleta y se construyen de diámetros más pequeños que de guías líquidas, son más caros, tienen mejor iluminación y más quebradizo que las de fibra óptica. Más resistentes a la radiación.

4.2.4 Fibras ópticas guías de imagen

Las fibras de imagen son más sofisticadas, que las guías de luz para iluminación. Son más delgadas, aproximadamente de 10 micrones incluyendo el recubrimiento, lo que permite la construcción de haces con muchas fibras para mejor resolución. Su disposición es ordenada geoméricamente, cada fibra transporta un pixel, que es un elemento de la figura, miles de fibras en forma arreglada o alineada nos transmite una imagen de alta resolución, como un rompecabezas, de alta resolución.

La calidad depende no solo de la cantidad de las fibras, sino de la calidad del arreglo, evitando los inter-espacios, la alineación más precisa debe ser horizontal, vertical y en diagonal. Hay que evitar la rotura de fibras.

Además la finura o calidad de pulido de cada fibra es muy importante para la claridad de la imagen, la rotura de fibras ocasiona aparición de sombras en la imagen.

Las fibras de imagen representan la mayor proporción en el costo de un fibroscopio, por lo que su protección es muy importante.

4.3 DESCRIPCION DE LOS BOROSCOPIOS RIGIDOS Y FLEXIBLES

4.3.1 BOROSCOPIOS RIGIDOS

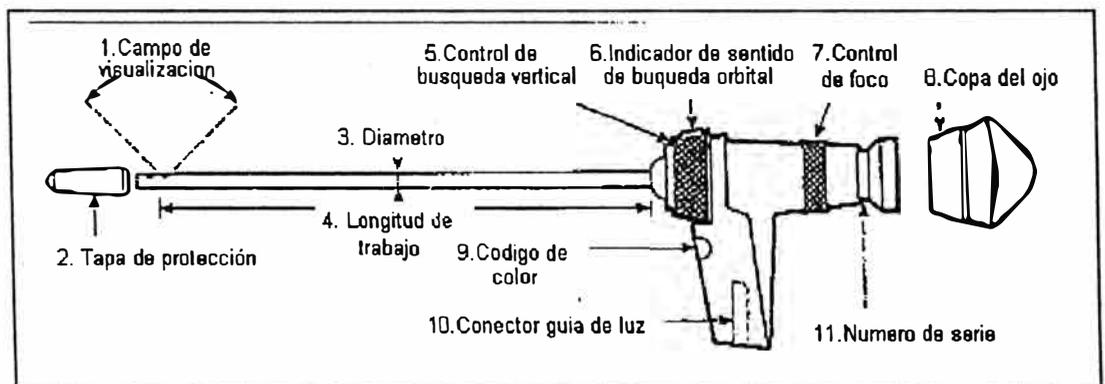


Fig. 4.3 Dibujo esquemático del Boroscopio rígido OEJ marca OLYMPUS

Los boroscopios rígidos tienen un sistema óptico y de iluminación ensamblados dentro de un eje rígido o longitud de trabajo y de una sección de aparatos de visión.

La óptica puede consistir de delgados lentes convexos en un sistema de relay o de fibras híbridas y lentes convexos dispuestos en relay o un sistema denominado SELFOC, mas un lente objetivo al final del eje rígido y lente ocular para la visión.

Sus diámetros varían de 1.2 mm a 16 mm en OLYMPUS.

Básicamente hay tres tipos de boroscopios

- Los que usan fibras ópticas como guías de iluminación.
- Los que usan una lámpara eléctrica pequeña al final del eje.
- Boroscopios sin iluminación, que aprovechan la luz ambiental.

El más común es el boroscopio de fibraóptica .

Un modo de seleccionar los boroscopios es seguir el ángulo de visión que presentan, es decir, la dirección o sentido y el ángulo de visión que permitan.

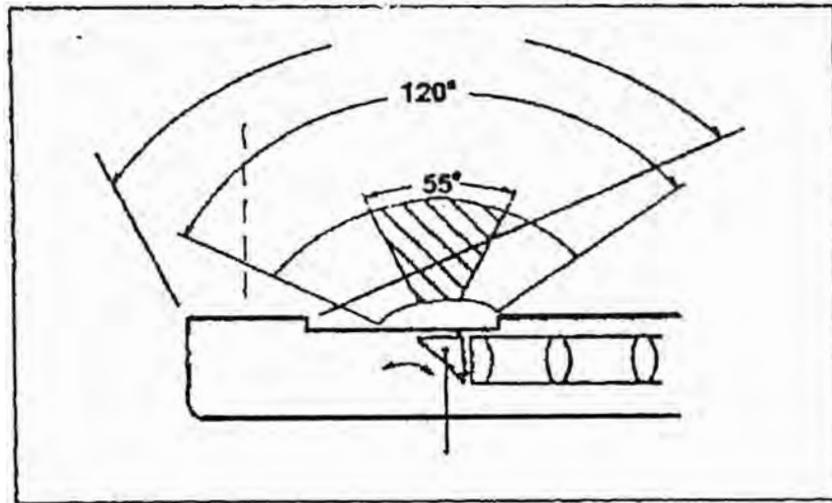


Fig. 4.4

De acuerdo al sentido de la observación pueden ser

- a. Boroscopios de visión directa
- b. Boroscopios de visión lateral.

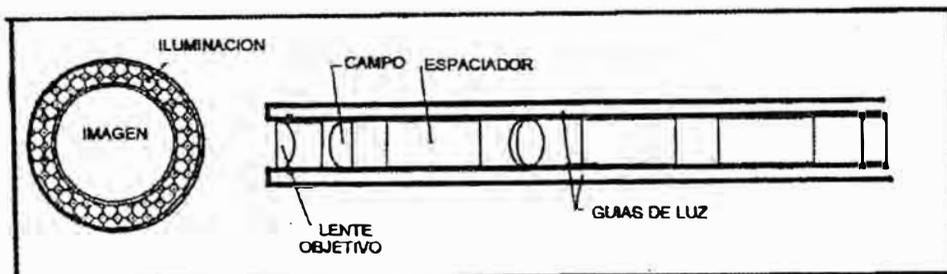


Fig. 4.5 Sección transversal de un Boroscopio OLYMPUS recto

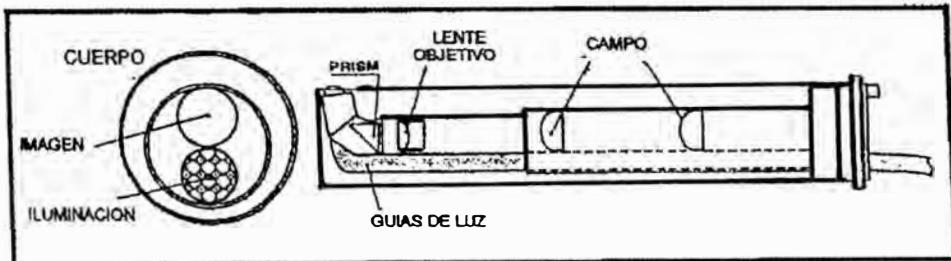


Fig. 4.6 Sección transversal de un Boroscopio OLYMPUS lateral

4.3.2 Boroscopios de fibra óptica flexible

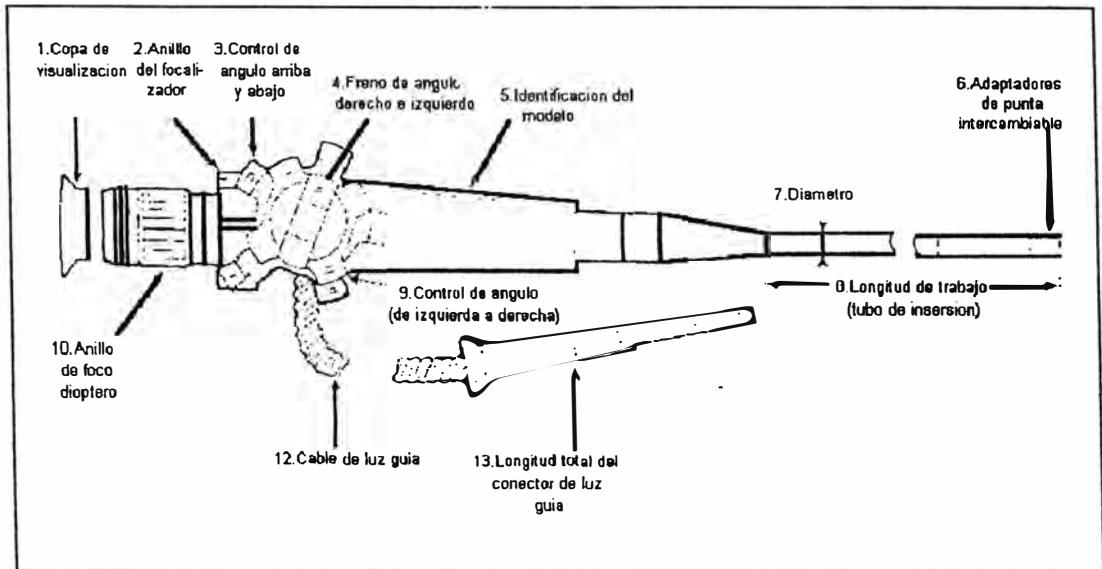


Fig. 4.7 Diseño esquemático de un Fibroscopio flexible

Muchos lugares por inspeccionar no son accesibles para un boroscopio de eje rígido, se requiere de un eje flexible y manipulable de acuerdo a la necesidad del inspector.

La mayoría de fibroscopios tienen cuatro mandos o articulaciones que gobiernan los movimientos del eje flexible : hacia arriba, abajo, derecha e izquierda.

Los diámetros varían entre 2.2 y 6 mm.

Dispone de un haz o cable de millares de fibras ópticas, relativamente gruesas (aproximadamente 30 micrones), para la iluminación desde una fuente externa.

Para la imagen disponen de millares de fibras ópticas delgadas, (aproximadamente 8 micrones) convenientemente alineados.

Los componentes más importantes son

- a. Instrumento de visión para el inspector
- b. Aparato de control de articulaciones
- c. tubo de inserción flexible
- d. Sección de mandos de articulaciones
- e. Cabezal o Tip, con lente para el objetivo y ventana de iluminación.

Estos componentes los organizamos en tres sistemas mayores

- a. Sistema de imagen
- b. Sistema control de articulaciones
- c. Sistema de iluminación.

A manera de ilustración se muestra el detalle de las partes más importantes : el mecanismo de mandos y la construcción del tubo de inserción.

Fig. 4.8 Tubo de inserción

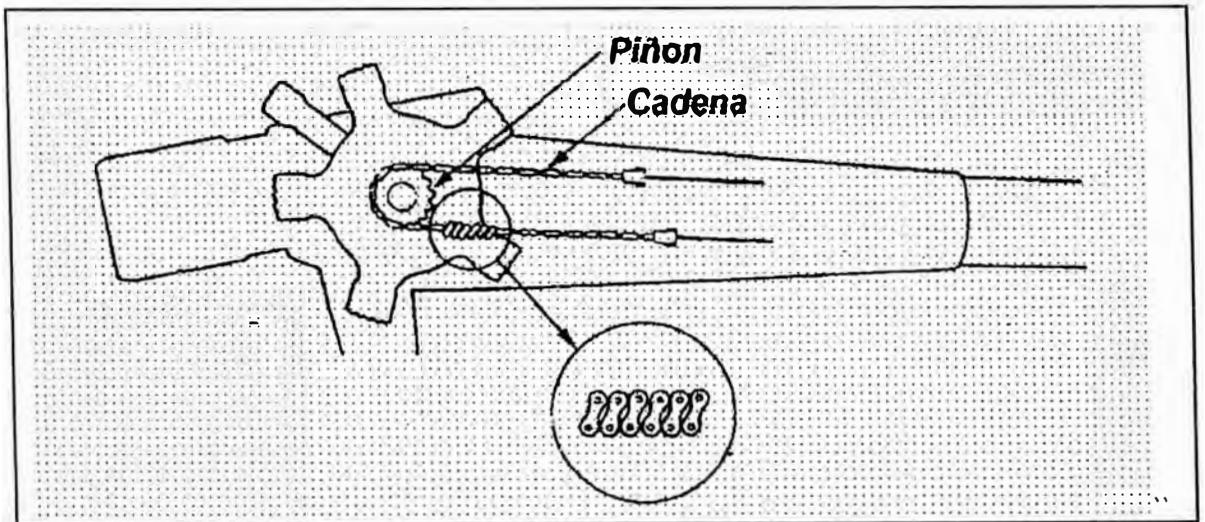
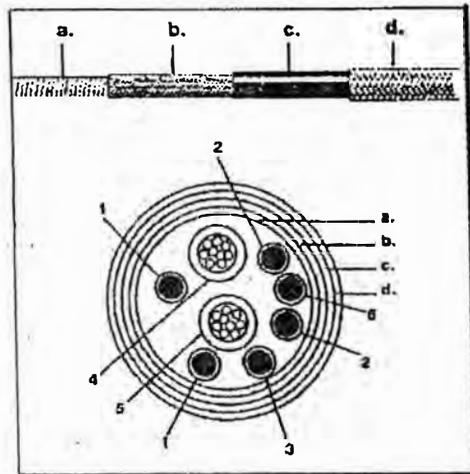


Fig. 4.9 Sistema de articulación

4.4 EQUIPOS DE INSPECCION OPTICA DE TECNOLOGIA AVANZADA

Los fabricantes mas prestigiosos son PRATT AND WHITNEY, OLYMPUS INDUSTRIAL, MACHIDA INC, SCHOTT FIBER OPTIC, y AVIATECNICA SERVICE de Rusia.

Se fabrican boroscopios y fibroscopios para diferentes aplicaciones y de diferentes medidas, trataremos de resumir algunos instrumentos para uso aeronáutico en MTG, y sus principales características.

4.4.1 Fibroscopio OLYMPUS MOD. IF5D4X1-14

Es uno de los fibroscopios de OLYMPUS mas moderno y aplicable a motores PT6-ST6, PW100, PW200 y JF15D, motores manufacturados por PRATT AND WHITNEY.

Principales especificaciones

CARACTERISTICA	RANGOS
Sistema de Iluminación	Fibras guías de luz
Sentido del capo de visión	Lateral (convertible a visión frontal)
Diámetro del cabezal (de salida)	5mm
Largo del cabezal	13.1mm
Longitud de trabajo	1,200mn
Largo total del equipo	1,440mm
Largo del cable de luz guía	2,000mm
Angulo de flexión	120° arriba, 120° abajo
Foto cámara	De 35mm automática y manual con adaptador SCP-10
TV cámara	Con adaptador de montaje
Campo de visión	49°

4.4.2 Boroscopios de avanzada de Fabricación Rusa

EN RUSIA LA EMPRESA DE "INVESTIGACION-FABRICANTE DE INSTRUMENTOS ESPECIALES Y MEDICOS" CON APOYO TECNICO-ORGANIZATIVO Y FINANCIERO DE LA FABRICA DE EQUIPOS AERONAUTICOS "AVIATECNICA SERVICE UNION" SE MODELO Y FABRICO UN NOVEDOSO ENDOSCOPIO QUE SUPERA POR SUS CARACTRISTICAS TECNICOS Y OPERACIONALES AL ENDOSCOPIO DE LA MARCA OLYMPUS. EL OBJETIVO DE LA ELABORACION DEL ENDOSCOPIO ES DE OBTENER UN DIAGNOSTICO DEL ESTADO DE LAS PIEZAS DE LOS MOTORES DE AVIACION.

En el proceso de su operación.

El tradicional líder en la fabricación de instrumentos de fibra óptica es la marca OLYMPUS-Japonesa, la compañía produce instrumentos endoscopicos industriales y su calidad es reconocida mundialmente.

Naturalmente los instrumentos propuestos por la compañía OLYMPUS tienen alto costo y no son accesibles para los usuarios nacionales.

Especialistas de AVIA-TECSERVIS UNION elaboraron una tarea técnica y un programa destinado a satisfacer el diseño y fabricación de modernos instrumentos de precisión de fibra óptica capaces de competir con los mejores modelos del extranjero.

Los proyectos y la elaboración fueron realizadas por la “Empresa de Fabricación Científica de Instrumentos Especiales y Medicina” NNP y CyMT que poseen gran experiencia en proyección de diferentes instrumentos y equipos para las naves espaciales y para la medicina técnica.

El Decreto FAC de la Federación Rusa del 05.08.97 se le designaba a AVIA-TECSERVIS UNION organizar en las bases de algunas Aerolíneas una explotación experimental de los endoscopios fabricados por NPP y CyMT, y dar una resolución acerca de sus calidades meteorológicas (ciencia de mediciones) y de operación técnica.

El resultado otorgado por AVIA-TECSERVIS, NPP CyMT, AERFLOT, AEROLINEA de FNUKOVA fue que la serie de instrumentos endoscópicos no solamente son inferiores en sus características técnicas de los Endoscopios de la Compañía Olympus sino los superan de sus parámetros. He aquí los más notables :

- Que por el uso de alta tecnología y de óptica transparente se logró en forma notable aumentar la capacidad de transmisión de endoscopios rectos en comparación con los mejores del mundo.
- Los Endoscopios rectos están dotados de un ocular articulaciones capaz de girar el ocular relativamente al eje óptico del endoscopio en $\pm 180^\circ$, a éste componente óptico especial permite la posibilidad de observar el objeto sin la deformación de las coordenadas angulares, de decir en forma real “no en forma inversa”.
- Se realizó la posibilidad de introducir una red giratoria de medición sin la deformación del cable de iluminación de la fibra, lo cual en forma notable aumenta la vida útil del instrumento.
- Además los endoscopios elaborados por NPP CyMT son reparables que permiten realizar el cambio de piezas en forma separada por lo cual también aumenta el plazo de vida útil.

Los valores definitivos que tienen gran importancia son el recurso calendario y el precio. El plazo de vida útil actual de éstos endoscopios es de 3 años que significa mucho más que los endoscopios de la Compañía Olympus. El precio de los endoscopios rusos también es mucho menor que el de Olympus.

La operación técnica experimental de los medios de los endoscopios fue elaborada por NPP CyMT conjuntamente con los especialistas de AVIA TECSERVIS UNION quien confirmó sus características técnicas de proyección y operación técnica.

Las instituciones civiles de operación técnica que realizan un mantenimiento local o capital en la aeronáutica tienen la posibilidad de obtener y utilizar un instrumentos de fibra óptica de alta precisión, seguridad y larga vida de fabricación rusa que refleja en sí mismo los últimos alcances de la alta tecnología del complejo de naves espaciales de Rusia.

CARACTERISTICAS DE COMPARACION DE LOS ENDOSCOPIOS

Nombre de Parámetro	Endoscopios Rectos				Endoscopios Flexibles			
	Olympus	Ruso	Olympus	Ruso	Olympus	Ruso	Olympus	Ruso
Diámetro del cuerpo	8	8,5	10	10	5	6	7,3	8
Tipo del ocular	Recto	Giratorio ± 180	Recto	Giratorio ± 180	Recto	Recto	Recto	Recto
Intervalo de las distancias de enfoque de la superficie óptica al objeto	5 - ∞	5 - ∞	5 - ∞	10 - ∞	5 - ∞	10 - ∞	8 - ∞	10 - ∞
Capacidad de transmisión	25	25	25	35	7	5	7	5
Angulo del campo visual, grados	10-50	hasta 80	10-50	hasta 80	49	hasta 70	66	hasta 70
Recurso C. en años	1-1,5	3	1-1,5	3	0,5-1	2	0,5-1	2

CAPITULO V

DISEÑO DE UN DISPOSITIVO DE INSPECCION VISUAL REMOTO PARA CONTROLAR EL JUEGO RADIAL EN UN MTG

5.1 ENUNCIADO DEL PROBLEMA

El análisis de los resultados de la investigación de una turbina con medidas pequeñas, con el propósito de investigar la influencia del juego radial en las performances de la turbina y de las medidas reales de los juegos radiales en una turbina natural.

Las pruebas de una turbina con corto alargamiento de los álabes al variar el juego radial relativo del 0,01 a 0,03 han demostrado, que la disminución de la altura del álabe en 1% conlleva a la caída del rendimiento en 1,5% aún cuando su nivel es alto 92%. La disminución no lineal del rendimiento de una etapa de turbina se obtuvo cuando se aumentó el juego radial de 0,178 hasta 0,711 mm debido al aumento del diámetro de los armazones o cuerpos (Dib. 1).

Durante el diseño de la turbina el grado de reacción, varía en un intervalo más amplio, que cuando se diseñan los compresores. Esta situación, así como las grandes caídas de presión en las etapas de turbina condicionan una mayor diferencia de presiones en la zona del juego radial en la periferie de los álabes móviles de las turbinas en comparación con los compresores.

Las pruebas de una turbina activa con una sola etapa mostraron, que cuando aumenta el juego radial en 1 % el rendimiento disminuye en 1,75%. En esta turbina pero de dos etapas con álabes reactivos se observó una mayor disminución del rendimiento con aumento del juego que por lo visto está relacionado con el crecimiento de la caída de presión en la periferie de los álabes en la zona del juego radial.

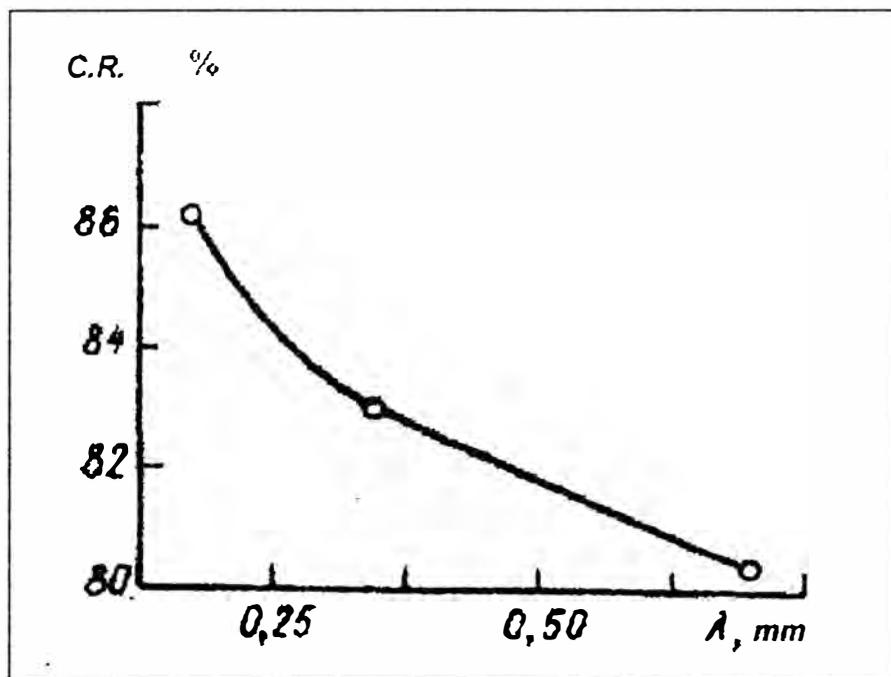


Fig. 5.1 Dependencia del rendimiento de una etapa de turbina, en función del valor del juego radial

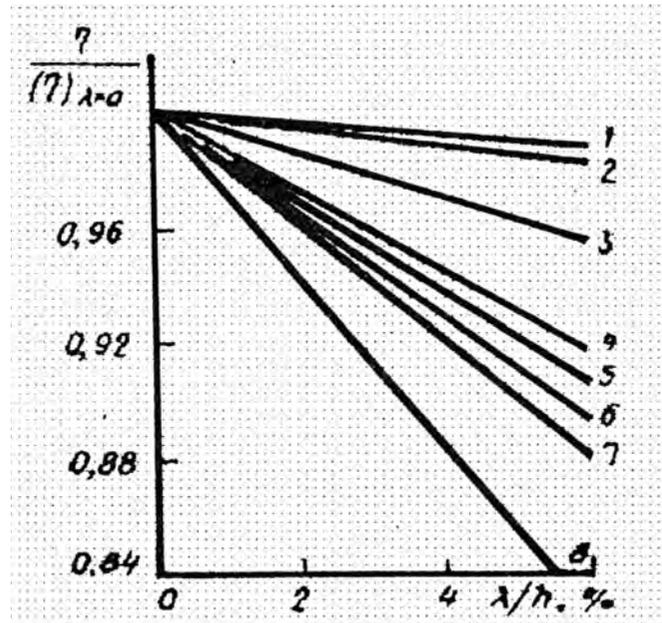


Fig. 5.2 Influencia del juego radial sobre el rendimiento en diversas turbinas

Esta tendencia se confirma con los resultados de las pruebas de una turbina con una sola etapa con alto grado de reacción: el aumento del juego relativo radial de 0,08 a 0,12 produjo la disminución lineal del rendimiento de 16%. Datos similares se obtuvieron en la investigación de una turbina con un grado de reacción en la periferie de 0,805, en un intervalo de medición del juego relativo de 0,023 a 0,067.

Para disminuir las pérdidas en los juegos radiales en algunos casos, sobre todo en turbinas de pequeñas medidas, es útil utilizar los denominados juegos radiales “calientes” recubrimientos.

Los datos experimentales que se poseen certifican que en este caso se conserva la dependencia lineal del rendimiento en función del valor del juego radial. Ya que en un juego como el descrito, en la periferie se forma una corriente de desprendimiento, ésta conlleva a la disminución de presiones en el intrados y extrados del álabe en la zona del juego radial. En la Fig. 5.2 se muestra un conjunto de rectas, que certifican la disminución del coeficiente de rendimiento de diferentes turbinas con el aumento del juego radial. Fenómenos similares suceden en los compresores, pero de manera más débil por la poca carga de las coronas de álabes. La influencia del juego radial en el gasto de gas a través de la turbina se determina, porque a diferencia del compresor, la turbina es la resistencia principal en el ducto del motor, la disminución de la resistencia con el aumento del juego radial está relacionado con el hecho de que el área de la sección del ducto del juego radial varía linealmente con su altura (Fig. 5.3).

La tendencia de la disminución de las medidas absolutas de los juegos radiales, así como el uso de recubrimientos conlleva a una complicación de los métodos de su medición.

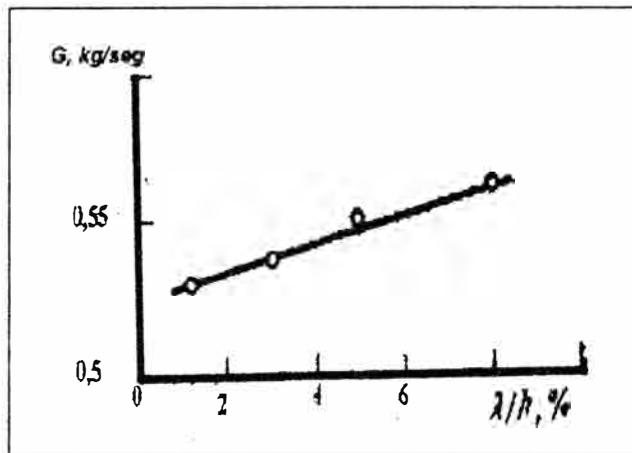


Fig. 5.3 Influencia del juego radial sobre el gasto de gas a través de la turbina

5.2. ELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN CONSTRUCTIVA

Se efectuó el análisis de la información de las patentes en este campo. Se detectó, que todos los dispositivos propuestos se basan en métodos indirectos de medición del valor de los juegos radiales. A ellos se relacionan los sensores inductivos y de capacitancia y los métodos radioisotópicos y de Rayos X.

Todos los métodos requieren su consiguiente descifrado, para obtener resultados numéricos de la medición, lo que provoca grandes errores.

Se llegó a realizar en versión experimental, por la firma "TEXTRON LYCOMING" un sensor óptico, mostrado en la Fig. 5.4. Este se utiliza para determinar el juego radial en un compresor axial. La ubicación del sensor sobre los topes de los álabes móviles es óptimo, ya que en el compresor pueden adaptarse ventanillas para el chequeo de álabes, que prácticamente no complica la construcción del armazón del motor.

Sin embargo el empleo de dicho tipo de dispositivo en una turbina a gas es imposible, ya que en este caso es necesario adaptar ventanas en el armazón del motor y en el sello radial sobre los álabes móviles. Además es prácticamente imposible organizar un refrigeramiento confiable del sistema óptico.

El análisis muestra, que el lugar más adecuado para ubicar el elemento óptico en el ducto de la turbina es el canal entre los vanos de tobera de la segunda etapa de la turbina.

Como se indicó antes el método más conveniente, técnicamente, es el basado en el empleo de fibra óptica, que se fundamenta o basa en el análisis de la iluminación de una matriz, realizada en forma de células separadas, que son los extremos de las fibras ópticas flexibles. La cantidad de células iluminadas determina la medida del juego. El empleo de dicho método técnico para la medición de los juegos en una turbina trabajando no permite interpretar de la misma manera los resultados de las mediciones. Esto está relacionado con el hecho de que durante la variación de los regímenes de trabajo el juego de los álabes móviles puede iluminarse con la cámara de combustión o puede estar oscura cuando disminuye la carga, además de esto existen condiciones cuando en el juego sobre el disco de trabajo se

ven las plataformas de encesto de los vanos de tobera. Por eso es necesario una información visual directa acerca de la variación del valor del juego, que permita un análisis previo a la obtención de información cuantitativa.

La búsqueda realizada y el análisis de información técnica, permitió hacer una conclusión que lo más conveniente para la medición de juegos radiales en una turbina a gas trabajando es el empleo del endoscopio para la obtención del perfil de la línea del juego con su grabación en la memoria de una máquina computadora y su consecuente procesamiento por un programa.

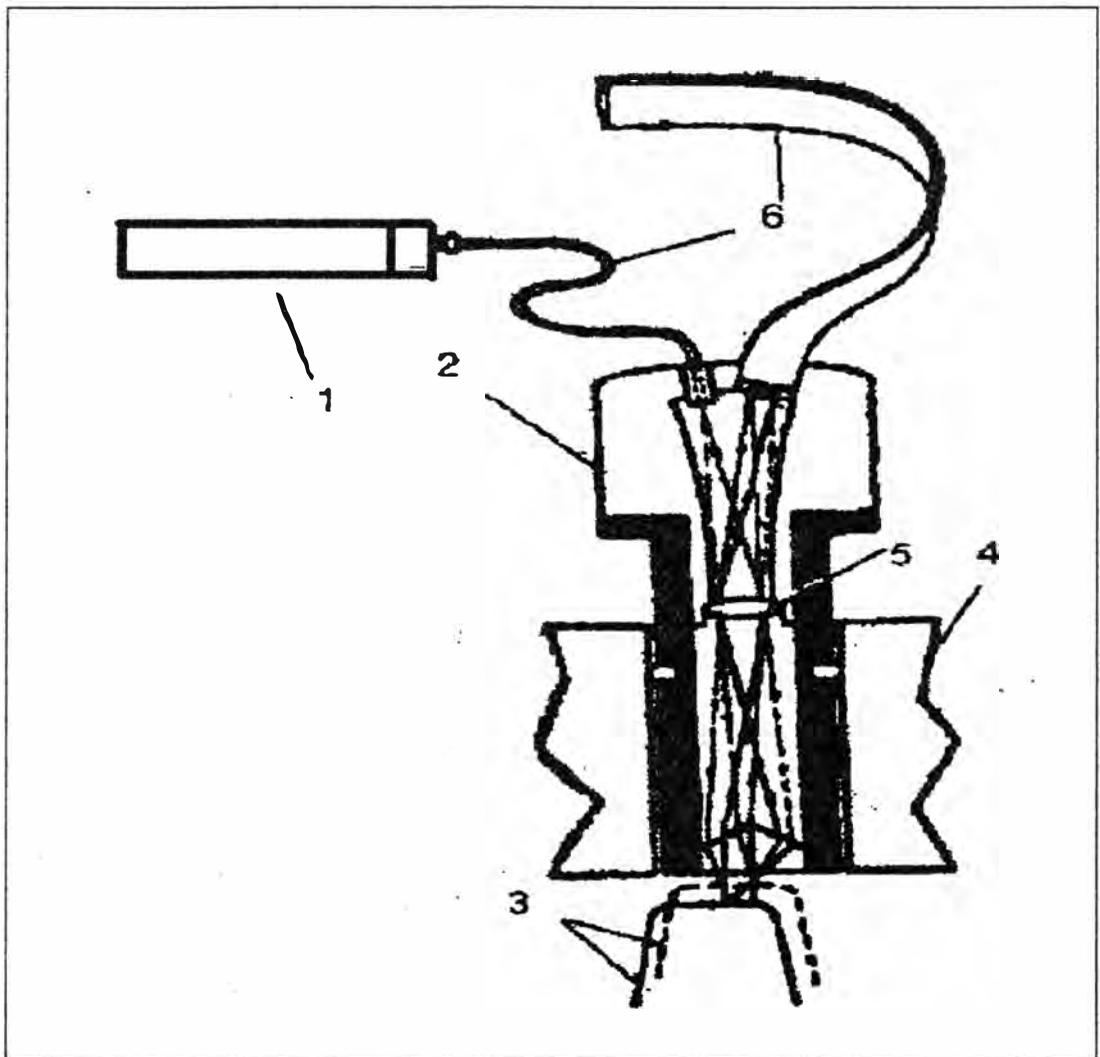


Fig. 5.4 Esquema del captador óptico láser para la medición del juego extremo.

1 - Láser 2 - Captador 3 - Alabe 4 - Armazón 5 - Lente 6 - Cable de fibra óptica.

5.3 SENSOR DE LA INFORMACIÓN VISUAL PRIMARIA

En calidad del sensor primario de información visual se utiliza el tubo flexible de observación con red (TG SS). El tubo puede emplearse a una temperatura del medio ambiente de - 20 a + 50°C

Los principales parámetros de TGSS

- Diámetro de la parte inmersa	:	5 mm
- Longitud de la parte inmersa	:	240 mm
- Angulo de observación	:	90°
- Resolución	:	3,6 l/mm
- Distancias límites de trabajo	:	10 mm - 10m
- Aumento	:	2,75 veces.

La parte principal de TGSS es el sistema óptico, conformada por el objetivo, que forma la imagen, el sistema de traspaso de la imagen y el ocular. La parte inmersa del TGSS es la cubierta flexible, dentro de la cual se realizaron dos canales : el canal de información para la transmisión de la imagen del objeto estudiado y del canal para la transmisión del flujo luminoso, que dará el suficiente nivel de luminosidad en el objeto estudiado.

El TGSS está realizado con una guía de luz no desmontable, cuyas conexiones a la fuente de alimentación se realizan a través de un niple. En el ocular posee una escala para valorizar el juego.

5.4 DISPOSITIVO DE DERIVACIÓN DE LA SEÑAL ÓPTICA

La imagen del juego radial, llega al ocular desde el ducto del motor y de éste a una tele-cámara en miniatura. Por el cable la señal llega a la pantalla del monitor.

Se emplea un dispositivo televisivo en miniatura especial, que resulta siendo un dispositivo televisivo de tipo cerrado. Este permite transmitir una imagen de televisión en blanco y negro y observarla en la pantalla del monitor.

En el dibujo con las medidas se muestra en la Fig. 5. 5 El dispositivo permite el trabajo en los siguientes regímenes : en el régimen auto-oscilatorio; en el régimen de sincronización del circuito; en el régimen de sincronización con una señal externa.

El esquema estructural de la cámara se muestra en la Fig. 5. 6.

El esquema muestra el dispositivo para transformar señales luminosas en eléctricas con ayuda de un tubo transmisor tipo LI 437 - 1 de media pulgada de cámara de vidrio con circuito separado, con una focalización electroestático y una inclinación electromagnética de haz.

El único órgano de control de la cámara - es el diafragma del objetivo, que permite trabajar a la cámara cuando la iluminación es mayor de 10000 lx (lux).

La cámara permite fijar el objetivo con iluminación no menor de 100 lx. La potencia necesaria del dispositivo televisivo es de 10 W.

La prueba en conjunto del dispositivo televisivo y del endoscopio en condiciones que corresponden a las pruebas en la turbina en los que se refiere a iluminación han mostrado una buena resolución del dispositivo.

La prueba en conjunto del dispositivo televisivo y del endoscopio en condiciones que corresponden a las pruebas en la turbina en los que se refiere a iluminación han mostrado una buena resolución del dispositivo.

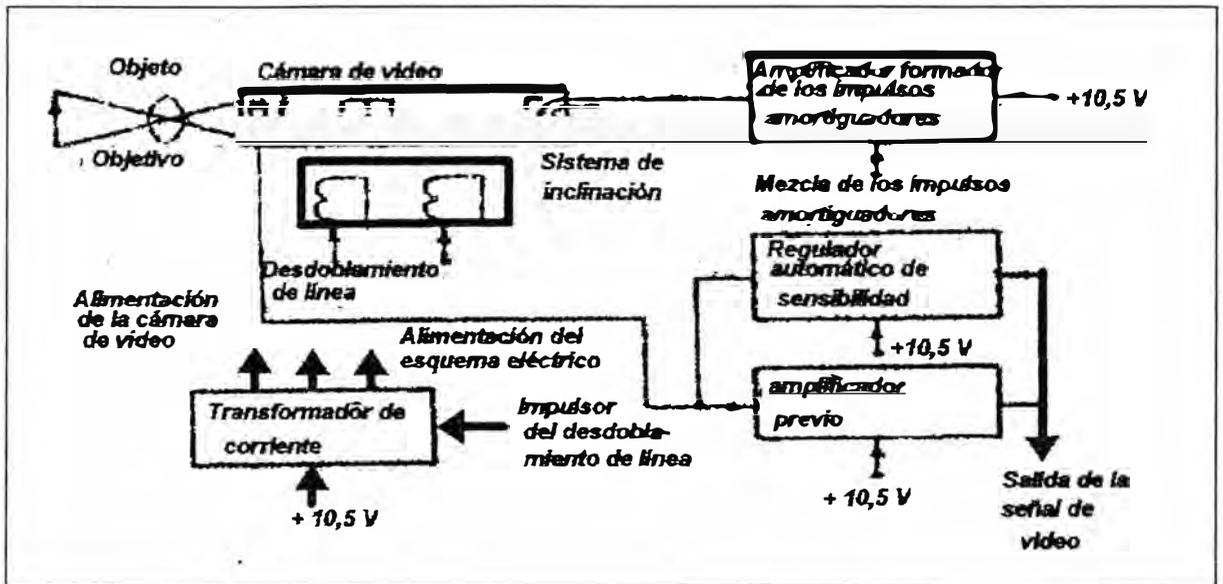


Fig. 5.5 Vista general del dispositivo televisivo especial

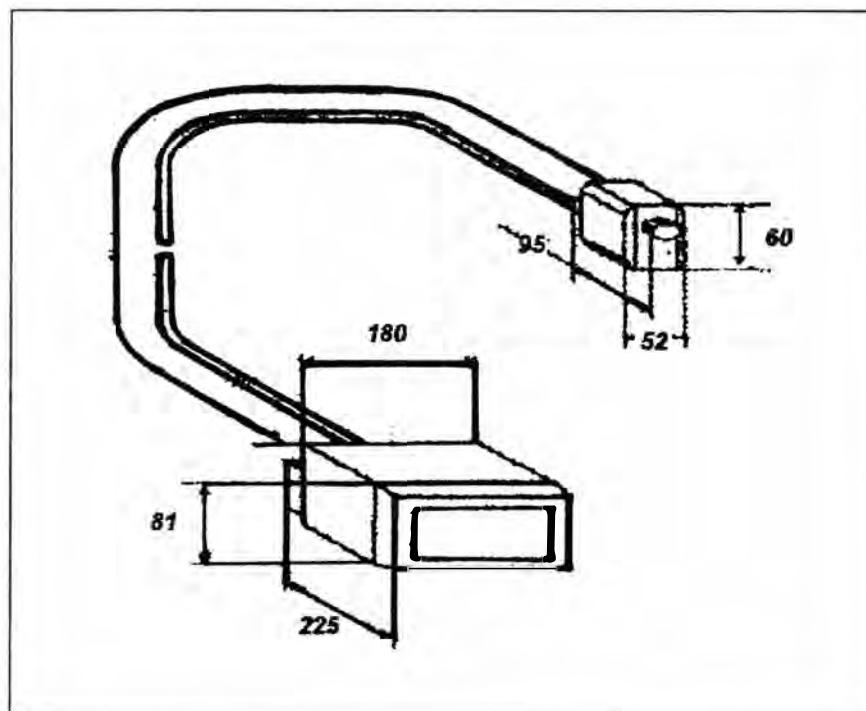


Fig. 5.6 Diagrama esquemático de la cámara

5.5 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL SENSOR PRIMARIO

Se ha diseñado una construcción esquemática del dispositivo del Boroscopio en el armazón de la turbina de alta presión.

El conjunto incluye el sistema de refrigeración del tubo del Boroscopio en un régimen estándar, con envío de aire desde el compresor del motor y en un régimen autónomo con envío del refrigerante desde una fuente externa. El sistema de refrigeración resulta siendo un canal circular dividido por pantallas.

El aire fluye alrededor de la superficie del tubo del Boroscopio, garantizando una refrigeración netamente por convección. En la zona del objetivo del Boroscopio, en la pared del canal se ha diseñado una ventana, a través de la cual el refrigerante se conduce hasta el ducto de la turbina y a través de ésta ventana la información visual llega al Boroscopio. Se han elaborado soluciones técnicas del sistema de refrigeración que resultan universales para cualquier motor de turbina a reacción de doble flujo (Fig. 5.7). El sistema de refrigeración garantiza una temperatura del tubo de Boroscopio no mayor de 40°C.

El conjunto propuesto de unión tiene un dispositivo para la compensación del dilatamiento térmico de las armazones interno y externo.

5.5.1 Análisis del sistema de refrigeración del Boroscopio al medir el juego radial en la turbina durante motor en funcionamiento.

Objetivo del Cálculo. Calcular la variación de temperatura del aire refrigerante a lo largo del tubo protector de refrigeración del Boroscopio, dependiendo del consumo del aire refrigerante.

Se considera para el cálculo las siguientes suposiciones:

1. El régimen de refrigeración del Boroscopio es estacionario.
2. En vista que el intervalo de temperatura permisible para el Boroscopio es pequeño, por eso las propiedades físico-térmicas del aire y del gas se consideran constantes y no dependen de la temperatura.
3. Ya que el ancho del conducto anular entre el Boroscopio y el protector es pequeño para el cálculo se considera la transferencia del calor como si fuera una pared plana.

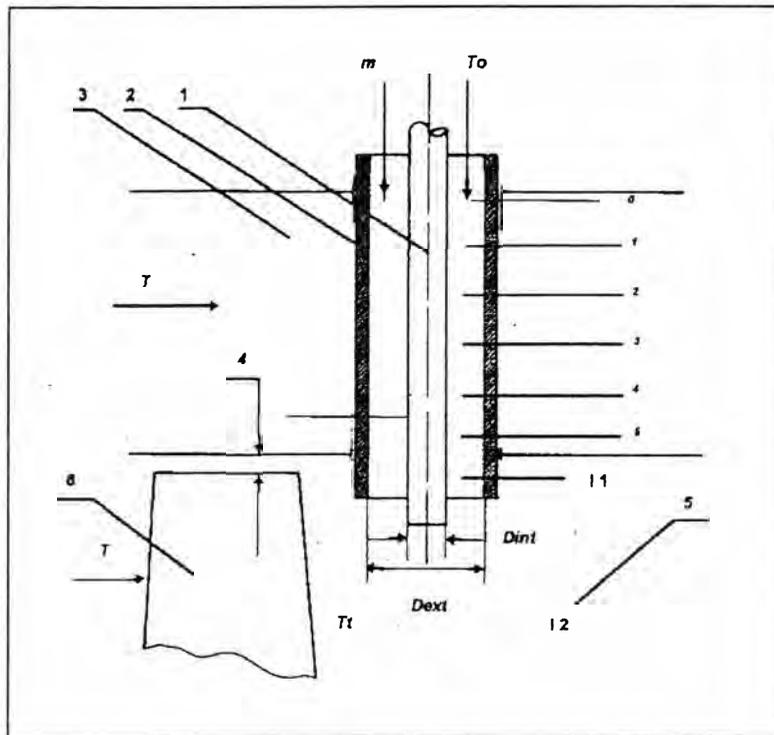


Fig.5.8 Esquema de la refrigeración del boroscopio

1. Tubos de inserción de trabajo del Boroscopio, 2. Tubo protector del Boroscopio, 3. Ducto del flujo secundario del motor, 4. Juego radial en la turbina, 5. Ducto del flujo primario, 6. Alabe, 7. T_7 temperatura después de la turbina, T_8 temperatura del gas del flujo primario, T_9 temperatura del aire del flujo secundario, T_{10} temperatura del aire refrigerante.

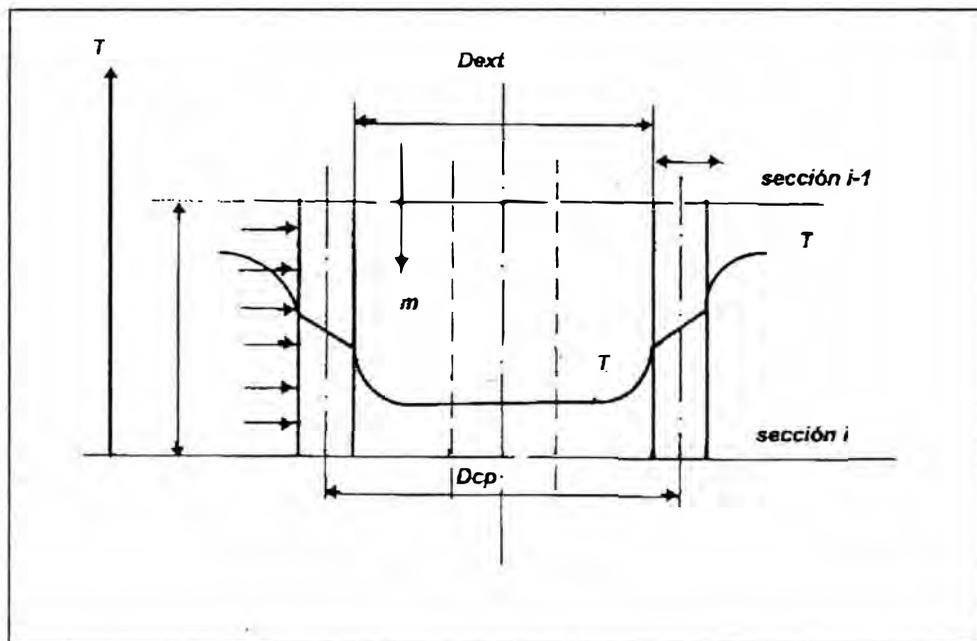


Fig. 5.9 Modelo para el cálculo de refrigeración del Boroscopio.

Δl - Distancia entre las secciones de cálculo.

m_B - Caudal del aire refrigerante

T_B - Temperatura de aire refrigerante en la salida de la sección i.

Datos iniciales para el cálculo.

- δ - Espesor de la pared del protector (mts).
 D_{int} - Diámetro interior del conducto anular (mts).
 D_{ext} - Diámetro exterior del conducto anular (mts).
 R_B - Constante específica para el aire J/Kg °K
 T_o - Temperatura inicial del aire refrigerante, °K.
 P_o - Presión del aire refrigerante Pa
 λ_B - Conductividad térmica del aire a 40°C (313K)
 ν_B - Viscosidad cinemática del aire a 40°C (313K)
 C_{pB} - Calor específico del aire a P de 40°C
 K_Γ - Exponente adiabático de los gases del flujo.
 T_T - Temperatura del gas después de la turbina K
 R_Γ - Constante específica del gas J/Kg °K
 λ_T - Velocidad formulada después de la turbina.
 ν_Γ - Viscosidad cinemática del gas a 1000°C (1273K)
 λ_Γ - Conductividad térmica del gas a 1000°C (1273K)
 λ_{CT} - Coeficiente de conductividad térmica de la pared del material W/m °K.
 K_B - Exponente adiabático para el aire.
 T_{B2} - Temperatura del aire del flujo secundario °K
 λ_{B2} - Velocidad formulada del flujo secundario.
 ν_{B2} - Viscosidad cinemática del aire a temperatura T_{B2} .
 L_{T2} - Conductividad térmica del aire a temperatura T_{B2} .

Algoritmo para el cálculo.

1. Damos el valor inicial del consumo del aire refrigerante, m_a Kg /sg

Hallamos:

2. Area del conducto anular.

$$F_K = \pi/4 (D_{ext}^2 - D_{int}^2), \text{ en m}^2$$

3. Densidad del aire refrigerante en el 1er corte (en el intervalo 0-1)

$$\rho_1 = P_o / R_B T_o, \text{ en Kg/m}^3$$

4. Velocidad del aire en la primera sección

$$V_1 = m_B / \rho_1 F_K, \text{ m/sg}$$

5. Diámetro hidráulico del conducto anular.

$$D_\Gamma = 4F_K / P = 4(\pi/4) (D_{ext}^2 - D_{int}^2) / \pi (D_{ext} + D_{int})$$

Donde, P = Perímetro de la superficie húmeda.

6. Número de Re_C en la primera sección es:

$$Re = v_1 \cdot D_T / \nu_B$$

7. Para el régimen de turbulencia del flujo ($Re_1 > 2300$)

$$Nu_1 = 0,018 Re_1^{0,8}$$

8. Como $Nu = \alpha_B D_T / \lambda_B$, encontramos el coeficiente de termoemisión del protector al aire refrigerante en el corte 1,

$$\alpha_{B1} = Nu_1 \lambda_B / D_T$$

Para un cilindro de longitud grande que se encuentra en un flujo perpendicular, tenemos [1]

$$Re_c = v_c D_c / \nu$$

Donde v_c - velocidad de flujo no perturbado respecto al cilindro m/s

D_c - diámetro del cilindro, m

ν - viscosidad cinemática, m^2/s

Ecuación criterial para este caso es la siguiente:

$$Nu = C P_r^n Re_c^m \quad (P_r > 0,5)$$

Coeficiente	Re			
	<40	40-10 ³	10 ³ -1.10 ⁵	>2.10 ⁵
C	0.76	0.52	0.26	0.023
N	0.37	0.37	0.37	0.4
M	0.4	0.5	0.6	0.8

Comúnmente después de la turbina la velocidad formulada es igual a

$$\lambda_T = 0.30 \div 0.35$$

9. Velocidad crítica después del compresor de baja turbina

$$A_{B2} = \sqrt{2K_T / (K_T + 1) \cdot R_T T_T}$$

10. Velocidad del gas después del compresor de baja turbina

$$v_{B2} = A_{B2} \cdot \lambda_{B2}$$

11. Número Re_T después del compresor de baja turbina

$$Re_{CB2} = v_T (D_{ext} + 2\delta) / \nu_T$$

12. Según el valor de Re_c , usando la tabla 1 encontramos el número Nu_T después de la turbina

$$Nu_{B2} = C Pr^a Re_c^m$$

13. Coeficiente de transmisión de calor del gas al protector

$$\alpha_{\Gamma} = Nu_{B2} \cdot \lambda_{\Gamma} / v_{\Gamma}$$

14. Coeficiente de transmisión de calor del gas al aire refrigerante en la primera sección

$$K_1 = 1 / (1 / \alpha_{\Gamma}) + (1 / \lambda_{\alpha}) + (1 / \alpha_B) , W/m^2 = J / M^2.S$$

Donde, λ_{α} – coeficiente de conductividad de la pared del material

15. Superficie del intercambio de calor la primera sección (promedio)

$$F_{\varphi} = \pi (D_{\alpha\alpha} + \delta) \Delta \ell , m^2$$

16. Cantidad de calor transferido al aire refrigerante en la primera sección

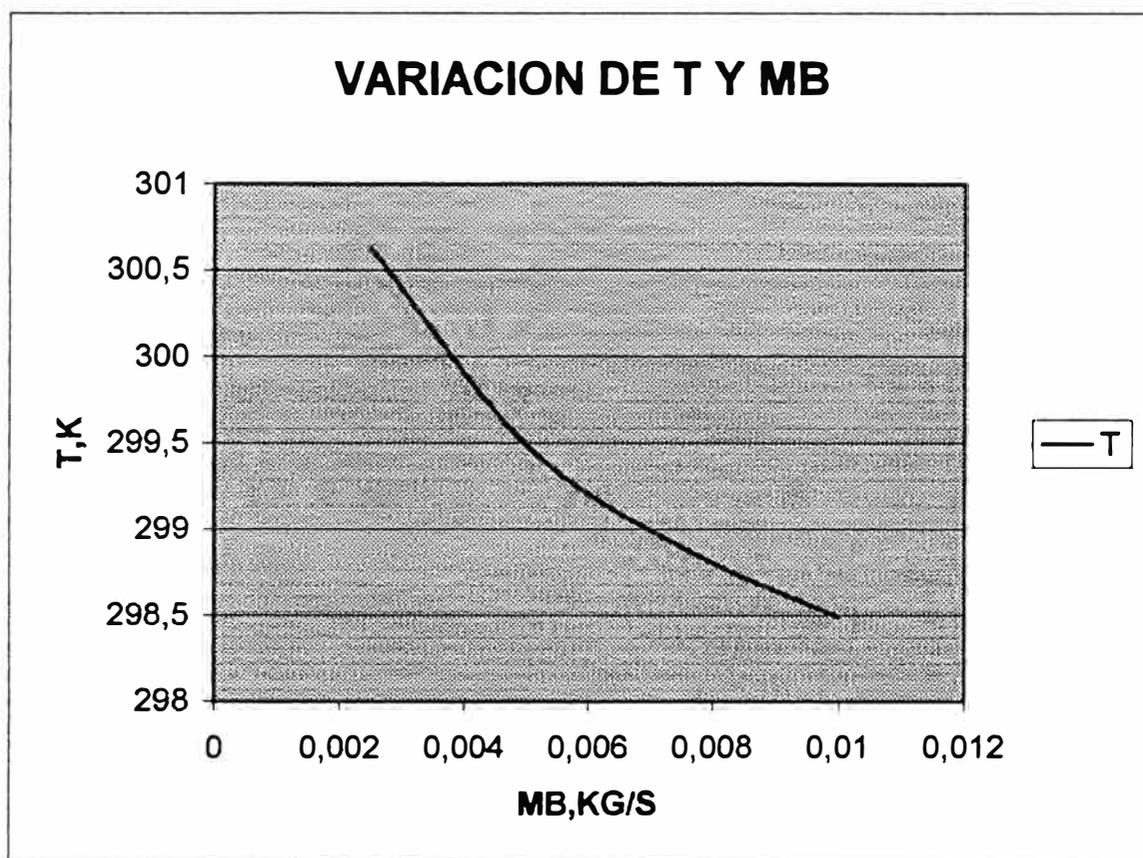
$$Q_1 = F_{\varphi} K_1 (T_{B2} - T_0) , joules$$

17. Temperatura del aire refrigerante en la primera sección

$$T_1 = Q_1 / Cp_B \cdot m_B + T_0$$

18. Después de hallar la temperatura T_1 iniciamos el cálculo de la temperatura en la 2da sección T_2 . El cálculo se realiza con la misma secuencia que en la zona 0-1. La temperatura T_1 es la temperatura inicial para la segunda zona. El cálculo se repite empezando del punto 2. Los puntos marcados con * son comunes para todas las secciones y no es necesario repetirlos.

VARIACION DE TEMPERATURA DEL AIRE REFRIGERANTE A LO LARGO DEL TUBO PROTECTOR DE REFRIGERACION DEL BOROSCOPIO



MB	T
0,0025	300,63
0,005	299,49
0,0075	298,9
0,01	298,49

CONCLUSIONES

1. Las fugas en el juego y el tamaño del juego radial influyen de sobremanera en los perfiles de las velocidades axial y tangencial, en los ángulos de salida del flujo, en las pérdidas de presión, en el rendimiento y en los parámetros de la capa límite cerca a la pared externa del ducto. Las fugas en el juego varían el campo de flujo, empezando del borde de ataque del álabe hasta el corte a la salida de la corona con una total mezcla del flujo a una distancia equivalente a 1 -2 cuerdas detrás de la corona. Por eso, conclusiones confiables no pueden obtenerse con mediciones hechas solo en una sección a la salida de la corona.
La ausencia de los datos acerca del perfil del componente radial de la velocidad, no permite obtener una estructura tridimensional completa del vórtice, que se produce en el flujo radial. Las pérdidas aumentan casi linealmente en el segmento desde un $\frac{1}{4}$ de la cuerda hasta el borde de salida de la corona, detrás del cual la velocidad de incremento de las pérdidas, disminuye considerablemente.
2. Debido a las condiciones de trabajo, los sellos metal-cerámicos es el medio más eficaz para compensar el juego radial en el compresor, y en las turbinas en función a la velocidad de rotación y al análisis vibracional de los álabes se debe determinar los sellos, sean cerámicos o panal de abejas o el bandaje en las puntas de los álabes, siendo la superposición una alternativa muy confiable.
3. Como medios activos de regulación los métodos propuestos son factibles de efectuarse y su costo deberá ser analizado en la etapa de fabricación y diseño de los motores.
4. El método IVR para motores en funcionamiento es factible de empleo y permitirá efectuar un control real del avance del juego radial durante la explotación del motor, como un método predictivo del funcionamiento bajo parámetros fiables.
5. Los parámetros del flujo y su comportamiento en el juego radial es un campo que aún está en investigación.