

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

COMPARACIÓN TÉCNICA Y ECONÓMICA ENTRE UNA TURBINA TIPO KAPLAN Y TIPO SEMI-KAPLAN PARA EL PROYECTO TOCOMA

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Br. González F., Oscar
Suárez G., Mónica D.
Para optar al Título
De Ingeniero Mecánico

CARACAS, 2001

DEDICATORIA

A Dios, por estar siempre a mi lado y por darme la fuerza y el coraje necesario para levantarme en mis momentos mas difíciles.

A mis inigualables Padres, para quienes nunca tendré las palabras precisas para agradecerles su amor, paciencia, esfuerzo y su apoyo incondicional y ser mi mayor motivación a lo largo de mi vida. Jamás lo habría logrado sin ustedes.

A mis hermanos Carlos Enrique, Rafa, La Vero y María Jesús, por apoyarme en todo momento y por hacerme sentir que no estoy sola. Los quiero.

A mis abuelos, que de una u otra manera han sabido transmitirme todo su amor, sabiduría y experiencia. Jamás los olvidaré.

A mis tíos, tías, primos y sobrinos, por creer y tener fé en mí. Los llevaré siempre presente.

A mi novio Aldo, por quererme, escucharme y entenderme todas esas veces que necesité de él. Gracias por ser mi compañero y amigo incondicional

A la Sra. Armanda, quién con sus atenciones y cariño ha ocupado un lugar muy especial en mi corazón. Gracias por ser tan especial.

A La Tata, Karen y Kamal, por hacerme hecho sentir que si existen verdaderos amigos con los que incondicionalmente se puede contar y por los que vale la pena hacer y entregar cualquier cosa. Gracias amigos.

A todos Gracias.

MÓNICA SUÁREZ GUERRA

DEDICATORIA

A Dios por iluminarme en todo momento.

A mis padres, María y Antonio por apoyarme y ayudarme en los momentos difíciles y en los momentos de alegría.

A mis hermanos Dayana y Marcos por formar parte de mi vida.

A mis amigos Marielisa, Ana María, Francisco y a todas aquellas personas que influyeron positivamente en el desarrollo de mi carrera

Oscar

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Central de Venezuela, por brindarnos la posibilidad de estudiar y colaborar en nuestro crecimiento personal.

A nuestro tutor Frank Pietersz por su valiosa orientación y apoyo en la realización de éste trabajo.

Al Ing. Viliam Biela por ofrecernos el tema de tesis, compartir su conocimientos y por dedicarnos parte de su tiempo.

Al Ing. Pedro Zambrano por su dedicación en la corrección del trabajo.

Al Ing. Olga Santos, por toda su colaboración.

Al Ing. Juan Cangelosi , por todas su atención en la realización de este trabajo.

A todos aquellos compañeros que ayudaron a la realización de este trabajo, y en especial a Tata y Kamal que estuvieron en todo momento ayudando y brindando su apoyo incondicional.

González F. Oscar, y, Suárez G. Mónica D.
COMPARACIÓN TÉCNICA Y ECONÓMICA ENTRE UNA
TURBINA TIPO KAPLAN Y UNA TURBINA TIPO SEMI-KAPLAN
PARA EL PROYECTO TOCOMA.

Tutor Académico: Prof. Ing. Frank Pietersz. Tutor Industrial: Ing. Pedro Zambrano. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2001. 120 pag.

Turbina, Kaplan, Semi-Kaplan

En el presente trabajo, se realizó una comparación técnica y económica entre las turbinas tipo Kaplan y tipo Semi-Kaplan para el Proyecto Tocoma. La comparación técnica se basó en la obtención de las curvas características partiendo de los datos de pruebas del modelo realizadas a las turbinas tipo Kaplan, que fueron seleccionadas para el proyecto Caruachi. Dichas curvas se pueden considerar válidas, debido a la semejanza de ambos proyectos. Se elaboraron las curvas según las leyes básicas incluidas en las Normas IEC 60193 e IEC995, que rigen la experimentación de las turbomáquinas hidráulicas, las leyes de semejanza y la teoría de modelo y prototipo. La derivación de las curvas de las turbinas tipo Semi-Kaplan partió de la obtención del valor óptimo de apertura de paletas directrices (GVO) con el cual operan las turbinas tipo Kaplan, el cual resultó ser de 92%. Este valor es el respectivo a las paletas directrices y fue utilizado para definir el ángulo de las paletas fijas del distribuidor en las turbinas tipo Semi-Kaplan y la construcción de sus curvas características, logrando comparar comportamiento y rango de operación de ambos tipos de turbinas, siendo la turbina tipo Kaplan la más beneficiosa. La comparación económica consistió en un análisis de costos de los elementos involucrados en ambos tipos de turbinas. Los resultados demostraron que la turbina tipo Semi-Kaplan es 14% menos costosa que la turbina tipo Kaplan.

INDICE

	Pág.
DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
RESUMEN	iv
INDICE	vi
INDICE DE TABLAS	ix
INDICE DE FIGURAS	x
LISTA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS	xi
INTRODUCCION	1
CAPÍTULO 1: BREVE RESEÑA	
1.1.-Reseña Histórica	3
1.2.-Desarrollo Hidroeléctrico del Bajo Caroní	4
1.3.-Obras del Proyecto Tocoma	7
CAPITULO 2: FUNDAMENTO TEORICO	
2.1.-Generalidades	10
2.2.-Componentes principales de las turbinas de reacción.	11
2.3.-Descripción de una turbina tipo Hélice y tipo Kaplan.	19
2.4.-Campo de aplicación de las turbinas tipo Kaplan.	21
2.5.-Descripción de una turbina tipo Semi-Kaplan.	22
2.6.-Leyes de Semejanza	22
2.7.-Número específico de revoluciones.	25
2.7.1.-Factores Geométricos	26
2.7.2.-Factores mecánicos e hidráulicos	27
2.8.-Rendimiento de modelo a prototipo	27
2.8.1-Efectos de Escala	28
2.9.-Sistemas de Gobernación	30
2.9.1.-Funciones principales del gobernador	31

2.9.2.-Aparatos de Regulación	32
2.9.3.-Funcionamiento del gobernador	32
2.9.3.1.-Funciones PID	34
2.9.4.-Tipos de Regulación	35
2.9.4.1.-Regulación Mecánico hidráulica	35
2.9.4.2.-Regulación Electro hidráulica	36
2.10.-Compuertas.	37
2.10.1.-Clasificación	38
2.10.2.- Accionamiento de las compuertas	41
2.10.3.-Sellos	41
2.10.3.1.-Tipos de sellos	42

CAPÍTULO 3: RECOPIACIÓN DE DATOS DEL PROYECTO TOCOMA

3.1.-Generalidades.	44
3.2.-Datos del proyecto Tocoma	44
3.2.1.-Niveles de operación y caídas Netas	44
3.2.2.-Potencias de las turbinas	46
3.2.3.-Tamaño del rodete y velocidades.	46
3.2.4.-Dimensiones principales de los pasajes de agua.	47

CAPÍTULO 4: OBTENCION DE CURVAS CARACTERÍSTICAS

4.1.-Generalidades.	49
4.2.-Obtención de las curvas características de una turbina tipo Kaplan y tipo Hélice.	50
4.2.1.-Cálculo de las curvas características de modelo.	50
4.2.1.1.-Cálculo de las variaciones de las propiedades en pruebas aleatorias de agua, aire y mercurio	50
4.2.1.2.-Constantes para el Laboratorio y el Modelo de Turbina	51
4.2.1.3.-Cálculo Típico	52

4.2.1.4.-Curvas η_M^* (%) vs. Q_{11M} (m^3/s) y η_M^* (%)	56
vs. GVO, para velocidades unitarias (n_{11M}) constantes .	
4.2.2.-Cálculo de las curvas características del prototipo	56
4.2.2.1.-Constantes	56
4.2.2.2.-Calculo Típico	57
4.2.2.3.-Curvas η_P (%) vs. P_P (kW) para la caída nominal (m)	59
4.3.-Obtención de las curvas características de una turbina Semi-Kaplan.	59
4.3.1.-Determinación del rango del GVO (porcentaje de apertura de las paletas directrices o, en este caso, ángulo correspondiente de las Paletas Fijas).	59
4.3.1.1.-Cálculo Típico	60
4.3.2.-Procedimiento para la construcción de las curvas características de una turbina tipo Semi-Kaplan.	62
4.3.2.1-Curvas η_M (%) vs. Q_{11M} (m^3/s) para cada GVO (%).	63
4.3.2.2.-Curvas η_P (%) vs. P_p (kW) con sus diferentes caídas a GVO constante.	63
4.3.2.3.-Curvas características n_{11M} (m) vs. Q_{11M} (m^3/s).	65
4.3.2.4.-Curvas características H_P (m) vs. Q_P (m^3/s) y H_P (m) vs. P_P (kW).	65
4.3.3.-Comparación de las curvas características de las turbinas tipo Kaplan , tipo Semi-Kaplan y tipo Hélice.	66
4.4.-Cavitación	68
CAPÍTULO 5: COMPUERTAS	
5.1.-Generalidades	90
5.2.-Descripción de las compuertas utilizadas en las turbinas tipo Kaplan y las tipo Semi-Kaplan.	91

5.2.1.-Rejas en la Toma	91
5.2.2.-Compuertas de Mantenimiento	92
5.2.3.-Compuertas de Toma.	93
5.3.- Descripción de compuertas principales en turbinas tipo Semi-Kaplan.	94
CAPÍTULO 6: SISTEMAS DE GOBERNACION Y PROTECCIÓN DE LA UNIDAD	
6.1.-Generalidades	98
6.2.-Sistemas de Gobernación	98
6.2.1.-Sistema de Gobernación de turbinas tipo Kaplan.	98
6.2.2.- Sistema de gobernación de turbinas tipo Semi-Kaplan	100
6.3.-Cierre de Emergencia	100
CAPÍTULO 7: COMPARACIÓN DE COSTOS	
7.1.-Generalidades	103
7.2.-Costos	103
7.2.1.-Costos de unidades Generadoras	103
7.2.2.-Costos de Compuertas.	110
7.3.-Comparación de Costos.	113
CAPITULO 8: CONCLUSIONES	115
CAPITULO 9: RECOMENDACIONES	119
BIBLIOGRAFÍA	120
ANEXOS	123

ÍNDICE DE FIGURAS

Figuras	Pág.
Fig.1.1 Desarrollo Hidroeléctrico del Bajo Caroní	4
Fig.1.2 Ubicación de la cuenca del Río Caroní	5
Fig.1.3 Cuatro Centrales en Escalera del Bajo Caroní	5
Fig.1.4 Vistas aéreas del Proyecto Tocoma	6
Fig.1.5 Ubicación geográfica del Proyecto Tocoma	7
Fig.2.1 Número de Revoluciones	11
Fig.2.2 Distribuidor Fink	13
Fig.2.3 Tubo de Aspiración Acodado	18
Fig.2.4 Turbina tipo Hélice	20
Fig.2.5 Turbina tipo Kaplan	21
Fig.2.6 Gobernador	33
Fig.2.7 Sistema de Regulación Electro hidráulica	36
Fig.2.8 Diagrama de Regulación	37
Fig.2.9 Sellos	41
Fig.4.1.1 Curva Característica η_M vs. Q_{11M} vs. GVO de una Turbina tipo Kaplan a 119.16 r.p.m	71
Fig.4.1.2 Curva Característica η_M vs. Q_{11M} vs. GVO de una Turbina tipo Kaplan a 121.71 r.p.m	72
Fig.4.1.3 Curva Característica η_M vs. Q_{11M} vs. GVO de una Turbina tipo Kaplan a 124.08 r.p.m	73
Fig.4.1.4 Curva Característica η_M vs. Q_{11M} vs. GVO de una Turbina tipo Kaplan a 126.04 r.p.m	74

Fig.4.1.5	Curva Característica η_M vs. Q_{11M} vs. GVO de una Turbina tipo Kaplan a 129.27 r.p.m	75
Fig.4.2	Curva Característica η_{II} vs. Q_P de una Turbina tipo Kaplan a la caída nominal	76
Fig.4.3.1	Curvas Características η_M vs. Q_{11M} vs. GVO de la Turbina tipo Semi-Kaplan a 119.16 r.p.m	77
Fig.4.3.2	Curvas Características η_M vs. Q_{11M} vs. GVO de la Turbina tipo Semi-Kaplan a 121.71 r.p.m	78
Fig.4.3.3	Curvas Características η_M vs. Q_{11M} vs. GVO de la Turbina tipo Semi-Kaplan a 124.08 r.p.m	79
Fig.4.3.4	Curvas Características H_{II} vs. P_P de la Turbina tipo Semi-Kaplan a 126.04 r.p.m	80
Fig.4.3.5	Curvas Características η_M vs. Q_{11M} vs. GVO de la Turbina tipo Semi-Kaplan a 129.27 r.p.m	81
Fig.4.4.1	Curvas Características H_{II} vs. P_P a las diferentes caídas para una Turbina tipo Semi-Kaplan de GVO = 92%.	82
Fig.4.4.2	Curvas Características H_{II} vs. P_P a las diferentes caídas para una Turbina tipo Semi-Kaplan de GVO = 93%.	83
Fig.4.4.3	Curvas Características H_{II} vs. P_P a las diferentes caídas para una Turbina tipo Semi-Kaplan de GVO = 94%.	84
Fig.4.5	Curva Característica n_{11M} vs. Q_{11M} de una Turbina tipo Semi-Kaplan de GVO=92%	85
Fig.4.6.1	Curva Característica H_P vs. Q_P de una Turbina tipo Semi-Kaplan de GVO=92%	86
Fig.4.6.2	Curva Característica H_P vs. P_P de una Turbina tipo Semi-Kaplan de GVO=92%	87
Fig.4.7	Comparación de Curvas Características η_P vs. P_P de las Turbina tipo Kaplan, tipo Semi-Kaplan (GVO=92%) y Hélice a la caída nominal	88

Fig. 4.8	Pruebas de Cavitación	69
Fig. 5.1	Corte Transversal de la Casa de Maquinas de Tocomá , con instalación de Turbina Tipo Kaplan	142
Fig.5.2	Corte Transversal de la Casa de Maquinas de Tocomá , con instalación de Turbina Tipo Semi-Kaplan	143
Fig.5.3	Planta de la Casa de Máquinas de Tocomá	144
Fig.7.1	Comparación de Costos de las Turbina tipo Kaplan, tipo Semi-Kaplan (GVO=92%) para el Proyecto Tocomá	110
Fig.7.2	Comparación de Costos General de las turbinas tipo Kaplan, tipo Semi-Kaplan (GVO=92%) para el Proyecto Tocomá	114

INDICE DE TABLAS

TABLA		Pág
Tabla 4.1.1	Características de la Turbina tipo Kaplan a 119.16 r.p.m	122
Tabla 4.1.2	Características de la Turbina tipo Kaplan a 121.71 r.p.m	124
Tabla 4.1.3	Características de la Turbina tipo Kaplan a 124.08 r.p.m.	126
Tabla 4.1.4	Características de la Turbina tipo Kaplan a 126.04 r.p.m	128
Tabla 4.1.5	Características de la Turbina tipo Kaplan a 129.27 r.p.m	130
Tabla 4.2.1	Características de la Turbina tipo Semi-Kaplan a 119.16 r.p.m	132
Tabla 4.2.2	Características de la Turbina tipo Semi-Kaplan a 121.71r.p.m.	133
Tabla 4.2.3	Características de la Turbina tipo Semi-Kaplan a 124.08 r.p.m	134
Tabla 4.2.4	Características de la Turbina tipo Semi-Kaplan a 126.04r.p.m.	135
Tabla 4.2.5	Características de la Turbina tipo Semi-Kaplan a 129.2 r.p.m	136
Tabla 4.3	Valores de Eficiencia para cada GVO.	
Tabla 4.4	Eficiencia Prototipo y Modelo para una Turbina tipo Semi-Kaplan	137
Tabla 4.5	Álabes del rodete de una turbina tipo Semi-Kaplan a las diferentes caídas	139
Tabla 7.1	Costos de Unidades Generadoras	104
Tabla 7.2	Costos Actualizados para turbina Tipo Kaplan	107
Tabla 7.3	Costos Actualizados para turbina tipo Semi-Kaplan	109
Tabla 7.4	Costos Actualizados de Compuerta de Toma	112
Tabla 7.5	Costos Actualizados de Compuerta de Tubo de Aspiración	113

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

γ : Ángulo de Las paletas directrices.

δh_{MAN} : Caída total manométrica a través del caudalímetro.

δh_{CORR} : Corrección aplicada en la lectura del transductor de presión diferencial para compensar el error no lineal del transductor.

ρ_{acal} : Densidad del aire a la calibración del tubo venturi.

ρ_A : Densidad del aire variando la presión en el banco de prueba .

ρ_{w20} : Densidad del agua a 20°C y a presión absoluta de 40×10^5 Pa.

ρ_{WP28} : Densidad del agua a 28°C.

ρ_{WM} : Densidad del agua en el banco de prueba del modelo.

ρ_{Hg} : Densidad del mercurio.

η_M : Eficiencia del modelo de turbina.

η_M^* : Eficiencia del modelo corregida.

η_{Mopt} : Eficiencia modelo pico

η_P : Eficiencia del Prototipo.

$\Delta\eta_{1*}$: Elevación de la eficiencia modelo

$\Delta\eta_{2*}$: Elevación de la eficiencia modelo a prototipo

Φ_m : Latitud del Laboratorio Hidráulico.

Φ_P : Latitud del lugar del prototipo

δ_{ref} : Pérdidas relativas por escala

δh : Presión a través del caudalímetro medido por un transductor de presión diferencial electrónico calibrado .

ν_P : Viscosidad prototipo del agua a 28C

ν_M : Viscosidad cinemática del agua en el banco de prueba (m^2/s)

σ_M : Sigma - Factor Thomas de Cavitación

g_M : Aceleración debido a la gravedad en el modelo.

g_P : Aceleración debido a la gravedad en el prototipo.

GVO : Apertura relativa de las paletas directrices (%).

A_1 : Área en la sección de medida de la caja semiespiral.
 A_2 : Área en la sección de medida del tubo de aspiración.
 Z_M : Altitud de la línea central del rodete modelo (sobre el nivel del mar).
 RCL : Altitud de la línea central del rodete prototipo.
 Z_P : Altitud del lugar (sobre el nivel del mar).
 H_{SM} : Caída de succión.
 H_{SG} : Caída de succión geodésica.
 H_M : Caída neta a través del modelo de turbina definida de acuerdo a la Norma Internacional IEC995.
 H_{Mopt} : Caída modelo a la eficiencia pico.
 H_P : Caída Prototipo.
 Q_M : Caudal modelo de la turbina.
 Q_{11M} : Caudal unitario modelo de turbina.
 Q_p : Caudal del Prototipo.
 C_Q : Coeficiente del caudalímetro en la descarga.
 V_{ref} : Coeficiente de distribución de pérdidas.
 D_M : Diámetro del rodete del modelo.
 D_P : Diámetro del rodete prototipo.
 H_{MAN} : Diferencia en la caída de presión estática entre las secciones medidas a la entrada y la salida del modelo de turbina.
 L : Longitud total del sistema del brazo de torque del dinamómetro
 Re_{ref} : Numero de Reynolds de referencia
 Re_M^* : Numero de Reynolds para la eficiencia modelo
 Re_{Mi}^* : Numero de Reynolds para la eficiencia modelo inicial
 Re_{Mopt} : Numero de Reynolds modelo a la eficiencia pico.
 H_{abs} : Presión absoluta del aire en el banco de prueba
 H_{bM} : Presión Barométrica, leída de un barómetro de mercurio
 H_{VAC} : Presión de vacío en el túnel
 H_{VM} : Presión de vapor del agua en el banco de prueba (m w.c.)
 H_{vp} : Presión de vaporización del agua a 28C

P_P : Potencia del Prototipo

t_{amb} : Temperatura ambiente del aire ($^{\circ}C$)

t_{wM} : temperatura del agua modelo.

t_{wMopt} : temperatura del fluido modelo a la eficiencia pico.

t_{hg} : Temperatura del mercurio.

T_w : Tiempo de inercia del agua

G_{BAL} : Valor del promedio aritmético de todas las lecturas de balance.

n_M : Velocidad del eje del modelo.

n_P : Velocidad del eje del prototipo.

n_{11M} : Velocidad unitaria del modelo.

P_{11M} : Potencia unitaria modelo de turbina .

X_P : Propiedades y Características referidas al prototipo.

X_M : Propiedades y Características referidas al modelo

INTRODUCCIÓN

La disponibilidad de energía eléctrica es uno de los parámetros esenciales para sustentar la planificación del desarrollo económico y social de un país. La expansión del sistema eléctrico venezolano se ha fundamentado sobre la base del aprovechamiento de la energía hidráulica. Por experiencia, se sabe que un desfase entre la demanda y el suministro de electricidad puede generar graves problemas. Actualmente, el 70% de la energía generada en el país es producida por C.V.G. Electrificación del Caroní, C.A. (EDELCA), un 55% es producida por la Central Hidroeléctrica Guri y el resto por las Centrales Hidroeléctricas de Macagua I y II.

Debido al incremento de la tasa de crecimiento interanual de una demanda, que por supuesto no se detiene en el 2001, sino que continuará debido al crecimiento demográfico e industrial. EDELCA actualmente está construyendo la Central Hidroeléctrica Caruachi y se propone a realizar el Proyecto Tocoma, las cuales serán fuentes seguras de energía eléctrica, económica y no contaminante.

Para la elaboración de este Proyecto hay que tomar en consideración una serie de factores económicos importantes, entre los cuales se destaca la selección de las unidades generadoras; por lo cual se requiere un estudio técnico de los diferentes tipos de turbinas utilizables para las características hidráulicas correspondientes (caídas, caudales), tomando en cuenta también el costo asociado para la realización de este proyecto.

Por estas razones y con el fin de estudiar, optimizar y sugerir soluciones más económicas para el Proyecto Tocoma, se realiza una comparación técnica y económica entre las turbinas tipo Kaplan y tipo Semi-Kaplan, que puede brindar servicio confiable y a la vez reducir el costo del Proyecto.

1.1. – RESEÑA HISTÓRICA

En 1949, la firma consultora norteamericana BURNS & ROE INC, contratada por la Corporación Venezolana del Fomento para realizar el Plan Nacional de Electrificación, presentó un informe donde recomendaba el desarrollo hidroeléctrico del Río Caroní, especialmente en el tramo correspondiente a los saltos inferiores. Para llevar a cabo éste proyecto se conformó la Comisión de Estudios para la Electrificación del Caroní, dependiente del Ministerio de Fomento.

A principios de 1955, se definió el primer anteproyecto de construcción de la Central Hidroeléctrica Macagua I en el salto del mismo nombre, a filo agua. Esta obra comenzó a construirse en 1956 y fue concluida en 1961, la cual consta de seis (6) unidades tipo Francis, con una capacidad instalada de 420MW. En 1960, el equipo de profesionales que adelantaba los proyectos sobre los proyecto del Río Caroní, pasó a formar parte de la Corporación Venezolana de Guayana y en 1963 se constituyó formalmente la empresa C.V.G Electrificación de Caroní, C.A. (EDELCA). En ese mismo año EDELCA da inicio a los trabajos de construcción de la Central Hidroeléctrica de Guri, la primera etapa fue inaugurada en Noviembre de 1978, con una capacidad instalada de 2071.3 MW, la etapa final de esta obra consistió fundamentalmente en una ampliación y elevación de la presa y en la incorporación de diez (10) unidades generadoras tipo Francis, que elevaron la capacidad instalada del conjunto hidroeléctrico a 10305 MW, en el año de 1986. Posteriormente EDELCA inició los trabajos de construcción del proyecto Macagua II, el cual incorpora dos casas de máquinas y un aliviadero a la Central Hidroeléctrica de Macagua, con lo cual se elevó su capacidad instalada hasta 3188.4 MW. Esta obra fue concluida en 1997.

Actualmente, EDELCA ejecuta el Proyecto Caruachi, el cual constará con una capacidad instalada de 2256 MW para la fecha de culminación planificada

para el año 2005. TOCOMA será el próximo proyecto en el programa de desarrollo del Río Caroní y contará con una capacidad instalada de 2256 MW. El aumento del consumo de energía eléctrica en el país exige esfuerzos sostenidos de inversión para ser atendido de manera satisfactoria. De allí el papel fundamental que en los próximos años continuaran desempeñando los proyectos hidroeléctricos, como fuente segura de energía económica y no contaminante.

1.2. - DESARROLLO HIDROELÉCTRICO DEL BAJO CARONÍ

El desarrollo del Bajo Caroní consiste en el aprovechamiento del potencial hidroeléctrico del río, a partir del embalse de Guri, hasta la confluencia del Río Orinoco en Puerto Ordaz Y San Félix (Fig.1.1).

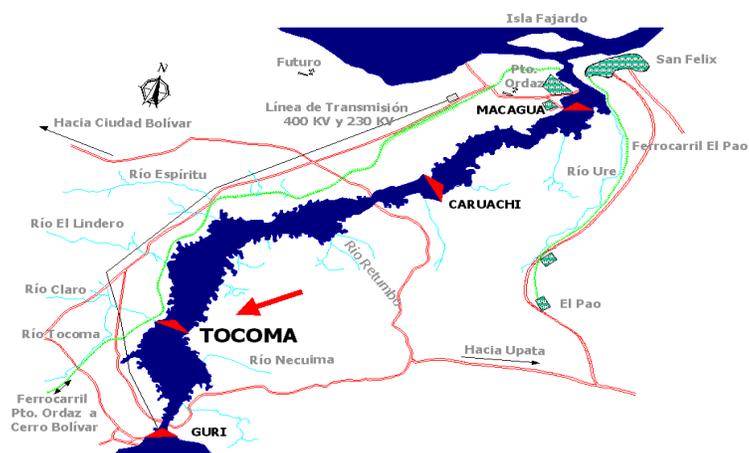


Fig. 1.1

La cuenca del Río Caroní está situada en el estado Bolívar, al Sureste de Venezuela, aproximadamente entre 3° 40' y 8° 40'' de latitud Norte y entre 60° 50' y 64° 10' de longitud Oeste (Fig.1.2). Esta cuenca hidrográfica cubre aproximadamente 95.000 Km² (10.5 % del territorio venezolano) de los cuales 47.000Km² corresponden al alto Caroní, desde su nacimiento en la frontera con Brasil hasta el Río Paragua; 33.000 Km. ² forman la cuenca del Río Paragua y

los 15000 Km² restantes corresponden al Bajo Caroní, desde su unión hasta su desembocadura en el Río Orinoco. La cuenca del Río Caroní posee el mayor potencial hidroeléctrico de Venezuela y uno de los mayores del mundo. Se estima este potencial en 26.000 MWA en toda la cuenca, de los cuales, aproximadamente 17.000 MWA correspondientes al Bajo Caroní.

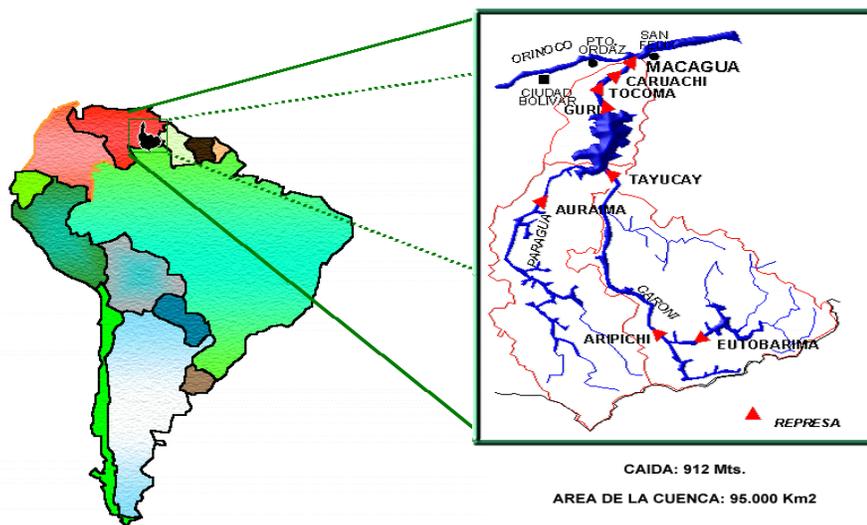


Fig.1.2

El caudal promedio del Río es de 4824 m³/s, habiéndose registrado una creciente máxima de 7.576 m³/s y un gasto mínimo de 188 m³/s, el desarrollo hidroeléctrico del bajo Caroní está constituido por una serie de cuatro centrales en escalera (Fig.1.3). Sus cualidades como áreas de interés para proyectos quedan ilustradas en el siguiente esquema de ubicación relativa en los sitios, con la distancia a lo largo del río y las elevaciones correspondientes.

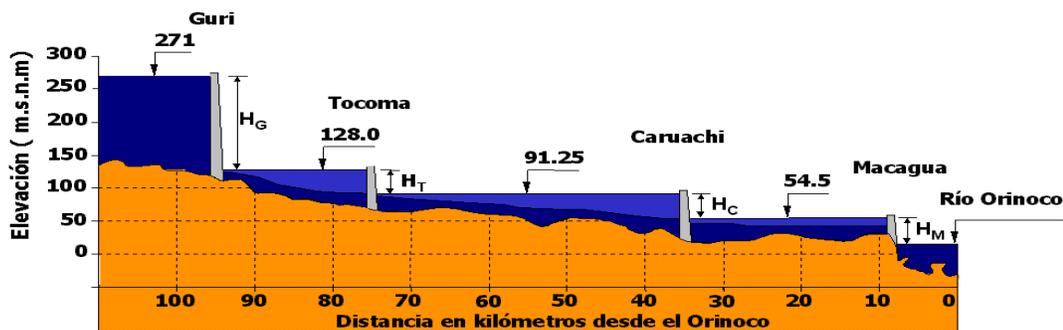


Fig. 1.3

Dentro de los proyectos a desarrollarse, por EDELCA, en los próximos años se encuentra el proyecto Tocoma, el cual estará ubicado a unos 18km aguas abajo de la Central Hidroeléctrica del Guri, entre Río Claro y la Serranía de Terecay. Este proyecto es el último desarrollo hidroeléctrico del aprovechamiento del bajo Caroní, conformado por Guri, (10305 MW, en operación), Macagua (3188.4 MW en operación) y Caruachi (2256 MW en construcción). Las características energéticas del Proyecto Tocoma están predeterminadas por la descarga regulada de la Central Hidroeléctrica de Guri. El proyecto actual consta de doce (12) unidades generadoras, las cuales tendrán una potencia eléctrica de 176 MW cada una para un total de 2112 MWA. A continuación se presentan cuatro vistas aéreas del sitio donde estará ubicado el Proyecto Tocoma (Fig. 1.4)



Fig. 1.4

En el sitio de Tocoma, el Río Caroní se amplía a unos 2.000 m, y fluye sobre gnises (roca pizarrosa que tiene la misma composición que el granito) graníticos características del Complejo Imataca del Precámbrico Inferior del Escudo de Guyana. Sus masas rocosas están cortadas por un sistema de fallas que divide área en grandes bloques con dimensiones variables entre 500 y 1000 m, su estructura geológica principal es la Falla del Pao, ubicada entre el Cañon de Necuima y la prolongación del Río Claro hacia la cordillera de Terecay. La extensión de esta falla es aproximadamente 2000 Km., con un ancho de unos siete Km. aguas arriba del sitio.

1.3. - OBRAS DEL PROYECTO TOCOMA

Las obras para controlar el embalse incluirán la construcción de un aliviadero con compuertas radiales y las presas de cierre correspondiente. La casa de máquinas y su nave de montaje serán de tipo integrado con la estructura en la toma. La ubicación y alineación de las estructuras civiles obedecerán a la optimización de las condiciones geológicas, topográficas, hidráulicas y energéticas del Proyecto. Una vez que se hayan ejecutado todas las obras, se constituirá el embalse, cuya cota normal será de aproximadamente 128,00 m.s.n.m., inundando un área de 85 km². A continuación se ilustra la ubicación geográfica del Proyecto Tocoma, localizado aguas abajo de la Central Hidroeléctrica Guri (Fig. 1.5).

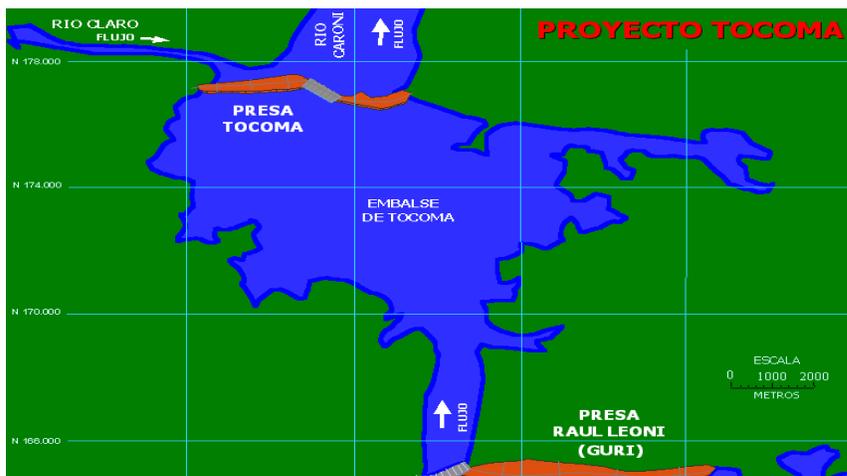


Fig.1.5

Las diferentes fases de desvío del río, así como la geometría de las estructuras hidráulicas temporales y permanentes, han sido ensayadas en modelos hidráulicos a gran escala construidos en el Laboratorio de Hidráulica de EDELCA, ubicado en Macagua. El área del Laboratorio disponible para la construcción de modelos cubre un 20.000 m². En el modelo Físico de Tocomá a Esc 1:80 se está llevando a cabo estudios para optimizar el esquema adoptado para el proyecto.

2.1. - GENERALIDADES

Las turbinas hidráulicas son máquinas que convierten la energía potencial y/o cinética de una masa de agua (río o reservorio) en energía mecánica rotacional. Las turbinas hidráulicas se pueden clasificar en turbinas: **de impulso o de reacción**. En las turbinas de impulso, el distribuidor (llamado inyector en estas turbinas) transforma la energía de presión del fluido en energía cinética del chorro. A la entrada y salida del rodete reina la presión atmosférica y carece de tubo de aspiración. En las turbinas de reacción, el distribuidor (el distribuidor Fink) transforma solo la parte de la energía de presión del fluido en energía cinética, el agua entra en el rodete a una presión superior a la atmosférica y a la salida del rodete gracias al tubo de aspiración, que no existe en la turbina de impulso, la presión es inferior a la presión atmosférica, alcanzando el agua la presión atmosférica a la salida de la turbina. Estas dos clasificaciones de turbinas tienen varias subclasificaciones para diferentes aplicaciones. Las turbinas de reacción para caídas pequeñas incluyen las turbinas tipo: Hélice, Kaplan, Semi-Kaplan, Deriaz y Francis, y las turbinas de impulso para grandes caídas incluyen las turbinas tipo: Pelton, Turgo y Banki.

Según la dirección del agua en el rodete las turbinas de reacción se clasifican en **turbinas radiales**, en las que el agua fluye centrípetamente en dirección radial hacia el eje de la máquina; **turbinas semiaxiales**, diagonales o de flujo mixto, en las cuales el agua fluye también centrípetamente pero desplazándose simultáneamente en dirección axial; y **turbinas axiales**, en las cuales las partículas de agua se mueven axialmente en cilindros concéntricos al eje de la máquina, sin desplazamiento radial. Para establecer una clasificación general de las turbinas hidráulicas es necesario conocer el número específico de revoluciones, el cual define aproximadamente el rango de caída de aplicación para cada tipo de turbina. (Ver figura 2.1).

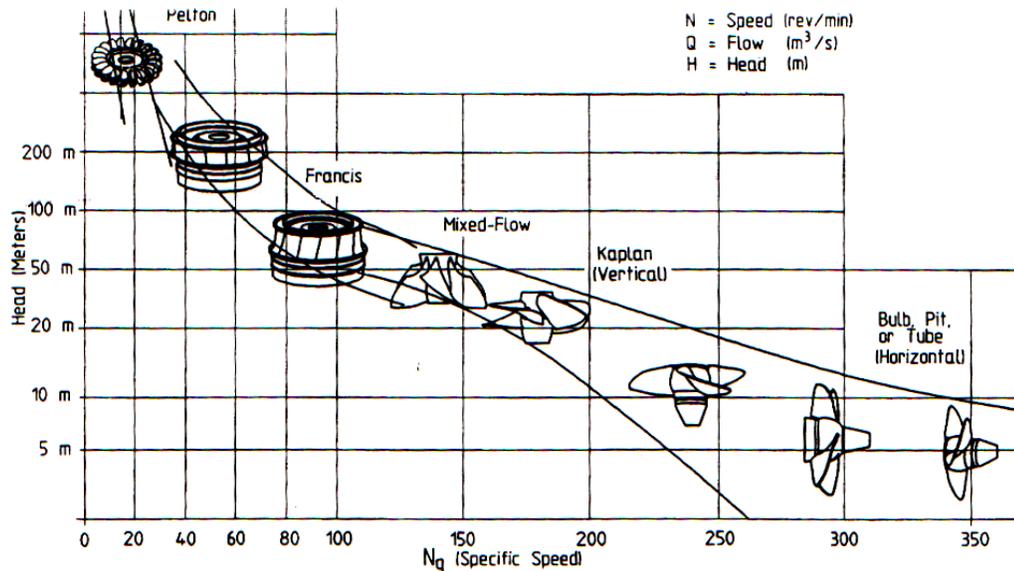


Fig.2.1

2.2. - COMPONENTES PRINCIPALES DE LA TURBINA DE REACCIÓN

Debido a que la turbina es el elemento fundamental de todo aprovechamiento hidroeléctrico, y es la que transforma la energía del agua en energía mecánica, el rotor de la turbina con sus álabes es el elemento básico, pues en él se logra la transferencia energética. Completan la máquina otros elementos auxiliares que contribuyen a la cesión de la energía del agua para que pueda realizarse un buen aprovechamiento. En las turbinas de reacción se dispone de un conducto alimentador en forma de caracol circundando la máquina, el cual recibe el agua de la tubería de llegada y la sirve al rodete móvil por medio del distribuidor; este último regula el gasto de acuerdo a la potencia exigida a la turbina y además le impone al líquido el giro necesario para su acción sobre los álabes. En la descarga del agua de la máquina se instala otro conducto en forma de bocina, llamado tubo de aspiración, que permite una ganancia en el gradiente de presión y mejorar el rendimiento de la máquina.

Los componentes principales de una turbina de reacción son:

- Caja espiral.
- Distribuidor.
- Predistribuidor.
- Cámara de rodete.
- Rodete de la turbina.
- Tubo de Aspiración.

CAJA ESPIRAL

Es un ducto alimentador generalmente circular y de diámetro decreciente, que circunda el rotor, procurando el fluido necesario para la operación de la turbina. La misión de la caja, es distribuir por toda la periferia del rodete a través de un elemento fijo denominado **predistribuidor**, el rendimiento de este último, es de importancia decisiva para el rendimiento total de la turbina y depende de gran manera de la magnitud y dirección del fluido proveniente de la caja espiral. Por razones de equilibrio, es conveniente que la energía del agua que alcanza el contorno del distribuidor sea la misma en todos los puntos del contorno; y como el gasto va disminuyendo a lo largo del caracol, la sección debe ir reduciéndose progresivamente.

DISTRIBUIDOR :

El distribuidor Fink de álabes giratorios es elemento normal en todas las turbinas hidráulicas de reacción; esta constituido por un sistema de álabes pivotantes que circunda el rotor, dispuestos en forma de persiana que puede abrirse o cerrarse según las necesidades de la turbina, con el auxilio de un servomotor regido por el gobernador del grupo turbina-generador, que regula la velocidad de giro. El distribuidor tiene las siguientes funciones:

1. - Regula el gasto según las exigencias de la potencia.
2. -Crear el campo de velocidades más posible en toda la periferia de entrada del rodete, en cuanto al módulo del vector velocidad y al ángulo α_1 , de manera

que la circulación de entrada tenga un valor adecuado, y se consiga además una entrada sin choque.

3. -Cerrar la turbina en la parada y en caso de anulación de la carga, para evitar el embalamiento.

El distribuidor Fink consta de los siguientes elementos (algunos de los cuales puede variar, según los tipos) que puede verse en la Fig.2.2:

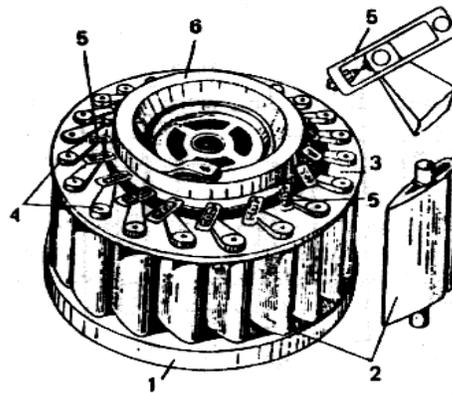


Fig. 2.2

1. - Anillo inferior donde van montados los álabes.
2. -Álabes directrices y giratorios de perfil aerodinámico montados entre el anillo superior y el inferior.
3. - Anillo superior.
4. - Manivelas solidarios a los álabes.
5. - Bielas regulables fijas por un extremo a la manivela y por el otro al anillo de regulación.
6. - Anillo de regulación, que al girar provoca el giro simultaneo de todos los álabes directrices en un mismo ángulo.

En las turbinas Kaplan, sin embargo se simplifica y abarata la construcción omitiendo el distribuidor; entonces existen dos posibilidades:

- a) Regular el caudal y la potencia con el giro de los álabes del rodete, exclusivamente, en cuyo caso se hace entrar generalmente la corriente en el

rodete sin circulación, la cual sale del rodete con una circulación negativa ($\alpha_2 > 90$);

- b) Renunciar a la regulación de caudal instalando un distribuidor fijo, que permite una alimentación favorable del rodete a carga fija; en este caso se instala una turbina tipo Hélice la cual es mucho más barata que turbina tipo Kaplan.

Según la disposición de los ejes de giro de los álabes directrices, el distribuidor puede ser:

a) **Cilíndrico:** (Fig. 2.2) Si los ejes de giro se encuentran en la superficie de un cilindro cuyo eje coincide con el eje de la máquina, y el flujo en el distribuidor carece de componente axial.

b) **Axial:** si el eje de giro se encuentra en un plano transversal al eje de la máquina, y el flujo en el distribuidor carece de componente radial (se aplica a aquellas centrales en las que el flujo es axial no solo en el rodete, sino en la entrada de la turbina, como en el caso de las turbinas de bulbo).

c) **Cónico:** si el eje de giro se encuentran en una superficie cónica.

PREDISTRIBUIDOR

El predistribuidor, a veces denominado anillo de paletas fijas, tiene por misión transmitir a los cimientos de la central las cargas debida a los elementos fijos (peso del hormigón de la cámara espiral, etc.) y móviles y al empuje axial sobre el rodete. El predistribuidor si contribuye (aunque no es su función principal) a la mejora del flujo como la cámara de espiral y el distribuidor, pero esta no es su misión, sino servir de soporte a la turbina.

CAMARA DE RODETE

Se llama así a la cámara fija que forma la carcasa en la turbina donde se aloja el rodete. La cámara del rodete es una parte fundamental de la turbina Kaplan, de cuya esmerada construcción depende de gran manera de la construcción de la misma. La práctica moderna más frecuente consiste en dar

a la cámara forma esférica, o también, construir la parte principal del plano de los ejes de giro de los álabes cilíndricos y parte inferior esférica. Con la cámara esférica se reduce al mínimo las pérdidas intersticiales internas para cualquier ángulo de paletas, porque el juego entre el rodete y la cámara se mantiene constante. La cámara del rodete debe ser desmontable para tener acceso a los álabes, e incluso desmontarlos sin tener que desmontar el alternador. La cámara cilíndrica se sigue utilizando para pequeñas alturas muy pequeñas, por ser fácilmente mecanizable. La cámara del rodete se une por la parte superior con el anillo inferior del distribuidor y por la parte inferior con el cono del tubo de aspiración.

Las cámaras en la turbinas Kaplan de gran potencia se construyen en elementos separados, fácilmente transportables, que luego se une entre sí con bulones, que han de ser diseñados y montados teniendo en cuenta las vibraciones debidas a las oscilaciones de presión, cuya amplitud es un tanto mayor cuando mayor es la altura del salto.

RODETE DE LA TURBINA:

El rodete de las turbinas es de forma de hélice, esta constituido por un robusto cubo, cuyo diámetro es del orden del 40 % a 50 % del diámetro total al extremo de los álabes, en el cual va empotrados los álabes encargados de efectuar la transferencia de energía del agua al eje de la unidad. La robustez del cubo se justifica no solo por razones de resistencia sino también porque debe alojar en su interior el mecanismo de reglaje del paso de los álabes al rotor.

En turbinas tipo Kaplan la robustez del cubo es mayor que en las tipo Hélice ya que debe alojar el mecanismo de regulación del paso de los álabes del rodete al mismo tiempo soportar el tremendo par que produce la acción del agua sobre los álabes.

Los álabes son de grandes dimensiones a causa de la gran cantidad de agua con que deben operar para producir potentes pares al eje de la unidad. Los álabes requeridos para toda turbina tipo Hélice tienen muy poco espesor con relación a su gran tamaño, evitándose en todo momento formas redondeadas que produzcan aceleraciones locales que propicien la cavitación.

Los álabes del rodete tienen un perfil aerodinámico y desarrollo helicoidal. El perfil de la ala permite obtener una acción útil del agua sobre el álabe en el movimiento que aquella tiene respecto a éste. La forma helicoidal o alabeada se justifica en virtud de que la velocidad relativa del flujo varíe en dirección y magnitud con la distancia al eje de giro, debido a que la velocidad de periférica se modifica en magnitud y dirección.

Se puede corregir la incidencia modificando el paso de los álabes, labor que realiza precisamente la turbina tipo Kaplan, por medio de un servomotor ajustado con el distribuidor y con el gobernador, con lo cual se logra mantener prácticamente el mismo valor de rendimiento para diferentes condiciones de trabajo.

TUBO DE ASPIRACION

El tubo de aspiración es aquel que sirve para la descarga del agua de una turbina de reacción hasta el socaz, y satisface las siguientes funciones importantes:

- 1.- Conducir la corriente adecuadamente después de haber cedido su energía en el rodete al canal de salida.
2. - Recuperar la energía estática de aspiración H_s , denominada altura de sumergencia. Se calcula fácilmente aplicando el teorema de Bernoulli entre el origen y la salida, y entre la salida y el nivel de aguas abajo.

Comúnmente $H_s > 0$, a fin de que el grupo turbo alternador quede al abrigo de las crecidas. Para recuperar esta altura estática bastaría un tubo de

aspiración cilíndrico, el cual crea succión a la salida del rodete, o produce un efecto aspirador estático, que en condiciones estáticas es igual al del valor de H_s con lo cual el rodete trabaja con un salto de presión más elevado. El tubo de aspiración cilíndrico se emplea a veces por ser más económicos en instalaciones de n_s elevado y poca potencia.

3. - Recuperar la altura dinámica de la corriente a la salida del rodete. Para ello el tubo debe ser troncocónico, o de una forma tal que las secciones de paso transversal a la corriente crezcan en dirección del flujo como, debido al efecto difusor o efecto aspirador dinámico. En las turbina tipo Kaplan el efecto aspirador dinámico predomina sobre el estático.

La energía recuperadora en el difusor es proporcionalmente más elevada cuanto mayor es la velocidad específica de la turbina. El rendimiento del difusor es del orden de 90% y solo puede ser cuantificado por experimentación. Esta influenciado por la forma y estas puede ser:

1. - Tubo de aspiración troncocónico: es el mejor desde el punto de vista de rendimiento, porque representa la forma hidráulica más favorable para la deceleración del flujo. La calidad hidrodinámica del tubo de aspiración puede mejorarse aun más dándole a la salida la forma de embudo. Cuanto mayor sea n_s de la turbina más importante es el efecto difusor en comparación con el efecto estático, y es necesario mayor alargamiento del tubo.

2. -Tubo de aspiración acodado: en las centrales de gran potencia el tubo de aspiración troncocónico exige un volumen de excavación excesivo; el tubo de aspiración acodado permite reducir a un mínimo el volumen y el coste de la excavación pero tiene menor rendimiento y su forma y dimensiones han de estar cuidadosamente estudiadas experimentalmente para reducir las pérdidas Fig. 2.3. Consta de tres partes:

1. - La parte troncocónica
2. -El codo
3. -El difusor.

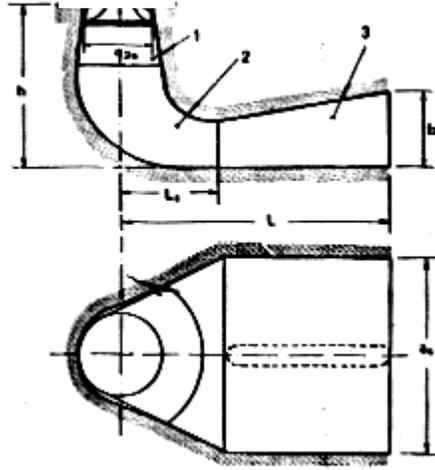


Fig. 2.3

En la turbina Kaplan el tubo aspiración es casi siempre acodado, normalmente 90 grados, para ganar potencia, la sección circular en el origen, en la parte que se conecta con la turbina, cambia a la forma elíptica en el codo y termina en la descarga con sección rectangular. En la sección elíptica y rectangular el eje mayor es el horizontal las partes acodadas lleva generalmente paletas directoras que favorecen el escurrimiento. A la salida del difusor la energía cinética residual debe ser mínima; habitualmente entre 0.5 a 1 % de carga neta.

GOBERNADOR O REGULADOR DE VELOCIDAD:

La turbina hidráulica se acopla rígidamente a un alternador el cual se mueve para generar energía eléctrica, éste debe girar siempre a una velocidad fija, condicionada por la frecuencia y el número de polos. Sin embargo, la potencia absorbida por el generador varía según las exigencias de la curva de demanda de energía eléctrica del sistema a que esta conectado. La turbina que

lo mueve, tiene que poder modificar su potencia en cada momento, de acuerdo con las necesidades del generador.

En un instante dado, la variación de la carga H se hace muy difícil, ya que dependiendo de la superficie libre en el nivel aguas arriba del embalse que alimenta a la turbina es constante en un momento, debido a esto es preciso recurrir a la modificación de Q , para poder variar la potencia; si por ejemplo, la demanda de energía se reduce, el generador debe disminuir la producción o lo que es lo mismo, exigir menor potencia de la turbina. Dado este caso que se conservara la misma potencia en la turbina, esta tendería a incrementar su velocidad al encontrar menor resistencia en el generador, es entonces, cuando entra en servicio el **gobernador o regulador de la velocidad del generador**. El regulador de velocidad se comunica con el servomotor que mueve al distribuidor de la turbina actuando de forma que reduce el ángulo α_1 a un nuevo valor con lo cual se modifica la velocidad absoluta V_1 en dirección (aunque no en magnitud, pues esta depende de H que permanece constante), dando lugar a una reducción de la componente radial V_{r1} y por tanto a una reducción del gasto y por ende de la potencia de la turbina.

2.3. - DESCRIPCIÓN DE TURBINA HELICE Y KAPLAN.

La **turbina tipo Hélice** es una turbina hidráulica de reacción y de flujo axial, la cual consta de una cámara fija en cuyo interior gira el rodete, el cual a su vez consta del cubo, de los álabes y del cono inferior. La turbina hélice tiene álabes fijas y la regulación se efectúa por medio de un distribuidor.

Las diferentes partes que constituyen una turbina hélice son: en la parte superior el alternador de eje vertical, directamente acoplado a la turbina y, por lo tanto de gran velocidad; en la parte central las paletas del distribuidor y finalmente en la parte inferior esta constituido por los álabes (Fig. 2.4); a los

lados se encuentra la cámara espiral de entrada de agua y en la parte inferior el tubo de aspiración. Una característica negativa de la turbina hélice es el bajo rendimiento de la misma a las cargas distintas de la nominal, para la cual la turbina ha sido diseñada.

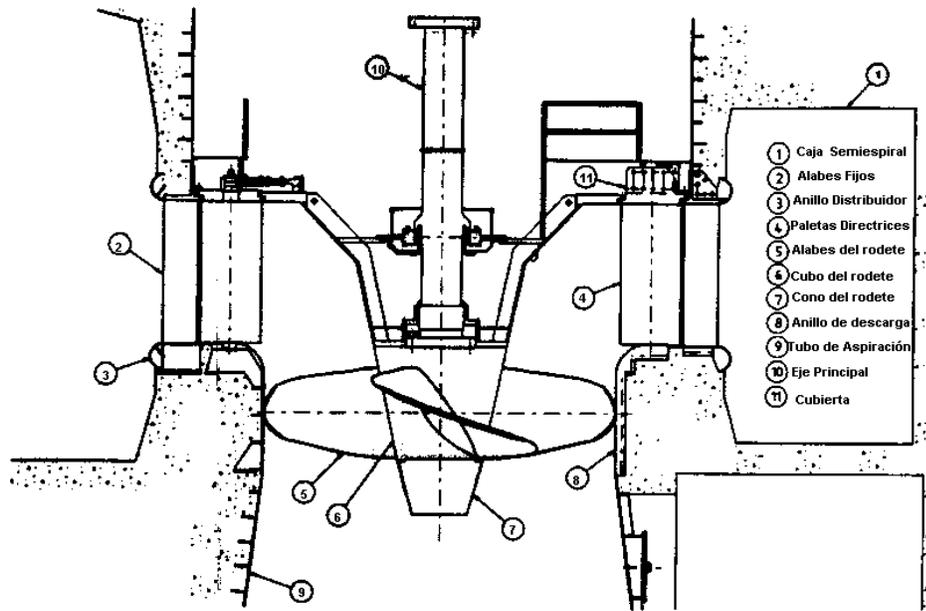


Fig. 2.4

En 1916, al ingeniero Víctor Kaplan, ensayo un modelo de turbinas hélice, y llegó a la conclusión de que el rendimiento bajo, que caracteriza a estas turbinas a cargas parciales, o sea curva de rendimiento de tipo de “curva de gancho “ , podría mejorarse construyendo una turbina con álabes orientables en conformidad con el caudal, por lo que se definió entonces a una **turbina tipo Kaplan** (Fig. 2.5) como una turbina de hélice con álabes ajustables, de forma que la incidencia del agua en el borde de ataque del álabe pueda producirse en las condiciones de máxima acción, cualesquiera los requisitos de caudal o de carga, además de mantener buen rendimiento en la regulación del gasto o con oscilaciones de la carga por variación de la cota del nivel del embalse, también permite aumentar el caudal por unidad, para una determinada carga y por tanto la potencia, con lo cual se puede reducir el número de unidades en cierto

aprovechamiento hidráulico y en consecuencia disminuir los costos de la instalación.

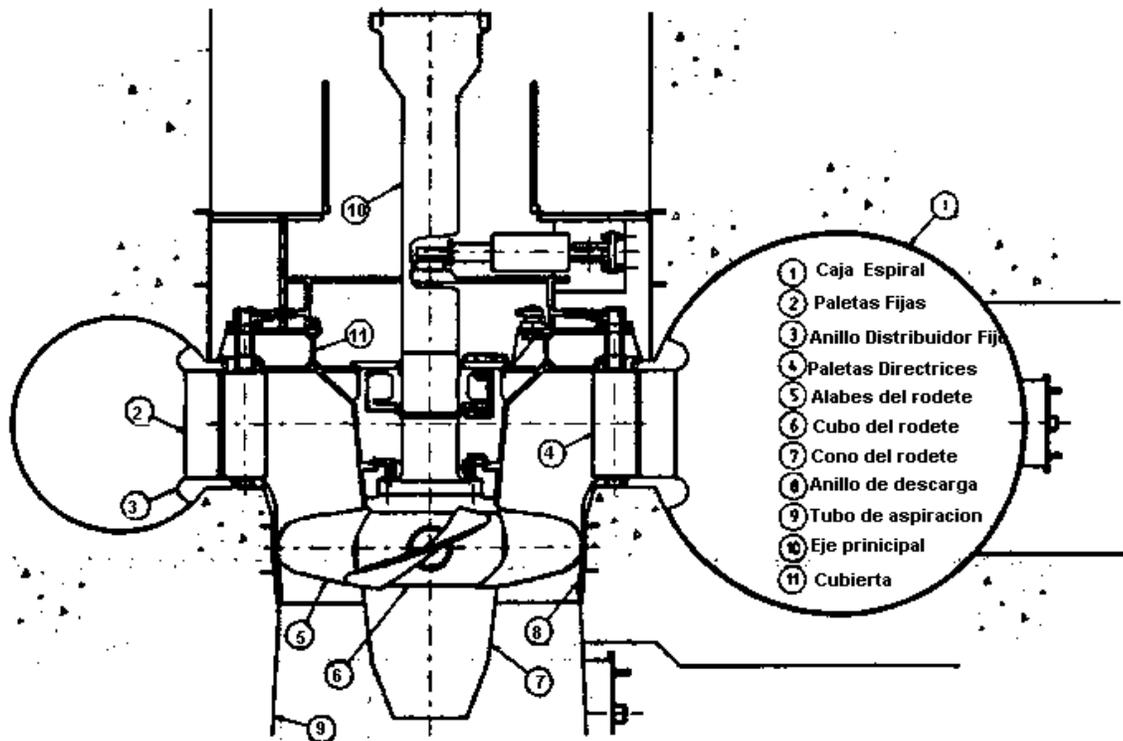


Fig. 2.5

2.4. - CAMPO DE APLICACION DE LAS TURBINAS TIPO KAPLAN.

Las turbinas Kaplan han desplazado casi por completo a las turbinas tipo Hélice, aunque su precio es mas elevado a causa del mecanismo de orientación de los álabes y de la doble regulación, la cual exige dos juegos de servomotores, dos válvulas de distribución de aceite y el combinado, su curva de rendimiento es una curva plana y su rendimiento a carga intermedia es superior al de la turbina hélice. El desarrollo de la turbina tipo Kaplan ha sido espectacular, dominando en la actualidad en saltos de pequeña altura, e instalándose en saltos relativamente elevados hasta 50 m en toda clase de potencia y, hasta más de 75m (250 feet) en potencias más 200 MW (270.000 HP).

En las turbinas Kaplan más modernas se ha llegado incluso a prescindir completamente del distribuidor previo, realizándose la única regulación por accionamiento de los álabes de la turbina, de esta manera se ha hecho la introducción de un nuevo tipo de turbina denominada **turbina Semi-Kaplan**

2.5. - DESCRIPCION DE UNA TURBINA TIPO SEMI-KAPLAN.

La turbina tipo Semi-Kaplan esta definida como una turbina de reacción de flujo axial, con regulación simple, ya que el distribuidor es fijo, es decir, paletas fijas en lugar de paletas directrices, álabes del rodete ajustables y la compuerta principal ubicada en el tubo de aspiración, utilizada para arrancar, sincronizar y parar la máquina.

2.6. - LEYES DE SEMEJANZA

De acuerdo con las leyes básicas que rigen la experimentación de modelos de las turbomáquinas hidráulicas, se deducen las leyes de semejanza y los coeficientes característicos, para la predicción del comportamiento de una máquina tamaño natural (prototipo) a partir de los ensayos realizados con un modelo que exige en general tres condiciones:

- 1^a. - Semejanza Geométrica
- 2^a. - Semejanza Cinemática
- 3^a. - Semejanza Dinámica

La *semejanza geométrica* en una turbomáquina hidráulica exige que toda la parte de la máquina ocupada por el flujo se realice a escala en modelo: cámara espiral, estator, distribuidor (incluso la forma geométrica de los álabes y grado de apertura) rodete, cámara de rodete y tubo de aspiración.

La *semejanza cinemática* se reduce en las turbomáquinas motoras a que en todos los puntos, y en particular en la entrada y salida del rodete los triángulos de velocidad sean semejantes, es decir, que el campo de velocidades esté en la misma relación.

La *semejanza dinámica*, teniendo en cuenta el escaso influjo de las fuerzas debido a la compresibilidad y de la tensión superficial (número de Weber) se verifica aproximadamente, donde no intervienen superficies libres en contacto con la atmósfera, y, por lo tanto, la fuerza de viscosidad es preponderante, haciendo igual el número de Reynolds en modelos y en prototipo, por tanto en los ensayos de turbinas hidráulicas la ley de conservación del número de Reynolds es la más importante. Como los números de Reynolds son grandes ($Re > 10^5$), el influjo de viscosidad es insignificante por lo que respecta a la configuración del flujo (semejanza cinemática), variando solo el rendimiento que es menor en el modelo que en el prototipo.

Según esto, las leyes aproximadas de semejanza y el coeficientes característicos aproximados:

- ignoran la semejanza dinámica y requieren como condición única la semejanza geométrica,
- suponen la igualdad de rendimientos del modelo y prototipo, como esta condición no se cumple en la realidad los resultados obtenidos han de utilizarse con precaución, en lo que se refiere a la predicción del rendimiento del prototipo,
- no infringen la semejanza cinemática entre el modelo y el prototipo: por lo tanto los ensayos con el modelo sirven para buscar las formas geométricas más favorables con las que se obtendrá el óptimo rendimiento,
- no sirven para predecir el rendimiento del prototipo, no obstante, a partir del rendimiento del modelo obtenido experimentalmente se puede calcular el del prototipo con fórmulas empíricas.

La siguiente tabla muestra las leyes de semejanza para turbina hidráulicas:

Q-N-D	$\frac{Q_1}{N_1 \cdot d_1^3} = \frac{Q_2}{N_2 \cdot d_2^3}$
P-N-D	$\frac{P_1}{N_1^3 \cdot d_1^5 \cdot \rho} = \frac{P_2}{N_2^3 \cdot d_2^5 \cdot \rho_2}$
D-N-H	$\frac{d_1 \cdot N_1}{(g_1 \cdot H_1)^{0.5}} = \frac{d_2 \cdot N_2}{(g_2 \cdot H_2)^{0.5}}$
Q-H-D	$\frac{Q_1}{d_1^2 \cdot (g_1 \cdot H_1)^{0.5}} = \frac{Q_2}{d_2^2 \cdot (g_2 \cdot H_2)^{0.5}}$
P-H-D	$\frac{P_1}{(g_1 \cdot H_1)^{1.5} \cdot d_1^2 \cdot \rho_1} = \frac{P_2}{(g_2 \cdot H_2)^{1.5} \cdot d_2^2 \cdot \rho_2}$

Las leyes de semejanza nos permiten reducir los valores obtenidos experimentalmente en el ensayo de un modelo de turbinas hidráulicas, de tamaño cualquiera y ensayada en un salto cualquiera, a los correspondientes a una turbina hidráulica "unitaria" geoméricamente semejante a 1 m de diámetro y funcionando bajo un salto de 1 m. Estos valores se designaran con el subíndice 11 se denominan valores unitarios o reducidos magnitudes reducidas de la turbina hidráulicas, suponiendo la misma densidad y rendimiento iguales:

Numero de revoluciones reducida	$n_{11} = \frac{n \cdot d}{\sqrt{H}}$
Caudal reducido	$Q_{11} = \frac{Q}{d^2 \cdot \sqrt{H}}$
Potencia reducida	$P_{11} = \frac{P}{d^2 \cdot H^{3/2}}$
Par reducido	$M_{11} = \frac{P}{n \cdot d^3 \cdot H}$

De todas estas relaciones las mas usada en turbinas hidráulicas son las siguientes:

Las normas IEC (Internatinal Electrotechnical Code) da la tolerancia para similitud geométrica entre el modelo y el prototipo [11].

2.7. - NÚMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES

Como se mencionó anteriormente, para seleccionar el tipo de turbina hidráulicas es necesario fijar el número específico de revoluciones, por lo tanto este no se considera como una variable. Él número específico de revoluciones se define como el número de revoluciones a que debería girar una turbomáquina hidráulica para suministrar al eje una potencia de 1 CV, en un salto de 1 m, con óptimo rendimiento.

En función de la potencia
$$N_q = \frac{N(Q)^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (\text{Sistema Métrico})$$

Donde :

N_q = velocidad específica

N = velocidad, r.p.m.

Q =caudal, m^3/s

H = caída neta, m

En función del caudal
$$N_s = \frac{N \cdot (P)^{0.5}}{H^{1.25}} \quad (\text{Sistema Ingles})$$

N_s = velocidad específica

P = Potencia (HP)

Todas las turbinas hidráulicas, geométrica, cinemática y dinámicamente semejantes, tiene el mismo número específico de revoluciones, siempre que se considere el mismo fluido en todas ellas y se suponga idéntico rendimiento.

Según sea el n_s , las turbomáquinas hidráulicas se clasifican en lentas, normales y rápidas, elevado, medio o bajo, no según la velocidad real de giro.

Hay otros factores que influyen en la selección de la velocidad específica, como lo son: los factores geométricos, mecánico e hidráulicos. Entre las consecuencias de la precisa selección de la velocidad específica están: la eficiencia, colocación de la unidad, velocidad sincrónica, tamaño, peso de la máquina y costo.

2.7.1. - CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS

a) Diámetro del rodete: caracteriza el tamaño de la turbina hidráulica, suele escogerse como diámetro característico, en turbinas tipo Kaplan el diámetro exterior $d_2 = d_1$.

b) Parámetro de apertura del distribuidor: Este parámetro es z_a/d_1 en las turbinas de reacción, a veces en lugar del parámetro adimensional z_a/d_1 se utiliza el valor a en mm en el modelo, o sea a_m indicando simultáneamente el diámetro de la turbina del modelo ensayado, d_m .

c) Ángulo de giro de los álabes del rodete φ , solo en las turbinas Kaplan y Semi-Kaplan. El ángulo se mide a partir de $\varphi = 0$ para el punto nominal o diseño, cerca o aunque no necesariamente coincidente con el punto de óptima

d) Funcionamiento. $\varphi < 0$ si es menor que el φ nominal y $\varphi > 0$ si es mayor.

2.7.2. - CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS E HIDRÁULICAS

Los principales son:

- a) Altura neta H .
- b) Caudal suministrado Q .
- c) Potencia en el eje útil P_a .
- d) Número de revoluciones n .
- e) Par Mecánico M .
- f) Rendimiento total η_{tot}

La mutua relación entre las variables mecánicas e hidráulicas y las leyes de semejanza, teniendo en cuenta el rendimiento se denominan **curvas características**; las curvas deducidas de esta manera y obtenidas solamente con datos experimentales tienen la ventaja de permitir la predicción aproximada del comportamiento de una turbina hidráulica aún no construida. El diagrama de curvas características se denomina también curvas en conchas, o colinas de rendimiento que utiliza variables unitarias o reducidas a la unidad de diámetro y unidad de salto se denomina **universal**, porque es aplicable entre los límites impuestos por la teoría de la semejanza a todas las series de turbinas hidráulicas geoméricamente semejante o sea del mismo n_s .

El uso de parámetro reducidos, además de la ventaja principal para la validez del diagrama para todas las turbina hidráulicas geoméricamente semejantes, tiene la ventaja de corregir automáticamente las variaciones de H , que son muy difíciles de evitar en el ensayo.

2.8. -RENDIMIENTO DE MODELO A PROTOTIPO

Las características del rendimiento de una turbina prototipo pueden ser pronosticado como consecuencia de las pruebas realizadas a turbinas modelos homólogos en el laboratorio. Las turbinas homologas son turbinas

geométricamente similares que tienen semejante diagrama vectorial de velocidad y perfiles geoméricamente semejantes. A partir de una serie de pruebas análogas, el fabricante desarrolla una línea de turbinas que cubren el rango completo de velocidad específica aumentando las variaciones de diseño. Este aumento es seleccionado para facilitar una coincidencia de rendimiento de tal modo que se aproxime a todas las combinaciones de caída y caudal (o potencia) requeridas por especificaciones del propietario, que pueden ser ajustadas con precisión, o con una mínima desviación a partir de la homologación.

Inicialmente el rango de caída neta y elevaciones relativas del rodete y el nivel aguas abajo, ayuda al fabricante a seleccionar la velocidad específica y el tipo de turbina. Esta selección conduce a la realización de una o varias pruebas al modelo. Dado que la turbina prototipo será diseñada para ser semejante a las pruebas modelo, las leyes de semejanza son aplicables. Usando las ecuaciones de semejanza Q-H-D Y D-N-H, tenemos que:

$$\frac{Q_m}{H_m^{0.5} \cdot D_m^2} = \frac{Q_{11}}{1^{0.5} \cdot 1^2} = \frac{Q_p}{H_p^{0.5} \cdot D_p^2}$$

Por consiguiente la ecuación:

$$D_p = \left[\frac{Q_p}{H_p^{0.5} \cdot Q_{11}} \right]^{0.5}$$

2.8.1.-EFECTOS DE LA ESCALA

Desde muy temprano, en el desarrollo de las turbinas de reacción, se conoce que las fugas y pérdidas por fricción no son directamente proporcionales. Estas pérdidas son relativamente pequeñas en la turbina prototipo que en la turbina modelo, debido a que los radios hidráulicos y el número de Reynolds es mayor en el prototipo que en el modelo. Al mismo

tiempo, cada vez que se crean tamaños del radio más grande, comienzan aparecer que las diferencias en estas pérdidas son cuantificadas.

En turbinas de reacción, el caudal característico puede ser predicho con una exactitud razonable en la caja espiral, entre las paletas fijas y paletas directrices y a través del rodete y cerca del punto de diseño.

$$\frac{Q_M}{H_M^{0.5} \cdot d_M^2} = \frac{Q_{11}}{1^{0.5} \cdot 1^2} = \frac{Q_P}{H_P^{0.5} \cdot D_P^2}$$

$$D_P = \left(\frac{Q_P}{H_P^{0.5} \cdot Q_1} \right)^{0.5}$$

Recientemente las publicaciones de la IEC recomiendan usar para escala de pérdidas el número de Reynolds, para calcular el aumento de eficiencia hidráulica. Las especificaciones del propietario normalmente requieren garantía basada en las pruebas de modelo ya que la eficiencia hidráulica asciende en la turbina prototipo

Los tres métodos principales son:

1. - Calcular la eficiencia prototipo usando el punto de eficiencia óptimo del modelo, multiplicando por la rata de estas dos eficiencias elevando todas las otras eficiencias modelos.

2. -Calcular la eficiencia prototipo como el método 1, pero se usa la diferencia entre el modelo y el prototipo como un sumador para elevar las otras eficiencias modelo.

3.-Calcular cada punto de eficiencia modelo por separado para determinar la eficiencia prototipo equivalente.

Los métodos 1 y 2 son los más comunes. El tercer método tiende a sobre estimar la eficiencia.

2.9. -SISTEMAS DE GOBERNACIÓN (SISTEMAS DE CONTROL)

Es la combinación de dispositivos y mecanismos que detectan las desviaciones de velocidad y la transforman en cambios de posición del servomotor. Esto comprende elementos sensores de velocidad, el actuador de control del gobernador, los sistemas de transmisión de presión hidráulica, y el control del servomotores de la turbina.

× **Elementos de sensor de velocidad:** son los elementos fundamentales para determinar la velocidad y la influencia la acción de otros elementos del sistema de gobernación. Son usados para transmitir la señal; proporcional a la velocidad de la turbina y a el gobernador .

× **Actuador de control del gobernador:** es la combinación de dispositivos y mecanismos que detectan un error de velocidad y desarrollan el control hidráulico correspondiente para la potencia de salida de los servomotores de control de la turbina . Incluye, alabes paletas, deflector , aguja de control.

× **Sistema de transmisión de presión hidráulico:** las bombas son el medio para conducir , presión y bombas de sumidero , válvulas y conexión de tuberías para las partes del sistemas de gobernación y lasos accesorios asociados .

× **Control del Servomotor de la turbina:** Es un elemento que actúa y mueve los mecanismos de control de la turbina como respuesta a la acción del actuador de control del gobernador. El servomotor de la turbina controla:

- × Paletas del servomotor
- × Álabes del servomotor
- × Deflector
- × Aguja

2.9.1.-FUNCIONES PRINCIPALES DEL GOBERNADOR

Frecuencia / Regulación de la carga

El gobernador debe ser capaz de mantener la estabilidad cuando funciona a carga aislada. Normalmente las cargas deben ser diseñadas para una operación estable por encima de la plena carga. De este modo la operación del gobernador mantendrá la frecuencia sin desviaciones del límite. La regulación de la carga en un sistema rígido es el modo de operación más común. Cada unidad tiene una pequeña influencia en la frecuencia del sistema. El gobernador controla la carga que se desea evaluar (referencia). La variación de la carga en función del cambio de frecuencia es dependiente del valor de la velocidad permanente .

Un especial modo de operación es manualmente, donde la apertura de las paletas directrices es controlada manualmente mediante un limitador de carga mecánico–hidráulico.

Secuencia de control. Comienzo /Parada

Durante el período de arranque de la unidad, deberá ser controlada a la velocidad nominal tan rápido como sea posible. El arranque puede hacerse de manera manual o automática. La apertura de las paletas directrices debe ser realizado solo y cuando sea permitido por las condiciones más importantes.

La manera de parar las paletas directrices debería ser cerrar tan rápido como sea posible solo limitado por la magnitud de el aumento de presión en el sistema de túnel / tubería forzada. Debido a razones de seguridad, la señal de parada debe ser dada a diferentes fases del gobernador al mismo tiempo, cerrando el limitador de carga o parando la válvula de emergencia, la cual puede ser activada si el suministro de corriente de voltaje falla. El comando de parada puede ser manejada tanto automática como manualmente.

Desconexión (Carga Rechazada)

La desconexión por medio de la apertura del generador principal por el circuito de freno. La función del gobernador es en este caso es parar la turbina del tal modo que; el aumento de velocidad sea moderado, pero no se debe cerrar tan rápido ya que puede producir un aumento de presión que excede el nivel de garantía.

2.9.2.- APARATOS DE REGULACIÓN

- × Taquímetro
- × Válvulas de distribución
- × Servomotores
- × Bielas Elásticas [15]

2.9.3.-FUNCIONAMIENTO DEL GOBERNADOR

La principal función del gobernador es controlar la velocidad. El gobernador de turbinas hidráulicas tiene varias etapas para amplificar la potencia. En la Fig. 2.6 muestra el principio para un gobernador de una etapa de amplificador hidráulico controlado por un péndulo (transmisión). Con el propósito de explicar su funcionamiento, se comienza en una situación donde el carrete de la bobina es colocado en la mitad de su posición (conexiones al servomotor son bloqueadas) la potencia de la turbina y la carga conectada son balanceada. Si la carga conectada aumenta (energía secundaria), la velocidad aumentara y en consecuencia el mango del péndulo asciende. Esto desbalanceará el carrete de la bobina entrando un caudal de aceite al servomotor. La parte superior del pistón del servomotor es ahora reemplazada con presión de aceite, el pistón desciende y la apertura de los álabes es reducida. Esto causa una reducción de la velocidad y que el carrete de la bobina se mueve en dirección opuesta.

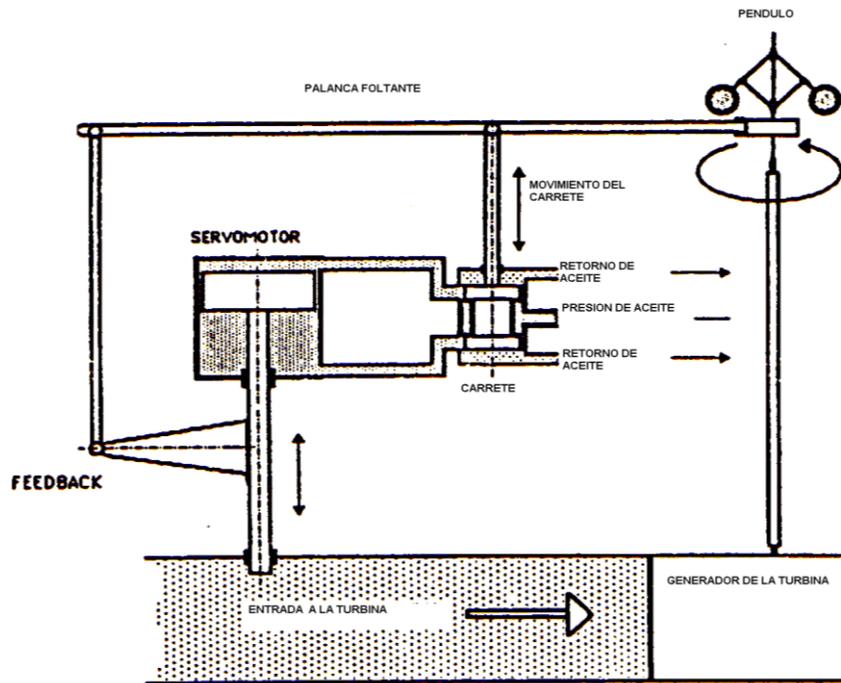


Fig. 2.6

La retroalimentación desde el vástago del pistón hasta la palanca del flotante ordena que el movimiento de cierre en el servomotor sea transformado a movimientos de apertura en el carrete de la bobina. Asegurando un sistema estable

Cada uno de los gobernadores con retroalimentación constante es denominado gobernador proporcional (P-gobernador). Un gobernador de este tipo siempre tendrá una desviación estática desde el set point

Para obtener la velocidad en un sistema de gobernación sin desviación estática, el gobernador de la turbina tendrá que ser un gobernador PI (proporcional + integral) o gobernador PID (proporcional +integral +derivativo).

El túnel / tubería forzada tiene una influencia básica en la respuesta del gobernador de la turbina. Para describir esta influencia, se definen los dos más importantes parámetros:

Tiempo de inercia del agua

Numero de Hammer del agua

T_w expresa el tiempo del agua que tarda para acelerarse en el sistema túnel /tubería forzada desde una velocidad cero a la velocidad de carga nominal cuando la masa del agua está expuesta a una fuerza igual a la presión, desde una caída nominal multiplicada por el área del sistema del túnel/ tubería forzada.

El número de Hammer del agua, indica el tipo de relación entre la energía cinética y la energía potencial (presión) en el sistema túnel /tubería forzada.

2.9.3.1.-Funciones PID

La energía de salida desde el gobernador PID- controlador deberá controlar; las paletas directrices de tal manera que la velocidad /carga rápidamente y con precisión siga las señales del comando (set point). Las funciones PID son:

1. - Proporcional:

La acción proporcional es una función del error (la diferencia entre el set point y el valor medido). El error multiplicado por el incremento proporcional da la parte proporcional de la energía de salida del comando .

En el circuito de control con solo la acción proporcional en error debe siempre existir, aún cuando la potencia de dualidad desde el controlador controla el sistema servo de tal manera que el proceso de salida exactamente es compatible con los requerimientos del proceso por carga, no ocurre error.

2. -Integral

La acción integral es consecuencia de lo que a ocurrido en el pasado y es dada por la suma de todos los errores, positivo o negativo. Causa un

aumento en la potencia de salida cuando el error es positivo, la frecuencia es muy baja.

3.-Derivativo

La acción derivativa es proporcional a la variación del error. La energía de salida puede ser cero cuando el error es constante . El propósito principal de esta acción es mejorar la estabilidad del sistema con alto tiempo de inercia de agua y elevado número de Hammer.

2.9.4.-TIPOS DE REGULACIÓN

2.9.4.1.-Regulación mecánico hidráulico

El **regulador mecánico hidráulico** permite variar el estatisismo y la velocidad para cierto ajuste de la carga según un programa económico, pero la variación manual es a toda vista inadecuada, y la motorizada exige aun servomecanismos que complican el sistema de regulación.

2.9.4.2.-Regulación Electro hidráulica

El **sistema electro hidráulico**, es usado en turbinas de mediana y gran potencia ya que permite introducir fácilmente en la parte eléctrica del regulador, las ordenes provenientes de la red en forma de corrientes o tensiones de intensidad y fase determinada, garantiza un a regulación automática y estable en los regímenes siguientes:

a) regulación individual: en vacío con carga de la red, con conexión a la red, b) regulación en grupo: Con carga aislada o con carga de la red. Además permite las siguientes operaciones automáticas: puesta en marcha, parada en cualquier régimen, transita de regulación individual a regulación en grupo y viceversa y cierre de la turbina en caso de anulación de la carga. Este sistema permite la distribución de la carga según el programa económico optimo, variando

fácilmente a distancia la característica de la regulación, y manteniendo en la red una frecuencia prácticamente constante.

Un esquema básico de cualquier sistema de regulación electro hidráulico, puede verse Fig. 2.7

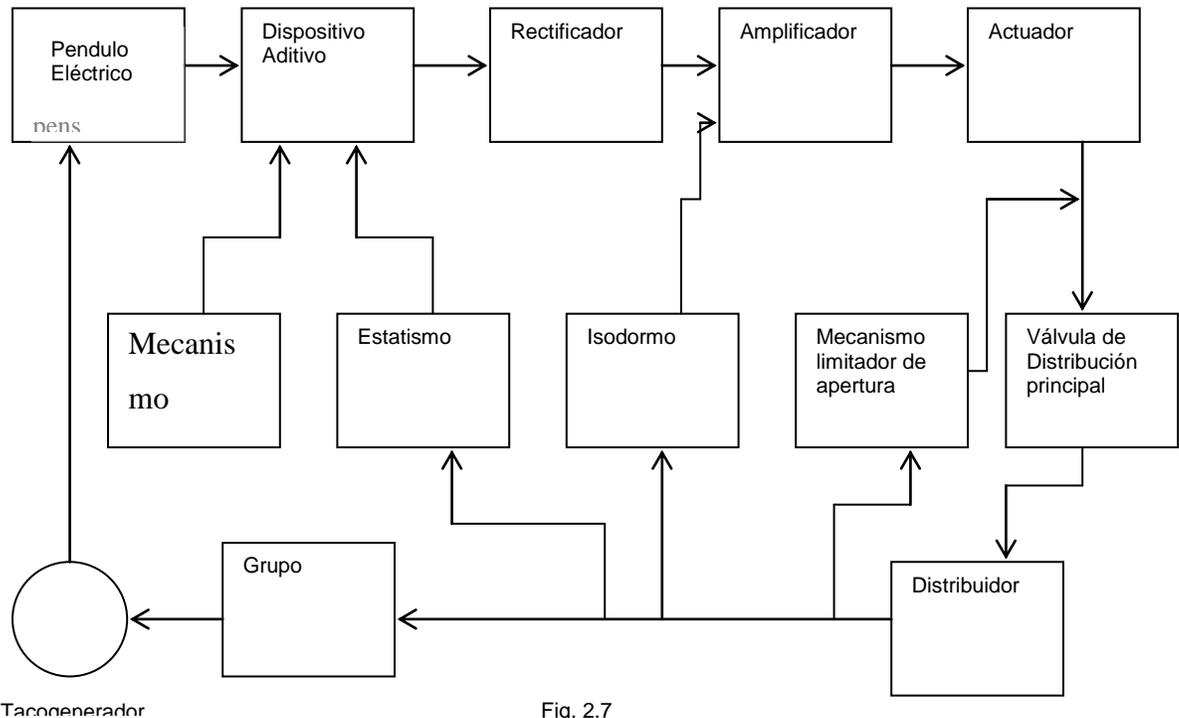


Fig. 2.7

Todo sistema electro hidráulico consta de dos subsistemas uno eléctrico y otro puramente hidráulico y elemento de conexión entre ambos que se denomina actuador. En general la parte eléctrica realiza la función detectora, constituida por todas las funciones relacionadas con la variación de velocidad comenzando por captar el valor “es” para compararlo con el valor “debe”, así como las funciones relacionadas con la retroalimentación isodroma (velocidad constante), con el cambio de velocidad, y de estatismo, es decir, con la variación de la característica y con el reparto de la carga. Por ello constan de instrumentos de gran sensibilidad tales como condensadores, resistencias transistores, que relacionan a la variación más insignificante del parámetro controlados. La parte mecánica realiza la función dinámica y constituye por así

decirle los músculos de la regulación. La interconexión entre ambos sistemas se realiza por medio del actuador. A continuación se observa cada una de las partes cuya interacción mutua puede verse en el diagrama de regulación Fig.2.8

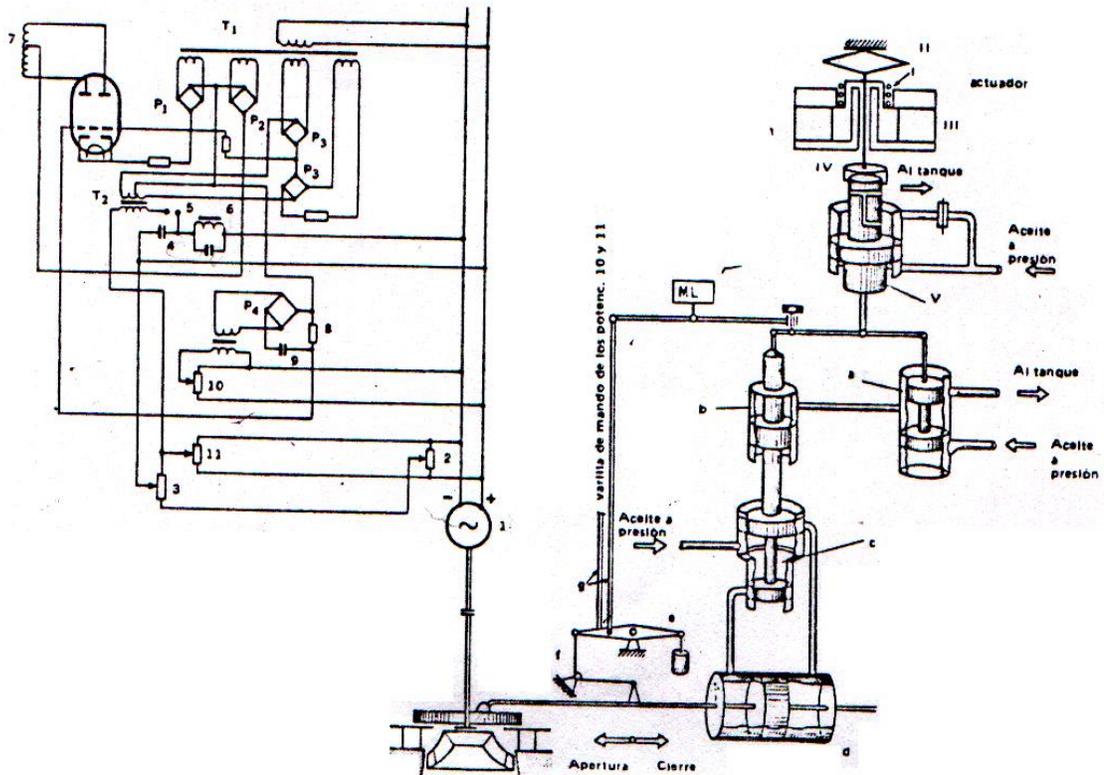


Fig. 2.8

2.10.-COMPUERTAS

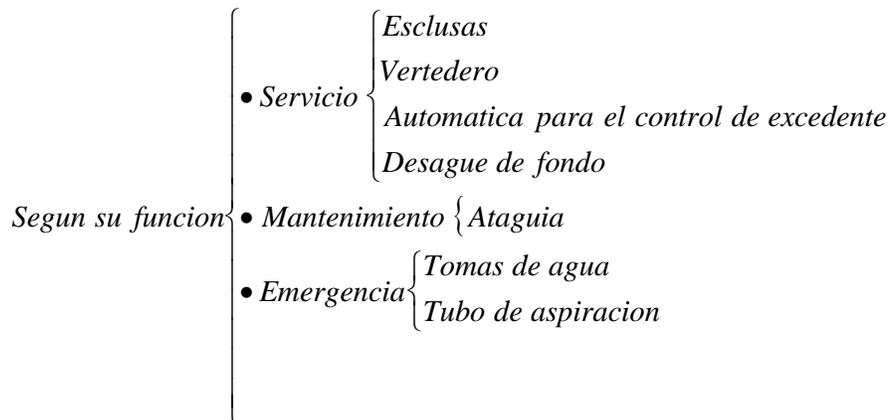
Las compuertas se utilizan para cerrar las conducciones de agua (canales y tuberías), así como para regular el caudal de agua en dichas conducciones. En los aprovechamientos hidroeléctricos, las compuertas se sitúan, en las tomas de agua, en los desagües de fondo, en los canales de derivación. Las compuertas utilizadas en todos los sitios indicados, son de las mismas características constructivas, pero hay que tener en cuenta que las presiones a las que se encuentran sometidas. Una compuerta se compone básicamente de tres elementos:

1. Tablero
2. Mecanismos de maniobra
3. Piezas fijas

En los aprovechamientos hidroeléctricos, es frecuente cerrar los vanos de paso de agua por medio de tableros de forma rectangular que se apoyan, en la parte inferior, sobre un umbral de piedra, madera y hierro, y en las partes laterales, sobre ranuras, generalmente verticales. Estos tableros están contruidos de madera o de estructura de acero laminado y al conjunto se le denomina compuerta deslizante; estas compuertas tienen apoyo continuo en todo su contorno sobre guarnición fija y son las que más garantías ofrecen de impermeabilidad. Resultan más económicas para bajas presiones y tamaños moderados pero requieren mayor esfuerzo para su movimiento que otros tipos de compuerta por lo que no se utilizan para grandes tamaños y presiones ya que el volumen y el coste de los mecanismos de accionamiento resultarían muy grandes.

En las grandes compuertas, se disponen en el tablero móvil, dispositivos de rodadura que permiten disminuir el esfuerzo necesario para el accionamiento de la compuerta.

2.10.1.-CLASIFICACIÓN

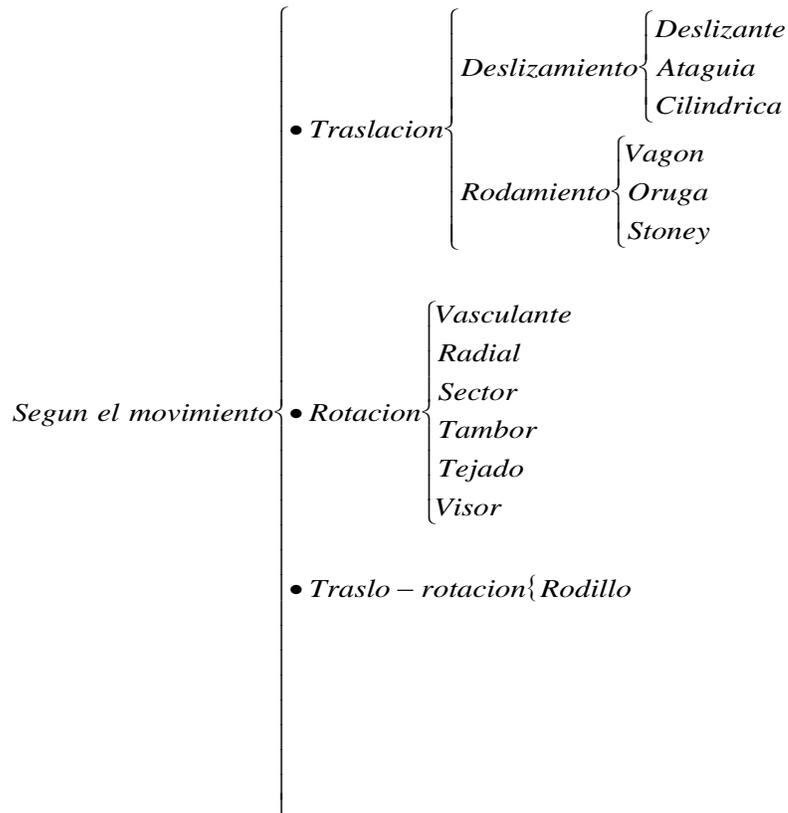


SEGÚN SU FUNCION

Las compuertas de servicio son utilizadas para la regulación permanente del nivel del agua.

Las compuertas de emergencia son utilizadas esporádicamente para la interrupción del flujo de agua en conductos ó canales, generalmente son diseñadas para tener un funcionamiento normal en posición abierta o cerrada. En caso especiales estas compuertas son utilizadas con aberturas parciales, como por ejemplo, las compuertas de tomas de agua.

Las compuertas de mantenimiento son operadas solamente con agua parada y tienen como función principal permitir el vaciamiento del conducto o canal, para tener El debido acceso para realizar el mantenimiento de los equipos principales (turbinas, bombas ó otras compuertas)



SEGÚN EL MOVIMIENTO

Las compuertas de translación pueden ser de deslizamiento o de rodamiento, en las compuertas de deslizamiento, el tablero se mueve a lo largo de guías venciendo la fricción de deslizamiento que existe entre las partes fijas y móviles. Las compuertas de rodamiento utilizan ruedas o cilindro para realizar dicha función. En las compuertas de rotación, el tablero gira entorno a un eje fijo, denominado eje de articulación

La compuerta de rodillo es la única que ejecuta un movimiento de translación y rotación, debido a que, su tablero posee una estructura cilíndrica con generatriz horizontal, con ruedas en las cremalleras fijadas en los pilares colocados en posición inclinada y ejecuta un movimiento combinado de translación y rotación.

SEGÚN LA DESCARGA

En función de la descarga de agua en relación a la posición del tablero las compuertas se clasifican en:

1. **Compuertas con descarga por encima del tablero:** en su operación de apertura se mueven hacia abajo, en torno al eje de articulación situado en la solera, permitiendo el pasaje de agua por encima del tablero.
2. **Compuertas con descarga por debajo del tablero:** se colocan hacia arriba posibilitando la descarga por debajo del tablero.
3. **Compuertas mixtas:** como su nombre lo indica estas compuertas son colocadas de tal forma que la descarga se produce tanto por debajo como por encima del tablero.

2.10.2.-ACCIONAMIENTO DE LAS COMPUERTAS

Para elevar una compuerta es necesario un esfuerzo que ha de ser superior al peso propio de la compuerta y a los rozamientos generados por la presión hidráulica; en las compuertas de rodadura y de segmento, el peso propio es mayor que el rozamiento producido por la presión hidráulica por lo que la acción de dicho peso propio basta para provocar el descenso de la compuerta. En otro caso, ha de preverse también un accionamiento.

Para las grandes compuertas como son, por ejemplo, las instaladas en los aliviaderos de coronación de las presas de embalse, se utilizan casi exclusivamente dispositivos óleo hidráulicos con servomotor, mandados por válvulas de gobierno manuales o eléctricas a distancia o, también, con mando totalmente automático. En caso de defectos tales como rotura de tuberías, embalamiento de las turbinas. Estos accionamientos están equipados con paro automático

2.10.3.-SELLOS

Los sellos son los elementos colocados entre el tablero y las partes empotradas con la finalidad de la obtención de la impermeabilidad. De acuerdo con el material, pueden clasificarse de madera, metálicos y caucho. Fig.2.10.

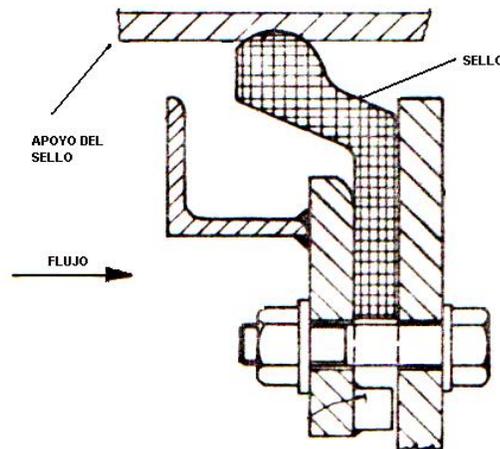


FIG.2.10

2.10.3.1 TIPOS DE SELLOS

SELLOS DE MADERA

La madera fue bastante aplicada como sello en las primeras compuertas instaladas, actualmente su uso se limita a pequeñas compuertas o atender requisitos específicos de sellos, tal como una cuña inferior de las compuertas rodillo.

SELLOS METÁLICOS

Los sellos metálicos son usados básicamente en los casos que sirven de impermeabilidad, son usada para transmitir a las partes empotradas las cargas hidrostáticas soportadas por el tablero en las compuertas deslizantes. Estos sellos generalmente consisten generalmente en barras rectangulares de bronce, latón o acero inoxidable.

SELLOS DE CAUCHO

Los sellos de caucho constituyen, sin duda, el medio más eficiente de impermeabilidad de las compuertas debido a sus características de flexibilidad y resistencia mecánica. El caucho tiene facilidad de moldeo y posibilita la libre escogencia del perfil que mejor se adapte a una situación en particular, y también tiene como ventaja que su fabricación es relativamente fácil.

3.1. - GENERALIDADES

Para la construcción de la Central Hidroeléctrica Caruachi se realizaron una serie de estudios para optimizar su instalación, entre los cuales se encuentra los resultados a las pruebas de diseño de las turbinas modelos tipo Kaplan, previamente seleccionadas; basándose en estos datos hidráulicos y tomando en cuenta; el caudal de diseño, el número de unidades y condiciones de operación idénticas al Proyecto Caruachi

De acuerdo con la información del departamento de Estudios Hidráulicos se estudiará una variante de 128 m s.n.m en relación la casa de máquinas de Tocomá con doce (12) unidades generadoras, manteniendo un caudal total turbinado alrededor de $6700 \text{ m}^3 / \text{s}$ semejantes a Caruachi. Para estas condiciones se definió:

- 1.- Los niveles de operación y las caídas neta nominal, máximas y mínima normal e infrecuente.
- 2.- Las potencia de la turbina nominal y máxima.
- 3.- El diámetro del rodete y las dimensiones principales de los pasajes de agua.
4. - Las velocidades de rotación nominal y embalamiento.

La potencia, tamaño y velocidad nominal de la turbina se definen para la caída neta nominal y esta última se deriva de los niveles promedios en el embalse y en el canal de descarga.

3.2. - DATOS DEL PROYECTO TOCOMA

3.2.1. - NIVELES DE OPERACIÓN Y CAÍDAS NETAS

Las turbinas operaran con los niveles de embalse y del canal de descarga definidas a continuación. Las caídas netas fueron determinadas mediante la combinación de los niveles, substrayendo 0.85 m por pérdidas en la toma y en la salida del tubo de aspiración.

Niveles Aguas Arriba

Máximo infrecuente (m)	128.45
Máximo normal (m)	128.00
Promedio (m)	127.75
Mínimo normal (m)	126.75
Mínimo infrecuente (m)	125.75

Niveles Aguas Abajo

Máximo infrecuente (m)	96.20
Máximo normal (m)	92.50
Promedio (m)	91.60
Mínimo normal (m)	90.85
Mínimo infrecuente (m)	89.75

Utilizando los niveles aguas abajo (remanso desde Caruachi) y el mismo rango de fluctuación del embalse Tocomá obtenido anteriormente para la alternativa básica (embalse EL 128,00) se obtiene las siguientes caídas netas:

Caídas Netas

Máxima Infrecuente (m)	37.40 m
Máxima Normal (m)	36.30 m
Nominal (m)	35.30 m
Mínima Normal (m)	33.40 m
Minina Infrecuente (m)	31.40 m

3.2.2. - POTENCIAS DE LAS TURBINAS

Las potencias de cada una de las 12 turbinas y los totales de potencias a las caídas netas nominal y la máxima normal (potencia máxima instalada) serán las siguientes:

A la caída nominal

Cada una (MW)	180
Total (MW)	2160

A la caída máxima normal

Cada una (MW)	188
Total	2256

3.2.3. - TAMAÑO DEL RODETE Y VELOCIDADES.

Las dimensiones principales del rodete y de los conductos de agua de la turbina han sido calculadas utilizando la base de datos recopilados de la experiencia mundial, y verificada mediante el análisis de la información disponible de numerosos proyectos con turbinas hidráulicas. Consistentemente con la exigencia de operación virtualmente libre de cavitación, se utilizaron criterios conservadores y ajustables a tendencias modernas, tanto en la definición del tamaño, como en la selección de la velocidad nominal y de la sumergencia mínima obligatoria de la turbina.

Diámetro Rodete (m)	7,80
Velocidades Nominal (r.p.m.)	94,74
Velocidad Especifica (r.p.m.)	467,14
Embalamiento (r.p.m.)	280,00
CL Distribuidor (EI)	79,00

4.1.- GENERALIDADES

Considerando el número de unidades y el rango de caídas comprendidas entre 31,40 metros y 37,40 metros, se pueden utilizar para el Proyecto Tocomá las turbinas de flujo axial del tipo Kaplan (con regulación de las paletas directrices y de los álabes del rodete), del tipo Hélice (con álabes fijos y paletas directrices ajustables) o del tipo Semi-Kaplan (con paletas fijas y álabes del rodete ajustables).

En este capítulo se describe el método de derivación de las curvas características de las turbinas de los tres tipos mencionados. Las curvas son obtenidas partiendo de los datos de pruebas del modelo realizadas a las turbinas tipo Kaplan que fue seleccionada para el proyecto Caruachi, dichas curvas se pueden considerar válidas debido a la semejanza del proyecto Caruachi con el proyecto Tocomá. Las características de dichas turbinas se necesitan para estudiar cual de los tipos es más conveniente para esta obra. De interés especial la turbina tipo Semi-Kaplan, siendo esta última una nueva alternativa que puede resultar más económica para el diseño y construcción de este proyecto.

Las curvas características serán obtenidas siguiendo las leyes básicas incluidas en las normas IEC 60193 "Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines Model Acceptance Tests" e IEC 995 "Determination the Prototype Performance from Model Acceptance Tests of Hydraulic Machinery with Consideration of Scale Effects" que rigen la experimentación de las turbomáquinas hidráulicas, las leyes de semejanza y la teoría de modelo y prototipo[11].

4.2.- OBTENCIÓN DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UNA TURBINA TIPO KAPLAN Y UNA TURBINA TIPO HÉLICE

4.2.1.- Cálculo de las curvas características de modelo.

Las pruebas experimentales del modelo de Caruachi fueron realizadas en el Laboratorio Hidráulico de Kvaerner Turbin AB, en Kristinehamn, Suecia.

4.2.1.1.-Cálculo de las variaciones de las propiedades en pruebas aleatorias de agua, aire y mercurio.

Las fórmulas que se muestran a continuación fueron palnteadas para usarlas en el cálculo de las variaciones de las propiedades en pruebas aleatorias con agua, aire y mercurio.

a) ρ_{wm} : Densidad del agua en el banco de prueba del modelo (kg/m^3)

$$\rho_{wm} = \rho_{w20} \times \left[1 - 203.5 \times 10^{-6} \times (t_{wm} - 20) - 5.3 \times 10^{-6} \times (t_{wm} - 20)^2 \right]$$

donde:

t_{wm} : Temperatura del agua en el banco de prueba ($^{\circ}\text{C}$)

ρ_{w20} : Densidad del agua en el banco de prueba a la temperatura $t_{VM} = 20^{\circ}\text{C}$

b) ρ_{Hg} : Densidad del mercurio (kg/m^3)

$$\rho_{Hg} = 13595 - 2,46 \times t_{Hg}$$

donde:

t_{Hg} : Temperatura del mercurio = t_{amb}

t_{amb} : Temperatura ambiente del aire ($^{\circ}\text{C}$)

- c) ρ_A : Densidad del aire variando la presión en el banco de prueba (kg/m³)

$$\rho_A = \left(\frac{p_{abs} \times 3.4837 \times 10^{-3}}{273.15 + t_{amb}} \right)$$

$$p_{abs} = H_{abs} \times \rho_{wm} \times g_m (Pa)$$

t_{amb} : Temperatura ambiente del aire (°C)

H_{abs} = Presión absoluta del aire en el banco de prueba (m).

- d) ν_M : Viscosidad cinemática del agua en el banco de prueba (m²/s)

$$\nu_M = 2.71828 \left(\frac{-16.921 + 396.13}{107.41 + t_{wm}} \right)$$

- e) H_{vm} = Presión de vapor del agua en el banco de prueba (m w.c.)

$$H_{vm} = 1.019716 \times 10^{-4} \times 10^{(2.7862 + 0.0312 \times t_{wm} - 0.000104 \times t_{wm}^2)}$$

4.2.1.2.- Constantes para el Laboratorio y el Modelo de Turbina

Φ_M : Latitud del Laboratorio Hidráulico de Kvaerner Turbin AB, en Kristinehamn, Suecia

$$\Phi_M = \sim 59,3^\circ$$

Z_M = Altitud de la línea central del rodete modelo (sobre el nivel del mar).

$$Z_M = +57,6 \text{ m}$$

g_M = Aceleración debido a la gravedad

$$g_M = 9,818 \text{ m/s}^2$$

ρ_{acal} = Densidad del aire a la calibración del tubo venturi

$$\rho_{acal} = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

ρ_{w20} = Densidad del agua a 20°C y a presión absoluta de 40×10^5 Pa

$$\rho_{w20} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

A_1 = Área en la sección transversal de medida de la caja espiral

$$A_1 = 1,10593 \text{ m}^2 \text{ }^1$$

A_2 = Área en la sección transversal de medida del tubo de aspiración

$$A_2 = 0,66306 \text{ m}^2 \text{ }^1$$

L = Longitud total del sistema del brazo de torque del dinamómetro

$$L = 1,5008 \text{ m}$$

D_M = Diámetro del rodete del modelo

$$D_M = 0,49996 \text{ m} \text{ }^1$$

4.2.1.3. - Cálculo Típico

H_{bM} = Presión Barométrica, leída de un barómetro de mercurio

$$H_{bM} = 758,0 \text{ mmHg}$$

t_{wM} = Temperatura del agua modelo, medida con un termómetro

$$t_{wM} = 23,6 \text{ C}$$

H_{SG} = Caída de succión geodésica

$$H_{SG} = -0,100 \text{ m}$$

H_{ABS} = Presión Absoluta medida en el banco de prueba

$$H_{ABS} = H_{bM} \times \rho_{Hg} \times 10^{-6} - H_{VAC}$$

donde:

H_{VAC} = Presión de vacío en el túnel

$$H_{ABS} = 758,00 \times 135536,0 \times 10^{-6} - (4,843 + 0,100)$$

$$H_{ABS} = 5,317 \text{ m w.c}$$

α = Ángulo de los álabes del rodete

$$\alpha = + 4,0$$

¹ Estas dimensiones han sido medidas del modelo físico

δh = Presión a través del caudalímetro medido por un transductor de presión diferencial electrónico calibrado .

$$\delta h = 912,7 \text{ mm.w.c}$$

δh_{CORR} = Corrección aplicada en la lectura del transductor de presión diferencial para compensar el error no lineal del transductor.

$$\delta h_{\text{CORR}} = 0,0$$

δh_{MAN} = Caída total manométrica a través del caudalímetro.

$$\begin{aligned} \delta h_{\text{MAN}} &= (\delta h + \delta h_{\text{CORR}}) / 1000 \\ &= (912,7 + 0,0) / 1000 \end{aligned}$$

$$\delta h_{\text{MAN}} = 0,9127 \text{ mm w.c}$$

C_Q = Coeficiente del caudalímetro en la descarga, el cual es calculado por la fórmula que presenta la curva de calibración, $C_Q = F (Re)$.

$$Re' = \sqrt{\frac{\delta h_{\text{MAN}}}{v_M \times 10^6}} = \sqrt{\frac{0,9127}{0,921444}}$$

$$C_Q = 0,55560$$

Q_M = Caudal modelo de la turbina

$$\begin{aligned} Q_M &= C_Q \times [\delta h_{\text{MAN}} \times (\rho_{\text{WM}} - \rho_A) / (\rho_{\text{WM}} - \rho_{\text{ACAL}})]^{0,5} \\ Q_M &= 0,55560 \times [0,9127 \times (999,20 - 0,61) / (999,20 - 1,2)]^{0,5} \\ Q_M &= 0,530951 \text{ m}^3 / \text{s} \end{aligned}$$

γ = Ángulo de las paletas directrices - ($\gamma = 0$ - paletas directrices cerrados)

$$\gamma = 30^\circ$$

H_{MAN} = Diferencia en la caída de presión estática entre las secciones medidas a la entrada y la salida del modelo de turbina.

$$H_{\text{MAN}} = 4,0062 \text{ m w.c}$$

H_M = Caída neta a través del modelo de turbina definida de acuerdo a la Norma Internacional IEC995

$$H_M = H_{MAN} \times (\rho_{WM} - \rho_A) / \rho_{WM} + Q_M^2 / (2g_M) \times [A_1^{-2} - A_2^{-2}] =$$

$$H_M = 4,0062 \times (999,20 - 0,61) / 999,20 + 0,53095^2 / (19,636) \times [1,10593^{-2} - 0,66306^{-2}]$$

$$\mathbf{H_M = 3,9828 \text{ m}}$$

H_{SM} = Caída de succión

$$\mathbf{H_{SM} = 4,843 \text{ m}}$$

G_{BAL} = Valor del promedio aritmético de todas las lecturas de balance – 6 – 7 / seg. - durante la acumulación de los 10 segundos del periodo de medida.

$$\mathbf{G_{BAL} = 25,349 \text{ Kg}}$$

GVO = Apertura relativa de las paletas directrices (%)

$$\mathbf{GVO = 74,6 \%}$$

n_{11M} = Velocidad unitaria del modelo de turbina - ($H = 1 \text{ m}$ $D = 1 \text{ m}$)

$$n_{11M} = n_M \times D_M / H_M^{0.5}$$

n_M = velocidad del eje del modelo de turbina

$$n_M = 495,3 \text{ r.p.m.}$$

$$n_{11M} = 495,3 \times 0,49996 / 3,98283^{0.5}$$

$$\mathbf{n_{11M} = 124,08 \text{ r.p.m.}}$$

Q_{11M} = Caudal unitario modelo de turbina - ($H = 1 \text{ m}$ $D = 1 \text{ m}$)

$$Q_{11M} = Q_M / (H_M^{0.5} \times D_M^2)$$

$$Q_{11M} = 0,530951 / (3,98283^{0.5} \times 0,49996^2)$$

$$\mathbf{Q_{11M} = 1,06436 \text{ m}^3 / \text{s.}}$$

P_{11M} = Potencia unitaria modelo de turbina - ($H = 1$ m $D = 1$ m)

$$P_{11M} = P_M / (H_M^{1,5} \times D_M^2)$$

$$P_M = G_{BAL} \times L \times g_M \times \pi \times \eta_M / (30 \times 1000)$$

$$P_M = 25,349 \times 1,5008 \times 9,818 \times \pi \times 495,3 / (30 \times 1000)$$

$$P_M = 19,3733 \text{ kW}$$

$$P_{11M} = 19,3733 / (3,98283^{1,5} \times 0,49996^2)$$

$$\mathbf{P_{11M} = 9,7509 \text{ kW}}$$

σ_M = Sigma - Factor Thomas de Cavitación

$$\sigma_M = ((H_{bM} \times \rho_{Hg} \times 10^{-6}) - H_{VM} - H_{SM}) / H_M$$

$$\sigma_M = ((758,0 \times 13535,96 \times 10^{-6}) - 0,2972 - 4,843) / 3,98283$$

$$\mathbf{\sigma_M = 1,2855}$$

η_M = Eficiencia del modelo de turbina

$$\eta_M = P_M \times 1000 / [H_M \times Q_M \times g_M \times \rho_{WM}] \times 100$$

$$\rho_{WM} = 999,2 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$\eta_M = 19,3733 \times 1000 / [3,988283 \times 0,530951 \times 9,818 \times 999,20] \times 100$$

$$\mathbf{\eta_M = 93,39 \%}$$

Corrección de eficiencia del modelo obtenida de las pruebas, al número de Reynolds para eficiencia pico.

η_M^* = Eficiencia del modelo corregida.

$$\eta_M^* = \eta_{Mi} + \Delta\eta_1^*$$

El incremento de la eficiencia, $\Delta\eta_1^*$ es calculado según la fórmula de las Normas Internacionales IEC995- Clausa-6.3.2.1.

$$\Delta\eta_1^* = \delta_{ref} \times [(Re_{ref} / Re_{Mi})^{0,16} - (Re_{ref} / Re_{M^*})^{0,16}]$$

$$\delta_{ref} = (1 - \eta_{Mopt}) / [(Re_{ref} / Re_{M^*})^{0,16} + (1 - V_{ref}) / V_{ref}]$$

$$Re_{M^*} = (u_{Mopt} \times D_M / v_{Mopt}) = (\eta_{11Mopt} \times H_{mopt}^{0,5} \times D_M / v_{Mopt}) \times \pi / 60$$

$$Re_M^* = (117,6 \times 2 \times 0,49996 / 0,98434 \times 10^{-6}) \times \pi/60$$

$$Re_M^* = 6,23932 \times 10^6$$

$$1 - \eta_{Mopt} = 1 - 0,9346 = 0,0654$$

$$Re_{ref} = 7 \times 10^6$$

$$V_{ref} = 0,8$$

$$\delta_{ref} = (0,00654) / [(7 / 6,23932)^{0,16} + (1 - 0,8) / 0,8]$$

$$\delta_{ref} = 0,05155$$

$$Re_{Mi}^* = (124,1 \times 3,983^{0,5} \times 0,49996 / 0,92144 \times 10^{-6}) \times \pi/60$$

$$Re_{Mi}^* = 7,03629 \times 10^6$$

$$\Delta\eta_{1^*} = 0,05155 \times [(7 / 7,03629)^{0,16} - (7 / 6,23932)^{0,16}] = -0,0010$$

$$\eta_M^* = \eta_{Mi} + \Delta\eta_{1^*} = 93,39 - 0,1 = 93,29 \%$$

$$\eta_M^* = \mathbf{93,29\%}$$

4.2.1.4.- Curvas η_M^* (%) vs. Q_{11M} (m³ /s) y η_M^* (%) vs. GVO, para velocidades unitarias (n_{11M}) constantes.

Según los cálculos realizados en la sección 4.2.1.3 y las tablas 4.1 se realizaron las curvas η_M^* (%) vs. Q_{11M} (m³ /s) y η_M^* (%) vs. GVO, para las velocidades unitarias (n_{11M}) constantes. Estas curvas se encuentran en las Fig.4.1.

4.2.2.- Cálculo de las curvas características del prototipo.

Partiendo de las curvas del modelo incluidas en las Fig. 4.1 se realiza el cálculo de las curvas características del prototipo, utilizando las respectivas fórmulas y aplicando las constantes que corresponden al sitio, el laboratorio de EDELCA, ubicado en Macagua.

4.2.2.1.- Constantes.

Φ_P : Latitud del lugar

$$\Phi_P = \mathbf{+8^\circ}$$

Z_p = Altitud del lugar (sobre el nivel del mar).

$$Z_p = +54,9 \text{ m}$$

RCL = Altitud de la línea central del rodete

$$RCL = +39,57 \text{ m}$$

D_p = Diámetro del rodete prototipo, este diámetro es calculado a la caída neta y caudal unitario seleccionado (Q_{11}).

$$D_p = 7,8 \text{ m}$$

g_p = Aceleración debido a la gravedad

$$g_p = 9,781 \text{ m/s}^2$$

n_p = Velocidad del eje

$$n_p = 94,74 \text{ r.p.m.}$$

ρ_{WP28} = Densidad del agua a 28°C

$$\rho_{WP28} = 996,3 \text{ kg/m}^3$$

ν_p = Viscosidad del agua a 28 °C

$$\nu_p = 0,8352 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

H_{vp} = Presión de vaporización del agua a 28 °C

$$H_{vp} = 0,39 \text{ m.w.c.}$$

4.2.2.2.- Cálculo Típico

H_p = Caída del Prototipo

$$H_p = \left(n_p \times D_p / n_{11P} \right)^2$$

$$n_{11P} = n_{11M} \times (g_p/g_M)^{1/2}$$

$$n_{11P} = 124,08 \text{ rpm} \times \left(\frac{9,781 \text{ m}^2/\text{s}}{9,818 \text{ m}^2/\text{s}} \right)^{1/2}$$

$$n_{11P} = 123,845 \text{ r.p.m.}$$

$$H_p = \left(\frac{94,74 \text{ rpm} \times 7,8 \text{ m}}{123,845} \right)^2$$

$$H_p = 35,6 \text{ m}$$

Q_p = Caudal del Prototipo

$$Q_p = Q_{11M} \times D_p^2 \times H_p^{1/2} \times (g_p/g_M)^{1/2}$$

$$Q_p = 1.06436 m^3 / s \times (7.8m)^2 \times (35.6)^{1/2} \times \left(\frac{9.781 m^2 / s}{9.818 m^2 / s} \right)^{1/2}$$

$$Q_p = 385,64 \text{ m}^3/\text{s}.$$

η_P = Eficiencia del Prototipo

La eficiencia del modelo, obtenida de las pruebas de diseño y transferida al número de Reynolds a eficiencia pico, $Re_M^* = 6,23932 \cdot 10^6$ (20,8°C), son convertidas a condiciones de prototipo ($Re_P = 6,23932 \cdot 10^6$) por adición de una constante ($\Delta\eta_2^*$) para la transferencia de eficiencia modelo (η_M^*) dentro de un rango completo que garantice las eficiencias.

$$\eta_P = \eta_M^* + \Delta\eta_2^*$$

$\Delta\eta_2^*$: es el incremento de modelo a prototipo, el cual es calculado de acuerdo con la Normas Internacionales IEC995- Cláusula 6.3.2.2 .

$$\Delta\eta_2^* = \delta_{ref} \times [(Re_{ref} / Re_{Mi})^{0,16} - (Re_{ref} / Re_{M^*})^{0,16}]$$

$$\delta_{ref} = (1 - \eta_{Mopt}) / [(Re_{ref} / Re_{M^*})^{0,16} + (1 - V_{ref}) / V_{ref}]$$

$$Re_M^* = (u_{Mopt} \times D_M / v_{Mopt}) = (n_{11Mopt} \times H_{mopt}^{0,5} \times D_M / v_{Mopt}) \times \pi/60$$

$$Re_M^* = (117,6 \times 2 \times 0,49996 / 0,98434 \times 10^{-6}) \times \pi/60$$

$$Re_M^* = 6,23932 \times 10^6$$

$$\Delta\eta_2^* = 0,05155 \times [(7 / 6,23932)^{0,16} - (7 / 361,34)^{0,16}]$$

$$\Delta\eta_2^* = 2,5\%$$

$$\eta_P = \eta_M^* + 2,5$$

$$\eta_P = 93,29\% + 2,5 = 95,79 \%$$

$$\eta_P = 95,79\%$$

P_P = Potencia del Prototipo

$$P_P = H_P \times Q_P \times \rho_{WP} \times g_P \times \eta_P (\%) \times 10^{-5} \quad (\text{kW})$$

$$P_P = 35.6m \times 385.64m^3 / s \times 996.3Kg / m^3 \times 9.781m^2 / s \times 95.79\% \times 10^{-5}$$

$$P_P = 128152,072 \text{ kW}$$

4.2.2.3.- Curvas η_P (%) vs. P_P (kW) para la caída nominal.

Según el cálculo realizado en la sección 4.2.2.2 y las tablas 4.1 se realizaron las curvas η_P (%) vs. P_P (kW) para la caída nominal mostrada en la Fig. 4.2.

4.3.- OBTENCION DE LAS CURVAS CARACTERISTICAS DE UNA TURBINA TIPO SEMI-KAPLAN.

Las turbinas tipo Semi-Kaplan efectúan su única regulación mediante los álabes del rodete, sustituyendo las paletas directrices de las turbinas tipo Kaplan por las paletas fijas del distribuidor. Utilizando las características disponibles del modelo de una turbina tipo Kaplan para la definición de las curvas correspondientes de una turbina tipo Semi-Kaplan, la selección adecuada del porcentaje de apertura de las paletas directrices (GVO) que a su vez define el ángulo que deben tener las paletas fijas juega un papel importante en sus curvas características, y por ende en la eficiencia de la misma. Es importante entender que para cada apertura de las paletas directrices definida en porcentaje de la apertura total, corresponde cierto ángulo de la posición de las misma, según esta definido en los datos geométricos del modelo.

4.3.1.- Determinación del rango del GVO (porcentaje de apertura de las paletas directrices o, en este caso, ángulo correspondiente de las Paletas Fijas).

1.-Asumiendo una eficiencia del prototipo (η_P), a la caída nominal (H_P) y potencia nominal (P_P), se calcula el caudal del prototipo (Q_P), así como el correspondiente caudal unitario del modelo (Q_{11M}),

2.-Con este caudal unitario y la curva característica a la caída nominal ($n_{11M}=124,08$ r.p.m.), se obtienen las eficiencias del modelo (η_M^*) y del prototipo (η_P), la cual debe llevarse para coincidir con la asumida.

3.-Este procedimiento es iterado hasta que converja, obteniendo finalmente el Q_{11M} el cual es interceptado con la curva del GVO de la turbina tipo Kaplan, seleccionando así el rango de valores de GVO, para los cuales se realizaran las curvas características de una turbina tipo Semi-Kaplan, η_M^* vs. Q_{11M} y η_P vs. P_P .

Con estas curvas características es posible apreciar y seleccionar la apertura de las paletas directrices (ángulo de las paletas fijas de la Semi-Kaplan) que cumple con los requerimientos y necesidades del proyecto, basándose en los siguientes parámetros:

- Potencia nominal
- Potencia máxima infrecuente
- Eficiencia del Prototipo
- Caídas
- Caudales

4.3.1.1.- Cálculo Típico

Asumiendo un $\eta_M = 90 \%$, que corresponde a una $\eta_P = 92,5 \%$ a la caída nomina de prototipo $H_P = 35,6$ m, se calcula el caudal prototipo y el caudal unitario modelo asociado :

$$Q_P = \frac{180000KW}{35.6m \cdot 92.51\% \cdot 996.3Kg / m^3 \cdot 9.781m / s^2 \cdot 10^{-5}} = 560.928m^3 / s$$

$$Q_{11M} = \frac{560.9283m^3 / s}{(7.8m)^2 \cdot (35.6m)^{1/2} \cdot \left(\frac{9.781m / s^2}{9.818m / s^2}\right)^{1/2}} = 1.5481m^3 / s$$

Con este valor de caudal unitario modelo y la curva η_M^* vs. Q_{11M} a la caída nominal, se obtiene la eficiencia modelo correspondiente a éste caudal anteriormente calculado, $\eta_M^* = 91,5\%$, con la cual se obtiene la eficiencia prototipo $\eta_p = 94,01\%$. Debido a que la eficiencia modelo asumida no es igual a la obtenida, el procedimiento es repetido con este valor de eficiencia prototipo, es decir, $\eta_p = 94,01\%$.

$$Q_P = \frac{180000KW}{35.6m \cdot 94.01\% \cdot 996.3Kg / m^3 \cdot 9.781m / s^2 \cdot 10^{-5}} = 551.91m^3 / s$$

$$Q_{11M} = \frac{551.91m^3 / s}{(7.8m)^2 \cdot (35.6m)^{1/2} \cdot \left(\frac{9.781m / s^2}{9.818m / s^2}\right)^{1/2}} = 1.523m^3 / s$$

Con este valor de caudal unitario modelo y la curva η_M^* vs. Q_{11M} a la caída nominal, se obtiene la eficiencia modelo correspondiente a éste caudal anteriormente calculado, $\eta_M^* = 91,73\%$, con la cual se obtiene la eficiencia prototipo $\eta_p = 94,24\%$. Debido a que la eficiencia modelo asumida no es igual a la obtenida, el procedimiento es repetido.

$$Q_P = \frac{180000KW}{35.6m \cdot 94.24\% \cdot 996.3Kg / m^3 \cdot 9.781m / s^2 \cdot 10^{-5}} = 550.57m^3 / s$$

$$Q_{11M} = \frac{550.57m^3 / s}{(7.8m)^2 \cdot (35.6m)^{1/2} \cdot \left(\frac{9.781m / s^2}{9.818m / s^2}\right)^{1/2}} = 1.519m^3 / s$$

Con este valor de caudal unitario modelo y la curva η_M^* vs. Q_{11M} a la caída nominal, se obtiene la eficiencia modelo correspondiente a éste caudal anteriormente calculado, $\eta_M^* = 91,7\%$, con la cual se obtiene la eficiencia

prototipo $\eta_p = 94,21 \%$. Debido a que la eficiencia modelo asumida no es igual a la obtenida, el procedimiento es repetido.

$$Q_p = \frac{180000KW}{35.6m \cdot 94.21\% \cdot 996.3Kg / m^3 \cdot 9.781m / s^2 \cdot 10^{-5}} = 550.74m^3 / s$$

$$Q_{11M} = \frac{550.74m^3 / s}{(7.8m)^2 \cdot (35.6m)^{1/2} \cdot \left(\frac{9.781m / s^2}{9.818m / s^2}\right)^{1/2}} = 1.52m^3 / s$$

De acuerdo a la curva η_M^* vs. Q_{11M} la $\eta_M^* = 91,7 \%$ que corresponde a una $\eta_p = 94,21\%$, siendo este igual al supuesto. El valor de caudal unitario arroja un valor de GVO= $92,4\% \approx 93\%$, realizando un estudio de curvas características para un rango **GVO = 93 % \pm 1%**.

Es importante señalar que en las turbinas tipo Semi-Kaplan, la función de las paletas directrices está remplazada por las paletas fijas del distribuidor y que las distintas aperturas de las paletas directrices mencionadas anteriormente, serán utilizadas para definir el mejor ángulo de las paletas fijas para el proyecto en cuestión.

4.3.2.-Procedimiento para la construcción de las curvas características de una turbina tipo Semi-Kaplan.

Basándose en las curvas características de las turbinas tipo Kaplan y tipo Hélice (η_M^* vs. Q_{11M} y GVO vs. Q_{11M}) sección 4.2.1.4, realizadas para el proyecto Caruachi, se derivan las curvas características de las turbinas tipo Semi-Kaplan de acuerdo a los siguientes pasos:

1.-Se trazan líneas de GVO constantes en los diagramas obtenidos anteriormente: 92%,93% y 94%.

2.-Para cada línea constante de apertura de paleta fija, se obtienen valores de caudal unitario (Q_{11M}), mediante la intersección de estas líneas con las curvas de GVO a los diferentes ángulos de apertura de los álabes del rodete.

3.-Se ubican los valores de Q_{11M} obtenidos anteriormente en las curvas de eficiencia del modelo (η_{M^*}) correspondiente a cada apertura de álabes del rodete (curvas de eficiencia de las turbinas tipo Hélice).

4.-La unión de los puntos ubicados en el paso anterior tiene como resultado la curva característica de una turbina tipo Semi-Kaplan (η_M vs. Q_{11M}) para cada porcentaje de apertura de paletas directrices (ángulo de las paletas fija).

5.-Este procedimiento se repite para cada caída a estudiar en el proyecto.

4.3.2.1.- Curvas η_M (%) vs. Q_{11M} (m^3/s) para cada GVO (%).

Las curvas características η_M^* (%) vs. Q_{11M} (m^3/s) para cada GVO son realizadas para cada velocidad unitaria (n_{11M}), según la tabla 4.2 y cuyas curvas se encuentran representadas en las Fig. 4.3.

4.3.2.2.- Curvas η_P (%) vs. P_p (kW) con sus diferentes caídas a GVO constante.

Según las tablas 4.2 se obtienen la curva η_P (%) vs. P_p (kW) a las diferentes caídas para una valor de GVO constante, presentes en las Fig.4.4, se presenta a continuación una tabla (Tabla 4.3) con los valores de eficiencia obtenidos para cada GVO, dependiendo de sus caídas y estudiando un rango de potencia desde 160 MW hasta 188 MW.

Tabla 4.3.

GVO = 92%	160 MW	170 MW	180 MW	188 MW
32,8 m	93,98%	91,70%		
34,5 m	94,62%	94,28%	93,10%	
35,6 m	94,56%	94,54%	94,12%	93,45%
37 m	94,03%	94,50%	94,50%	94,29%
38,6 m	92,58%	93,54%	94,43%	94,52%

GVO = 93%	160 MW	170 MW	180 MW	188 MW
32,8 m	94,03%	92,38%		
34,5 m	94,58%	94,30%	93,45%	
35,6 m	94,40%	94,46%	94,20%	93,68%
37 m	93,89%	94,38%	94,40%	94,26%
38,6 m	92,38%	93,40%	94,32%	94,44%

GVO = 94%	160 MW	170 MW	180 MW	188 MW
32,8 m	94,08%	93,90%		
34,5 m	94,50%	94,26%	93,64%	92,42%
35,6 m	94,30%	94,41%	94,18%	93,78%
37 m	93,80%	94,30%	94,42%	94,24%
38,6 m	92,22%	93,20%	94,16%	94,41%

En base a los datos anteriores se seleccionó el valor de GVO=92%, con el cual operaran las turbinas tipo Semi-Kaplan para el proyecto, dando como resultado las siguientes ventajas:

- × Aunque la potencia nominal sea 180 MW, en la práctica se opera alrededor de una potencia de 160 MW, para mantener una reserva rodante en caso de disparo de una de las Unidades. Para estos valores el GVO elegido, muestra mayores eficiencias a partir de la caída mínima normal.

- × A potencias intermedias, a partir de la caída nominal la mayor eficiencia se encuentra cuando el GVO = 92%

- × A la potencia nominal, éste valor de GVO asegura una mayor eficiencia a partir de la caída máxima normal.

- × A la máxima potencia infrecuente y a la caída nominal, el valor de GVO que resulta con mayor eficiencia es el de 94%, pero como la operación a este valor de potencia no es muy frecuente, no se puede toma como parámetro importante.

4.3.2.3.- Curvas características n_{11M} (m) vs. Q_{11M} (m^3/s).

De acuerdo con las gráficas de la sección 4.3.2.1 encontradas en las Fig.4.3, y después de seleccionar el GVO adecuado, que resulta en este caso GVO= 92%. Establecido el porcentaje de apertura a trabajar en este tipo de turbina, se realiza el siguiente procedimiento para obtener las curvas características n_{11M} (m) vs. Q_{11M} (m^3/s):

1.- Se trazan líneas constantes de eficiencia en las curvas de la sección 4.3.2.1, es decir , 90 % , 90.5 % , 91%, 91.5 % y 92 %.

2.- Se obtienen los valores de caudal unitario Q_{11M} , al interceptar las líneas constantes de eficiencia con la curva característica de la turbina tipo Semi-Kaplan, al GVO elegido.

3.-Se realiza este procedimiento para cada velocidad unitaria (n_{11M}) .

4- Con estos valores, se gráfica la curva característica n_{11M} (m) vs. Q_{11M} (m^3/s) a eficiencias constantes para el valor de apertura (ángulo de paletas fijas) seleccionado. Estas gráficas se realizaron de acuerdo con la tabla 4.3 y se encuentran en la Fig. 4.5.

4.3.2.4.-Curvas características H_P (m) vs. Q_P (m^3/s) y H_P (m) vs. P_P (kW).

Debido a que la potencia es función del caudal, se grafican las curvas H_P (m) vs. Q_P (m^3/s) y H_P (m) vs. P_P (kW), con sus respectivas líneas constantes de álabes, según la tabla 4.4, para el rango de potencias y caídas de los proyectos Caruachi y Tocomá. Estas curvas características se encuentran en las Fig. 4.6.

4.3.3.-Comparación de las curvas características de las turbinas tipo Kaplan , tipo Semi-Kaplan y tipo Hélice.

1.-Sobre las curvas realizada en la sección 4.2.2.3 (curva característica $\eta_P(\%)$ vs. P_P (kW) de las turbinas tipo Kaplan y tipo Hélice) , se superponen la curva $\eta_P(\%)$ vs. P_P (kW) para la turbina tipo Semi-Kaplan, con un GVO =92 %.

2.-Se determina el rango de trabajo con líneas constantes de potencia.

3.-Se traza una línea constante de eficiencia $\eta_P = 94\%$, con lo que se

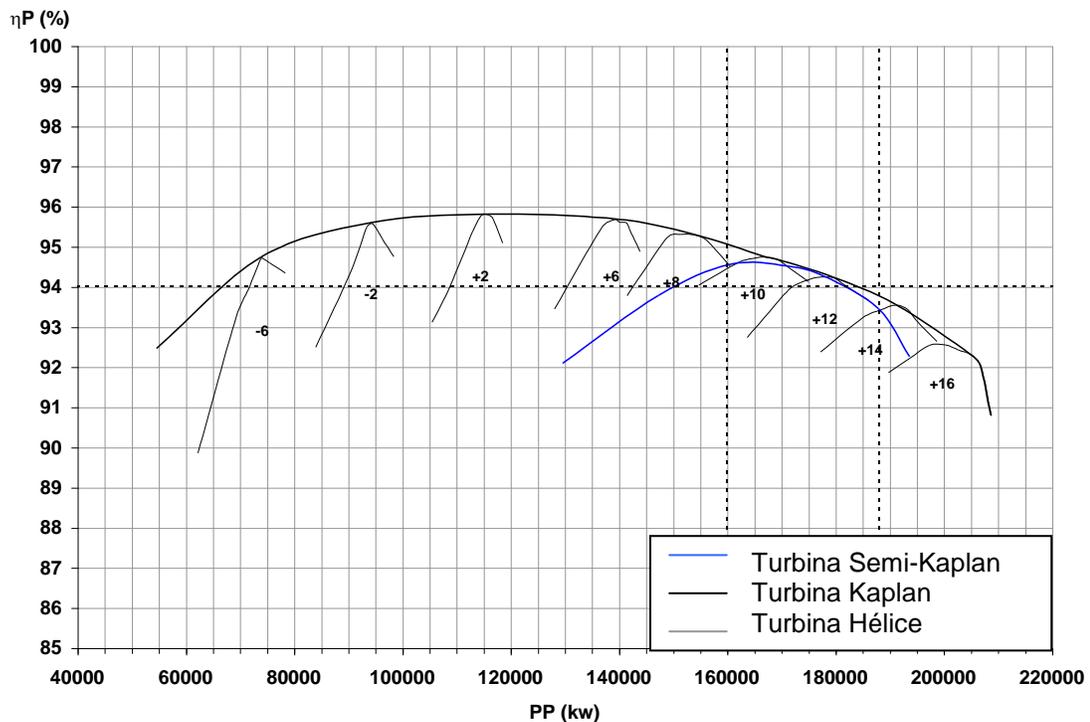


Fig.: 4.7: COMPARACIÓN DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS KAPLAN, SEMI-KAPLAN Y HÉLICE A LA CAÍDA NOMINAL

puede establecer un punto comparativo entre los tres tipo de turbinas.

De las curvas de la Fig.4.7, se derivan las siguientes comparaciones :

× Como se muestra en la Fig. 4.7, la turbina tipo Semi-Kaplan con simple regulación, permite la operación en un rango sustancialmente más amplio de

potencias que la turbina tipo Hélice con álabes fijos y menor que la turbina tipo Kaplan debido a su doble regulación.

× A la caída nominal de 35,6 m, con eficiencia igual o mayor que 93%, la turbina tipo Semi-Kaplan puede cubrir el rango de potencias desde 150 MW, hasta 182 MW, mientras que la turbina tipo Hélice a una apertura de ángulo de alabes del rodete cubre solamente desde 172 MW hasta 182 MW, con posibilidad de cavitación. La turbina tipo Kaplan, con doble regulación, pero mucho más costosa, cubre un rango desde 67 MW hasta 185 MW.

× Al igual que las turbinas tipo Kaplan, las turbinas tipo Semi-Kaplan aseguran una operación suave, sin vibraciones, sin pulsaciones de presión y con buena eficiencia en un rango de potencia más amplia que las turbinas tipo Hélice, lo que implica una reducción en el número de paradas y arranques de las máquinas, comparándola con la turbina Hélice.

× Las características de operación de las turbinas tipo Kaplan y tipo Semi-Kaplan tienen los picos de eficiencias similares, aunque las turbinas tipo Semi-Kaplan, en un rango limitado, alcanzan la mayor eficiencia que las turbinas tipo Kaplan. Esto es debido a que las turbinas Semi-Kaplan prescinden de unos elementos en los pasajes de agua, como son las paletas directrices, las cuales dirigen el flujo de agua al rodete, pero también aumentan las pérdidas por fricción y disminuyen la eficiencia.

× Alejándose del punto de la mejor eficiencia, las turbinas tipo Kaplan presentan menos pérdidas por choque de agua en la entrada a los álabes del rodete que las turbinas tipo Semi-Kaplan y tipo Hélice, debido a los ajustes simultáneos tanto de las paletas directrices, como de los álabes, lo que trae como consecuencia un aumento de eficiencia para un amplio rango de operación.

× Las turbinas tipo Hélice con álabes fijos sufren más daños por cavitación que las turbinas tipo Kaplan y tipo Semi-Kaplan. Esto se debe al hecho que es virtualmente imposible mantener las turbinas operando siempre muy cerca a su punto de mejor eficiencia, sin número de paradas y arranques excesivas, ocasionando daños por cavitación, que se origina en el borde de entrada a los álabes. Entonces los gastos de reparación y el tiempo de indisponibilidad de las máquinas es más elevado.

× Fuera de la zona muy cercana al punto de la mayor eficiencia, las turbinas tipo Hélice operan con vibraciones y pulsaciones de presión apreciables, las cuales pueden causar fallas por fatiga de los componentes mecánicos, desajustes en los componentes electrónicos y cargas dinámicas adicionales en la estructura.

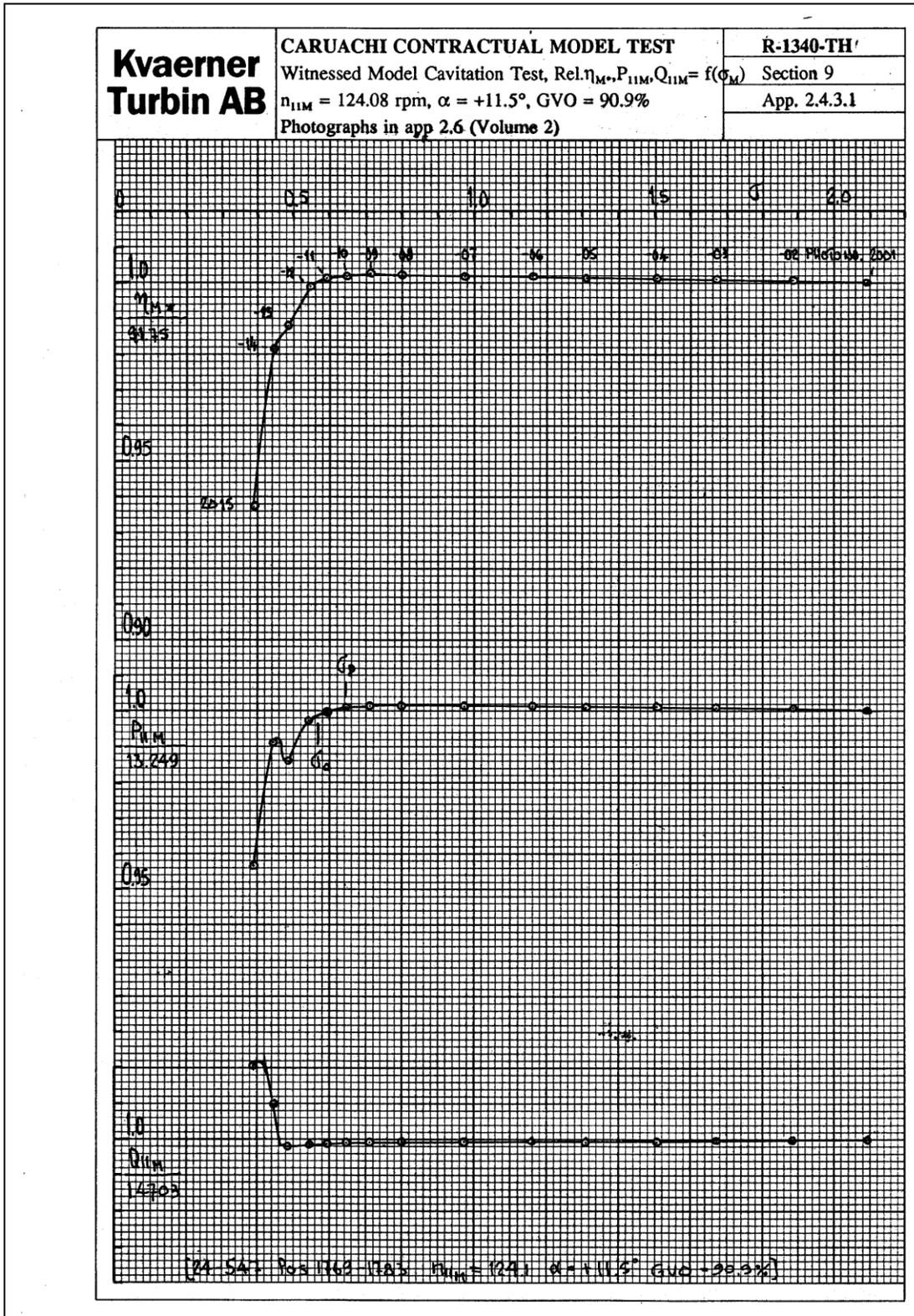
Debido a las características antes mencionadas, las turbinas Kaplan y Semi-Kaplan permiten la utilización de la Planta como una reserva rodante del sistema mucho más amplia que las turbinas tipo Hélice.

La seguridad de operación en la turbina tipo Kaplan es mayor que en las turbinas tipo Semi-Kaplan, ya que estas últimas pierden la posibilidad de ser parada mediante las paletas directrices. El arranque y parada de las máquinas se efectúa mediante la compuerta principal ubicada en el tubo de aspiración y controlada por el gobernador de la turbina.

4.4.-CAVITACION

Se asegura que a un GVO= 92%, la turbina tipo Semi-Kaplan no cavita, ya que se realizaron pruebas experimentales a las turbinas tipo Kaplan del proyecto Caruachi, semejantes a las del proyecto en estudio y para este porcentaje de apertura de las paletas directrices, en este caso paletas fijas, ofrece un número de Thomas seguro, donde el sigma planta es mayor que el

sigma insipiente. A continuación se muestra las pruebas realizadas a las turbinas tipo Kaplan para GVO entre 90 % y 93.8% . Ver Fig.4.8



**Kvaerner
Turbin AB**

Witnessed Model Cavitation Test, Rel. $\eta_M, P_{11M}, Q_{11M} = f(\Phi_M)$
 $n_{11M} = 124.08 \text{ rpm}; \alpha = +12.3^\circ; GVO = 93.8\%$
 Photographs in app 2.6 (Volume 2)

Section 9

App. 2.4.3.2

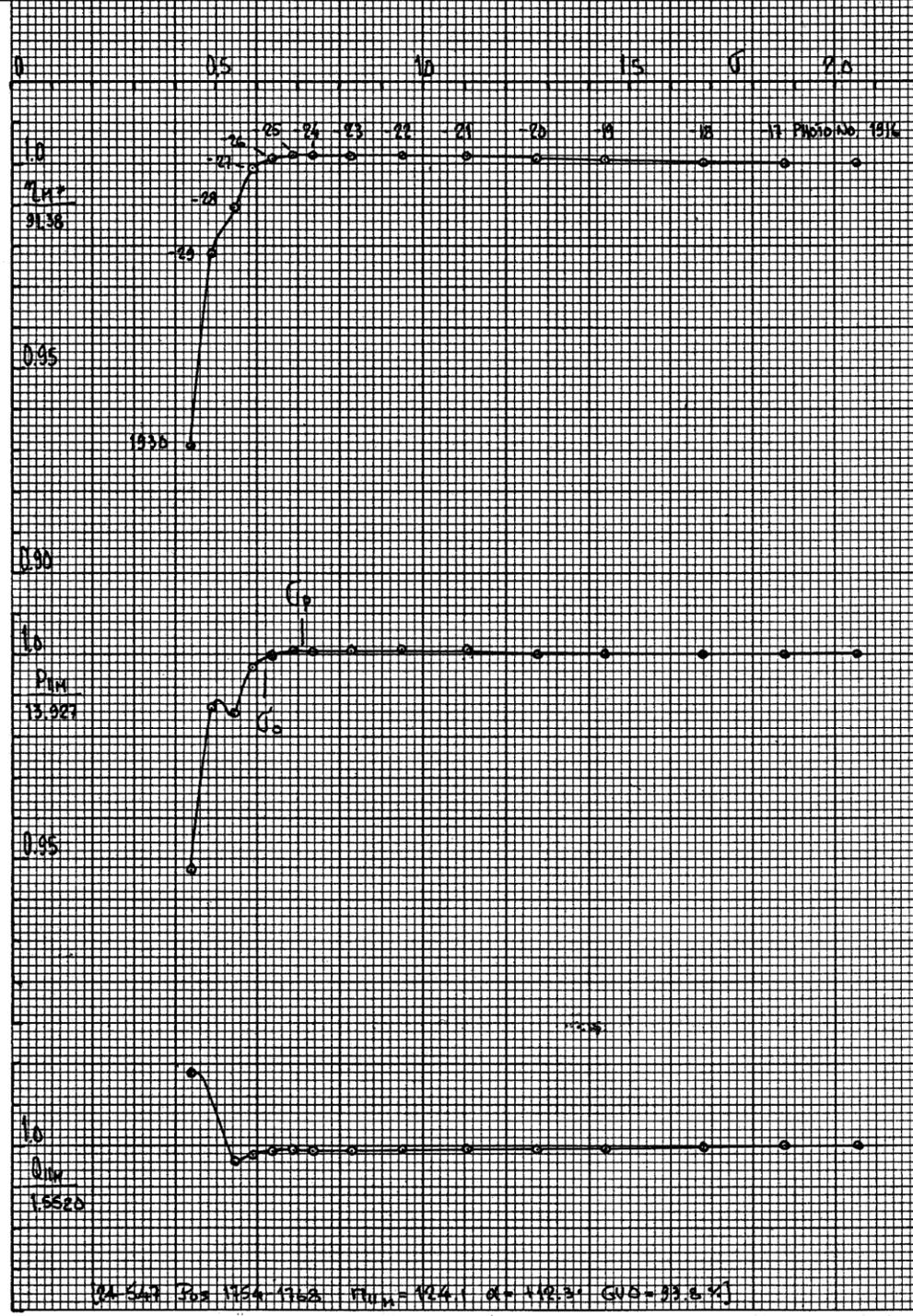


Fig. 4.8

5.1.-GENERALIDADES

La selección del tipo más adecuado de compuerta para una determinada instalación hidráulica, debe basarse en un análisis detallado de todos los factores capaces de influir en el desempeño, costo, calidad y confiabilidad del equipo a ser construido; entre los cuales se destacan los siguientes:

- × Seguridad operacional.
- × Menor peso de la construcción.
- × Simplicidad de operación.
- × Facilidad de mantenimiento.
- × Requisitos estructurales.
- × Magnitud y dirección de los esfuerzos transmitidos al concreto.
- × Capacidad del mecanismo de maniobra.
- × Facilidad del transporte y montaje.

En el proceso de selección es importante adaptar las características de funcionamiento de la compuerta a los requisitos operacionales de instalación de los cuales se pueden señalar los siguientes:

- × Capacidad de descarga
- × Transmisión de los esfuerzos al concreto
- × Ausencia de vibraciones
- × Funcionamiento automático
- × Cierre automático en caso de emergencia

En este capítulo se compara la ubicación y dimensionamiento de las compuertas principales utilizadas en turbinas tipo Kaplan y tipo Semi-Kaplan, estableciendo como principales parámetros comparativos, el peso y el accionamiento. Los datos de las compuertas de las turbinas tipo Kaplan son obtenidos del proyecto Caruachi.

5.2.-DESCRIPCIÓN DE COMPUERTAS PRINCIPALES EN TURBINAS TIPO KAPLAN.

Cada una de las doce unidades, tendrá inmediatamente aguas arriba de la Casa de Maquinas, una toma independiente. En la estructura en la toma se instalaran las partes empotradas y estructuras de las rejas compuerta de mantenimiento y compuerta de Toma, con su dispositivos complementarios, necesarios para la protección, control y cierre de flujo de agua desde el embalse hacia la turbina. Con el fin de reducir los costos no se tendrán compuertas de tomas en todas las unidades. En tal sentido, y con el objeto de efectuar un cierre de emergencia en caso de embalamiento de la unidad se dispone del sistema de cierre de las paletas directrices. De esta manera se evita la adquisición, instalación y mantenimiento de treinta y seis 36 winches hidráulicos con sus módulos y paneles de control .

5.2.1.- Rejas en la Toma

Las tomas en las unidades estarán equipadas de treinta y seis (36) rejas inclinadas del tipo plana, con sus pieza empotradas y estará constituida por seis paneles. Los paneles de las rejas serán manipulados desde el voladizo de una grúa pórtico para el mantenimiento de los equipos de toma, empleando una viga de izamiento que será suministrada conjuntamente con las rejas .

Los paneles que integran las rejas de toma estarán constituidos por vigas horizontales principales, de perfil hidráulicamente aceptable, colocadas para coincidir con el sentido del flujo del agua, diafragmas verticales según se requiera y barras verticales con espaciamiento entre centro de las barras de aproximadamente de 200 mm.

Tanto los extremos laterales de todos los paneles, como el extremo superior del panel superior estarán provistos con placas inclinadas en el ángulo

requerido para guiar el agua y asegurar su entrada sin choque a la estructura de la toma aguas abajo de las rejas.

5.2.2.- Compuertas de Mantenimiento

Treinta seis (36) compuertas de mantenimiento del tipo plana deslizante, con sus piezas empotradas colocadas aguas debajo de las rejas y estará compuesta de cuatro secciones. Se suministrará una viga de izamiento conjuntamente con las compuertas de mantenimiento, para el manejo de estas mediante el uso de la misma grúa prevista para el manejo de las rejas .

Las secciones que componen cada compuerta de mantenimiento serán unas estructuras metálicas soldadas, conformadas por vigas, planchas laterales, diafragmas, chapa de forro y refuerzos correspondientes, todo de acero al carbono. La chapa de forro se ubicará aguas abajo de las vigas principales.

Los sellos de las secciones estarán ubicados en los bordes laterales y superior, así como en el borde inferior de apoyo de cada sección. Los sellos laterales y el superior serán de perfil tipo “J” (nota musical), mientras que los inferiores serán de perfil tipo “barra”.

La carga hidráulica ejercida por el agua del embalse sobre las compuertas de mantenimiento cuando éstas se encuentren colocadas, será transmitida a las placas empotradas de apoyo a través de las planchas laterales de la compuerta, las cuales también evitarán el aplastamiento de los sellos.

La viga superior de cada sección estará provista con dos agujeros reforzados, con pasadores de acero resistente a la corrosión, para enganchar la sección a la viga de izamiento.

5.2.3.-Compuerta principal ubicada en la Toma

En las turbinas tipo Kaplan, la compuerta principal esta ubicada en la toma, por lo que dispondrá de nueve (9) compuertas de toma y treinta y seis (36) juegos de piezas empotradas. Las compuertas serán del tipo vagón con ruedas, y tendrá las siguientes medidas:

Alto : 16.75 m

Ancho requerido para cerrar el canal : 5.80 m

La colocación de las tres compuertas de toma en una unidad, se ejecutará simultáneamente mediante la utilización de la grúa pórtico. Esta compuerta cumple la función de proteger las máquinas contra un embalamiento prolongado en caso de falla del sistema de gobernación.

Las compuertas de toma serán estructuras metálicas conformadas por miembros de acero al carbono soldados, con la chapa de forro y los sellos colocados hacia el lado aguas arriba, con el fin de evitar los efectos de fuerzas hidrodinámicas descendentes excesivas. Las cargas soportadas por las vigas horizontales principales serán transmitidas a las ruedas apoyadas en las planchas verticales en ambos extremos de cada sección de la compuerta. Las ruedas de éstas facilitarán el desplazamiento de la compuerta durante las maniobras de apertura y cierre, transmitiendo las cargas a la obra civil a través de las vigas carriles empotradas. Las ruedas serán fabricadas de acero resistente a la corrosión, endurecido y el perfil de sus llantas serán de forma combada, a fin de garantizar el contacto apropiado cuando el eje de la rueda no esté paralelo al plano de apoyo, debido a la deflexión de la compuerta cuando se encuentre sometida a carga. Cada rueda estará montada sobre uno o dos rodamientos de rodillos a rótula, autoalineantes, fabricados de una aleación de acero de alta resistencia, endurecido y protegidos con una chapa delgada de cromado denso. Los ejes de las ruedas serán de acero resistente a la corrosión,

endurecido, dotados de dispositivos de ajuste excéntricos, para asegurar el contacto de las ruedas con las vigas carriles.

Cada compuerta de toma tiene un peso aproximado de 90.650 kg. Se dispondrá de 9 compuertas en la toma, de las cuales 3 estarán suspendidas de la grúa pórtico para el cierre de emergencia, 3 estarán depositadas en los pozos de almacenamiento y mantenimiento localizados aguas arriba de la nave de montaje y las otras 3 en los pozos de almacenamiento ubicados en las tomas de las Unidades 1 y 2. Estas compuertas son levantadas por una grúa pórtico con una capacidad de 3 x 140 t, necesarias para la colocación de las tres compuertas. Dicha capacidad incluye el peso de las vigas de izamiento, las compuertas de toma y el "down pull" producido por las condiciones hidrodinámicas durante la colocación de las compuertas.

5.3.-DESCRIPCIÓN DE COMPUERTAS PRINCIPALES EN TURBINAS TIPO SEMI-KAPLAN.

En la estructura de la toma al igual que en las turbinas tipo Kaplan se instalarán las partes empotradas y estructuras de las rejas y compuerta de mantenimiento, con sus dispositivos complementarios. Cada una de las doce unidades, tendrá inmediatamente aguas abajo de la turbina una compuerta tipo vagón con ruedas ubicada en el tubo de aspiración, por lo que en total, se dispondrá de 36 compuertas principales y su función principal es arrancar y sincronizar la máquina, para luego ser levantada por un servomotor de gran carrera, accionado por el gobernador de la unidad, que en caso de ocurrir una falla del sistema de gobernación, abre la interconexión entre ambos lados del cilindro hidráulico y efectúa su cierre accionado por gravedad.

Debido a su colocación en el tubo de aspiración los vórtices generados cuando es cerrada la compuerta, serán absorbidos por el canal de descarga,

por lo que existen menos vibraciones que si se colocase esta compuerta en la toma y en consecuencia menor disipación de energía.

La estimación del peso de las compuertas en el tubo de aspiración se determina mediante las dimensiones de planta, dadas en el Anexo 5.2 (Planta de la Casa de Maquinas de Tocomá).

La compuerta en el tubo de aspiración se ubicara a 9.8 m de la compuerta de servicio.

Alto : 8.5 m.

H : Columna de agua que deberá soportar en caso de un nivel máximo infrecuente: 35.65 m.

El ancho de esta compuerta será modelado experimentalmente, al igual que su ubicación.

Para todos los tipos de compuertas excepto las vasculante, el peso es calculado en función de los parámetros B^2hH , donde B es el ancho, h la altura de la compuerta, H la altura de agua a la superficie (columna de agua). En estas ecuaciones B, h y H están expresados en metros y el peso G esta dado en kN. El peso aproximado de las compuertas de vagón, utilizadas en este proyecto, es calculado por la siguiente expresión:

$$G = 0.706(B^2hH)^{0.7} \quad \text{ec. 5.1}$$

Para valores de $B^2hH > 2000\text{m}^4$ y

$$G = 0.888(B^2hH)^{0.659} \quad \text{ec. 5.2}$$

Para valores de $B^2hH < 2000\text{m}^4$ [17]

Sustituyendo los valores de B, h y H en la expresión B^2hH .obtenemos que:

$$B^2hH = (7.5\text{m})^2(8.5\text{m})(35.65\text{m}) = 17045\text{m}^4$$

Por lo tanto, $B^2hH > 2000m^4$, entonces es utilizada la ecuación 5.1, donde:

$$G = 0.706(17045)^{0.7} = 647,03 \text{ kN} = 65978\text{Kg}$$

Las compuertas en el tubo de aspiración son de menor tamaño que las compuertas de toma, debido a sus dimensiones, estas últimas son accionadas por una grúa pórtico, mientras que las compuertas en el tubo de aspiración requieren de un servomotor constituido por doce winches hidráulicos.

6.1.- GENERALIDADES

La tarea fundamental de la regulación de velocidad es mantener automáticamente, sin intervención del operario la velocidad de rotación constante o con una pequeña variación que no exceda un límite máximo admisible predeterminado, tanto durante el arranque y sincronización de la unidad, como durante la operación en el caso de que la unidad esta asignada para participar en la regulación de frecuencia del sistema. Los sistemas de gobernación de los diferentes tipos de turbinas cumplen esta tarea, logrando una frecuencia prácticamente constante.

Los sistemas de gobernación de las turbinas tipo Semi-Kaplan tiene gran importancia, ya que durante el proceso de arranque y sincronización actúan sobre los servomotores de accionamiento de la compuerta principal, ubicada en el tubo de aspiración, característica principal de este tipo de turbinas.

En este capítulo se describirá el sistema de gobernación y protección de las unidades generadoras, realizando una comparación de ambos sistemas.

6.2. - SISTEMA DE GOBERNACIÓN

6.2.1.- SISTEMA DE GOBERNACIÓN DE TURBINAS TIPO KAPLAN

Para cada carga de la turbina tipo Kaplan, y por lo tanto para cada caudal suministrado, hay una combinación óptima de la apertura del distribuidor y ángulo de los álabes del rodete, con la cual se obtiene el óptimo rendimiento posible en cada caso. El sistema de doble regulación de las turbinas tipo Kaplan, consta de un regulador de serie para apertura del distribuidor, de una válvula de distribución y servomotor para la orientación de los álabes móviles. Ambos movimientos se interrelacionan mediante una leva calculada hidráulicamente.

Refiriéndose a las condiciones de operación del gobernador hay tres diferentes modos de operar :

- 1.-Estado estable, cuando la unidad opera a carga constante, caída y potencia de salida.
- 2.-El sistema total es dependiente de un pequeño cambio causado por fluctuación de la carga. De este modo ninguno de los elementos del gobernador alcanzan el límite. El servomotor no operara a la máxima apertura y velocidad de cierre.
- 3.-El sistema total es dependiente de cambios causados por el hecho de que las partes del sistema de gobernación alcance sus límites. Esta es la situación durante el rechazo de carga, cuando el servomotor principal operara a máxima velocidad de cierre.

Para el análisis de la estabilidad es suficiente considerar los parámetros t_w y h_w , aún cuando algunas plantas son complejas en el túnel / tubería forzada, el cual hace necesario un análisis de estabilidad del sistema completo.

El gobernador para el proyecto Tocomá con turbinas tipo Kaplan deberá ser del tipo electro-hidráulico, con control por microprocesador digital, PID, con sensores de velocidad y aceleración.

El gobernador deberá cumplir con las funciones de regulación de frecuencia, regulación de desviaciones de velocidad, limitación mecánica y eléctrica de apertura de paletas directrices, optimización del ángulo de inclinación de los álabes del rodete con relación a la caída y a la apertura de paletas directrices, control y limitación mecánica y eléctrica de sobre velocidad y detección del deslizamiento de la unidad. La presión de operación del sistema no debe exceder de 63 Kg/cm^2 . El tiempo de apertura de los álabes del rodete será ajustable entre 10 y 30 seg. y el cierre entre 15 y 40 seg.

Los compresores, las bombas de aceite, el tanque de sumidero, los tanques de presión, la tubería y los controles necesarios para el sistema de gobernación.

6.2.2.- SISTEMA DE GOBERNACION DE TURBINAS TIPO SEMI-KAPLAN

Igualmente que para turbinas tipo Kaplan para este proyecto el gobernador deberá ser del tipo electro-hidráulico, con control por microprocesador digital, PID, con sensores de velocidad y aceleración, y deberá cumplir con todas sus funciones a excepción de apertura y cierre de las paletas directrices.

La gobernación de las turbinas tipo Semi-Kaplan es de regulación simple, ya que no operaran las paletas directrices del distribuidor, puesto que se encuentran fijas.

Después que la máquina arranque y sincronice, actuando el gobernador sobre la compuerta en el tubo de aspiración, ésta operará a la potencia asignada y el gobernador solo actuará sobre los álabes del rodete.

La parada de la unidad es función del gobernador, ya que bajará la compuerta principal, hasta que el flujo se reduzca para mantener la velocidad sin carga, y posteriormente se desconecta del sistema. Este tipo de unidades generadoras no esta diseñada para regulación de frecuencia, solo para ajustar la potencia dentro de un rango limitado (véase Capítulo 4), de acuerdo con las necesidades del sistema y las asignaciones del despacho de carga. Para las variaciones de carga mas grandes, algunas de las unidades deberán ser paradas o arrancadas según corresponde.

6.3.- CIERRE DE EMERGENCIA

Para evitar la necesidad de proveer y mantener las compuertas de toma con sus cilindros hidráulicos para todas las Unidades (36 conjuntos en total) y a la vez proteger las máquinas contra un embalamiento prolongado en el caso de falla del sistema de gobernación, las turbinas tipo Kaplan están provistas con un sistema de cierre de emergencia de las paletas directrices totalmente independientes de los sistema de gobernación y de los servomotores

principales, de los controles electrónicos y del suministro de la energía eléctrica en el momento de embalamiento. El sistema de cierre de emergencia que fue diseñado por EDELCA e implementando en el Proyecto Caruachi, contará con dos unidades de potencia principales y una unidad de reserva, todas con sus bombas de aceite, acumuladores tipo pistón, válvulas, y controles, un tanque sumidero común para las tres unidades de potencia, bombonadas de nitrógeno comprimido, dos sistemas de tuberías de suministro y distribución de aceite a presión y una tubería de retorno de aceite al tanque sumidero. Los acumuladores de pistón de cada unidad de potencia deberán tener capacidad suficiente para efectuar el cierre de emergencia de tres unidades, sin las bombas de aceite funcionando. La presión máxima del sistema deberá ser limitado a 150 kg/cm^2 y el tiempo de cierre de las paletas directrices no deberá exceder de sesenta (60) segundos.

Para proteger las turbinas tipo Semi-Kaplan, que no posee las paletas directrices, contra el embalamiento y por ende los esfuerzos muy elevados en todos sus componentes rotantes, se proveerá de un sistema de protección que desconecta del sistema de gobernación, los controles de las compuertas en el tubo de aspiración, y que en caso de ocurrir una falla del sistema de gobernación, abre la interconexión entre ambos lados del cilindro hidráulico y efectúa su cierre accionado por gravedad.

La utilización de este sistema es algo menos seguro que el utilizado en turbinas tipo Hélice y Kaplan ya que no se puede cerrar las paletas directrices, función que en este caso cumplen las compuertas principales ubicadas en el tubo de aspiración.

Para detener la entrada de agua a las turbinas y achicar sus pasajes de agua para los asuntos de mantenimiento, se dispondrá de las compuertas de mantenimiento tanto en la toma, como en la salida del tubo de aspiración.

7.1.-GENERALIDADES

Una vez que han sido discutidas las diferentes alternativas de las unidades generadoras a utilizar en el Proyecto Tocomá, debe efectuarse un análisis económico para la selección de la alternativa más conveniente.

La decisión de una inversión está orientada a el aumento de ingresos ó a la reducción de los costos, siendo estos los alicientes que hacen que un hombre prescindiera de satisfacer sus deseos actuales basado en la perspectiva de satisfacer otros mayores en el futuro.

En este capítulo se compara económicamente el costos de los dos tipos de turbinas y las compuertas principales de cada una de ellas.

En el análisis económico de este proyecto tomando en cuenta la tasa promedio de inflación y la tasa de cambio para el cual están dados los costos. La selección de las unidades generadoras y posteriormente su instalación juega un papel importante en la inversión directa del proyecto, por tal motivo, la comparación de costos de los dos tipos de turbina a utilizar, es decir, turbinas tipo Kaplan y turbinas tipo Semi-Kaplan permitirá decidir en un futuro la selección adecuada.

7.2.- COSTOS

7.2.1.- COSTOS DE UNIDADES GENERADORAS

Los costos de las turbinas, gobernadores y grúas puentes de las turbinas tipo Kaplan diseñadas para el proyecto Tocomá, fueron estimados en base a los costos de los equipos correspondientes al Proyecto Caruachi fabricados por el Consorcio Kvaerner – GE Canadá. Los costos suministrados por dicho

fabricante, el Consorcio Kvaerner – GE Canadá, vigentes para el año 1994 están indicados (tabla 7.1).

Tabla 7.1

TURBINAS	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)
Pruebas de modelo	520,027.56
Tubo de aspiración	6,750,000.00
Forro metálico del pozo de la turbina	2,500,000.00
Dado Redondeado	750,000.00
Aro Descargador	4,717,809.64
Anillo de duela	12,961,322.95
Cubierta Externa	7,505,390.87
Anillos inferiores	8,311,755.48
Cubierta intermedia	6,512,942.71
Cubierta interna	1,271,575.03
Anillo de Regulación	1,147,518.82
Álabes	10,652,877.96
Paletas directrices & soporte	6,450,913.82
Servomotor principal de los álabes	1,643,742.12
Sistema de emergencia para el servomotor	310,139.76
Caja Ensambladora	4,435,003.06
Rodete de la turbina	26,505,310.26
Eje de la turbina	4,818,568.10
Pasadores dobles del eje	253,608.60
Cojinete Guía	1,293,573.76
Sello del eje	1,040,236.61
Totales	110,352,317.11

GOBERNADORES	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)
Juego de bombas	3,091,503.53
Tanques de compresión	1,120,189.29
Válvulas del Distribuidor	1,024,364.33
Carga de Aceite	569,614.27
Tuberías y Válvulas	1,603,183.09
Equipos Electrónicos	1,451,430.73
Motor Central de Control	967,619.44
Totales	9,827,904.68

EQUIPOS COMUNES	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)
Sistemas de Cierre de Emergencia	370,094.65
Equipos del Gobernador	311,640.43
Repuestos de la Turbina	1,359,834.37
Herramientas y Equipos de Mantenimiento	477,588.11
Repuestos del Gobernador	414,372.52
Herramientas y Equipos de Mantenimiento	14,350.16
Totales	2,947,880.24

GRUAS PUENTE O PORTICO	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)
Grúas Principal	3,430,731.55
Grúas Auxiliares No 1	794,467.95
Grúas Auxiliares No 2	794,467.95
Repuestos	77,809.12
Totales	5,097,476.57

**PRECIO FOB DE 12 TURBINAS
TIPO KAPLAN (U.S. \$)**

128,225,578.60

El precio actualizado de estas unidades es calculado, utilizando la siguiente ecuación:

$$P_i = P_o \cdot (1+i)^n \quad [11]$$

Donde:

P_i : Precio actual de P_o

n: numero de años

P_o : Precio en el pasado del equipo

i: tasa anual de inflación promedio.

Utilizando la tasa anual de inflación promedio de los Estados Unidos de 2.51% en el período 1994-2001, y siendo el número de años igual a 6, se obtiene el precio actualizado de los equipos, los cuales son mostrados en la tabla 7.2.

Tabla 7.2

TURBINAS	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)	Actualización (\$)2001
Pruebas de modelo	520,027.56	603,577.03
Tubo de aspiración	6,750,000.00	7,834,478.86
Forro metálico del pozo de la turbina	2,500,000.00	2,901,658.84
Dado Redondeado	750,000.00	870,497.65
Aro Descargador	4,717,809.64	5,475,789.62
Anillo de duela	12,961,322.95	15,043,734.91
Cubierta Externa	7,505,390.87	8,711,233.49
Anillos inferiores	8,311,755.48	9,647,151.50
Cubierta intermedia	6,512,942.71	7,559,335.10
Cubierta interna	1,271,575.03	1,475,870.77
Anillo de Regulación	1,147,518.82	1,331,883.25
Álabes	10,652,877.96	12,364,406.99
Paletas directrices & soporte	6,450,913.82	7,487,340.43
Servomotor principal de los álabes	1,643,742.12	1,907,831.54
Sistema de emergencia para el servomotor	310,139.76	359,967.91
Caja Ensambladora	4,435,003.06	5,147,546.32
Rodete de la turbina	26,505,310.26	30,763,747.09
Eje de la turbina	4,818,568.10	5,592,736.29
Pasadores dobles del eje	253,608.60	294,354.26
Cojinete Guía	1,293,573.76	1,501,403.89
Sello del eje	1,040,236.61	1,207,364.70
Totales	110,352,317.11	128,081,910.40

GOBERNADORES	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)	Actualización (\$)2001
Juego de bombas	3,091,503.53	3,588,195.41
Tanques de compresión	1,120,189.29	1,300,162.86
Válvulas del Distribuidor	1,024,364.33	1,188,942.33
Carga de Aceite	569,614.27	661,130.51
Tuberías y Válvulas	1,603,183.09	1,860,756.15
Equipos Electrónicos	1,451,430.73	1,684,622.72
Motor Central de Control	967,619.44	1,123,080.60
Totales	9,827,904.68	11,406,890.58

EQUIPOS COMUNES	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)	Actualización (\$)2001
Sistemas de Cierre de Emergencia	370,094.65	429,555.36
Equipos del Gobernador	311,640.43	361,709.68
Repuestos de la Turbina	1,359,834.37	1,578,310.17
Herramientas y Equipos de Mantenimiento	477,588.11	554,319.11
Repuestos del Gobernador	414,372.52	480,947.08
Herramientas y Equipos de Mantenimiento	14,350.16	16,655.71
Totales	2,947,880.24	3,421,497.10

GRUAS PUENTE Y PORTICO	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)	Actualización (\$)2001
Grúas Principal	3,430,731.55	3,981,925.00
Grúas Auxiliares No 1	794,467.95	922,109.98
Grúas Auxiliares No 2	794,467.95	922,109.98
Repuestos	77,809.12	90,310.21
Totales	5,097,476.57	5,916,455.17

PRECIO FOB DE 12 TURBINAS**TIPO KAPLAN (U.S. \$)****128,225,578.60 148,826,753.25**

Análogamente se estimó el costo de las turbinas tipo Semi-Kaplan, tabla 7.1 y prescindiendo de los elementos que no son requeridos en este tipo de turbinas obteniendo el valor presente de las doce unidades generadoras tipo Semi-Kaplan, los cuales se indican en la tabla 7.3.

TABLA 7.3

TURBINAS	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)	Actualización (\$)2001
Pruebas de modelo	520,027.56	603,577.03
Tubo de aspiración	6,750,000.00	7,834,478.86
Forro metálico del pozo de la turbina	2,500,000.00	2,901,658.84
Dado Redondeado	750,000.00	870,497.65
Aro Descargador	4,717,809.64	5,475,789.62
Anillo de duela	12,961,322.95	15,043,734.91
Cubierta Externa	7,505,390.87	8,711,233.49
Anillos inferiores	8,311,755.48	9,647,151.50
Cubierta intermedia	6,512,942.71	7,559,335.10
Cubierta interna	1,271,575.03	1,475,870.77
Sistema de emergencia para el servomotor	310,139.76	359,967.91
Caja Ensambladora	4,435,003.06	5,147,546.32
Rodete de la turbina	26,505,310.26	30,763,747.09
Eje de la turbina	4,818,568.10	5,592,736.29
Pasadores dobles del eje	253,608.60	294,354.26
Cojinete Guía	1,293,573.76	1,501,403.89
Sello del eje	1,040,236.61	1,207,364.70
Totales	90,457,264.40	104,990,448.20

GOBERNADORES	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)	Actualización (\$)2001
Juego de bombas	3,091,503.53	3,588,195.41
Tanques de compresión	1,120,189.29	1,300,162.86
Válvulas del Distribuidor	1,024,364.33	1,188,942.33
Carga de Aceite	569,614.27	661,130.51
Tuberías y Válvulas	1,603,183.09	1,860,756.15
Equipos Electrónicos	1,451,430.73	1,684,622.72
Motor Central de Control	967,619.44	1,123,080.60
Totales	9,827,904.68	11,406,890.58

EQUIPOS COMUNES	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)	Actualización (\$)2001
Equipos del Gobernador	311,640.43	361,709.68
Repuestos de la Turbina	1,359,834.37	1,578,310.17
Herramientas y Equipos de Mantenimiento	477,588.11	554,319.11
Repuestos del Gobernador	414,372.52	480,947.08
Herramientas y Equipos de Mantenimiento	14,350.16	16,655.71
Totales	2,577,785.59	2,991,941.74

GRUAS PUENTE O PORTICO	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)	Actualización (\$)2001
Grúas Auxiliares No 1	794,467.95	922,109.98
Repuestos	77,809.12	90,310.21
Totales	872,277.07	1,012,420.19

PRECIO FOB DE 12 TURBINAS

TIPO SEMI-KAPLAN (U.S \$)	104,529,699.68	120,401,700.71
----------------------------------	-----------------------	-----------------------

Comparando el precio actualizado de las turbina Semi-Kaplan (US\$ 120,401,700.71) , con el precio actualizado de la turbina tipo Kaplan (US\$ 148,826,753.25) resulta que aquellas, representa el 80.90% de éstas, o que las turbinas tipo Semi-Kaplan son 19.09% mas económicas que las turbinas tipo Kaplan, dicha comparación es mostrada en la Fig. 7.1.

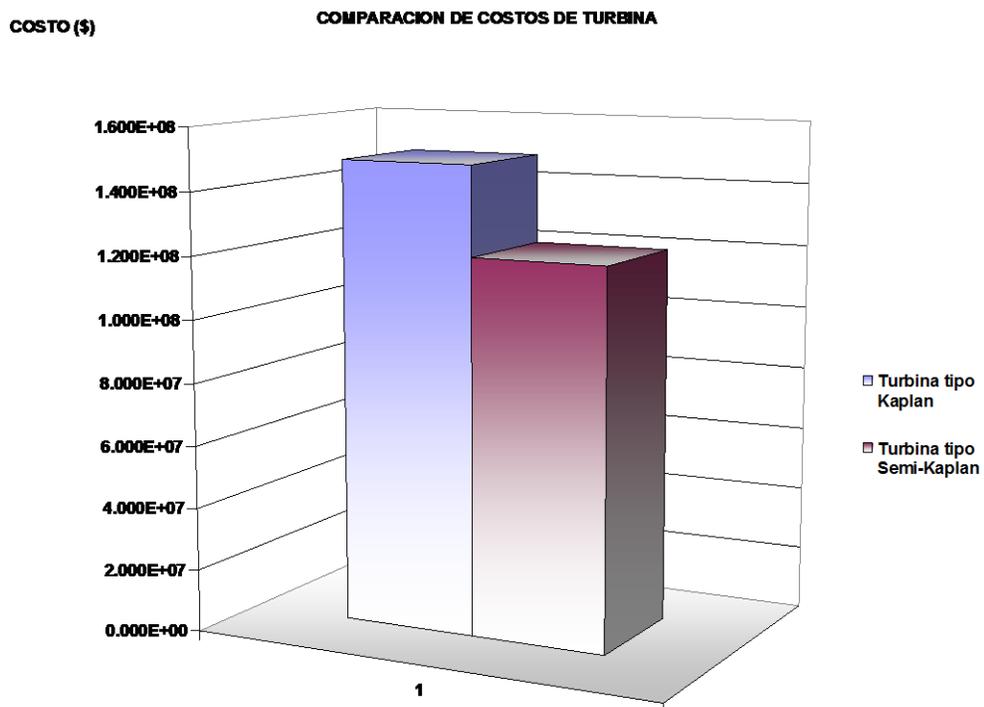


Fig. 7.1

7.2.1.- COSTOS DE COMPUERTAS

El uso de compuertas de toma en el caso de las turbinas tipo Kaplan, y de las compuertas en el tubo de aspiración en el caso de las turbinas tipo Semi-Kaplan, juega un papel importante en la comparación económica. Los costos de las compuertas de tomas de las turbinas tipo Kaplan previstas para el Proyecto Caruachi fueron suministrado por el Consorcio Impsa de Venezuela, (encargado de su fabricación). En la tabla 7.4, se muestra el costo de éstas compuertas.

Tabla 7.4

COMPUERTAS DE TOMA	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)	Actualización (\$)2001
Compuertas de toma (9)	2,646,992.40	3,072,267.55
Piezas Empotradas (36 juegos)	3,013,181.49	3,497,289.88
Vigas de Izamiento (3)	20,333.64	23,600.51
Guías Laterales y Soportes inferiores para almacenamiento en el pozo (6 juegos)	13,416.27	15,571.78
Guías Laterales y Soportes inferiores para almacenamiento en el monolito(3 juegos)	5,701,154.37	6,617,121.98
Piezas de repuesto y herramientas especificadas	128,658.21	149,328.89
Total	11,523,736.38	13,375,180.60

COMPUERTAS DE MANTENIMIENTO	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)	Actualización (\$)2001
Compuertas de Mantenimiento con válvula de llenado(9)	1,039,772.67	1,206,826.22
Compuertas de mantenimiento sin válvula de llenado(27)	3,071,318.37	3,564,767.23
Piezas Empotradas (36 juegos)	876,647.67	1,017,492.98
Vigas de Izamiento (1)	8,482.07	9,844.83
Guías Laterales y soportes inferiores para almacenamiento en el monolito (3 juegos)	5,012,880.85	5,818,268.00
Piezas de repuesto y herramientas especificadas	6,152.64	7,141.14
Totales	10,015,254.27	11,624,340.42

COMPUERTAS DE MANTENIMIENTO	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)	Actualización (\$2001)
Compuertas de Mantenimiento con válvula de llenado(9)	1,039,772.67	1,206,826.22
Compuertas de mantenimiento sin válvula de llenado(27)	3,071,318.37	3,564,767.23
Piezas Empotradas (36 juegos)	876,647.67	1,017,492.98
Vigas de Izamiento (1)	8,482.07	9,844.83
Guías Laterales y soportes inferiores para almacenamiento en el monolito (3 juegos)	5,012,880.85	5,818,268.00
Piezas de repuesto y herramientas especificadas	6,152.64	7,141.14
Totales	10,015,254.27	11,624,340.42

REJAS	PRECIO FOB PARA1994 (US \$)	Actualización (\$2001)
Rejas(36)	2,285,350.80	2,652,523.34
Piezas Empotradas (36 juegos)	1,484,103.42	1,722,544.72
Viga de Izamiento (1)	3,776,285.85	4,382,997.28
Piezas de Repuesto y herramientas especificadas	119.58	138.79
Totales	7,545,859.65	8,758,204.13

TOTAL GENERAL DE LAS COMPUERTAS	32,208,598.76	37,607,883.74
--	----------------------	----------------------

Comparando el precio actualizado de las compuertas utilizadas turbina Semi-Kaplan (US\$ 37,607,883.74) , con el precio actualizado de las compuertas de toma en la turbina tipo Kaplan (US\$ 33,757,725.151), determina que las primeras representan el 111.40%, o que las compuertas turbinas tipo Semi-Kaplan son 11.4% mas costosas que las compuertas de toma.

7.3.-COMPARACION DE COSTOS

Aún cuando las compuertas de las turbinas tipo Semi-Kaplan son mas costosas que las compuertas de las turbinas tipo Kaplan, se puede determinar

que las primeras siguen siendo más económicas, ya que la eliminación de las paletas directrices y el mecanismo de regulación en las turbinas tipo Semi-Kaplan, permite una reducción de costo notable en este tipo de turbinas que es superior al incremento de precio de la compuertas en tubo de aspiración, resultando una reducción del costo total neta del 13.45 %. A continuación se muestra un gráfico de barra (Fig. 7.2), con la comparación de costos totales de ambos tipos de turbinas .

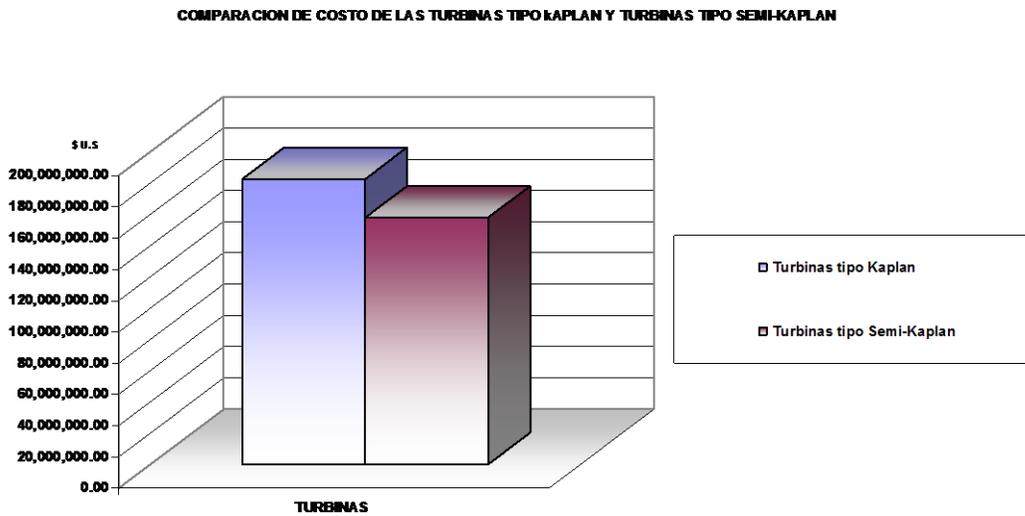


Fig 7.2

CONCLUSIONES

La selección final del porcentaje de apertura de paletas directrices (GVO), correspondiente a la apertura de paletas fijas de las turbinas tipo Semi-Kaplan es de 92%, debido a sus elevados valores de eficiencia a la potencias nominal e intermedia, en comparación con los otros valores estudiados.

La turbina tipo Semi-Kaplan permite la operación en un rango sustancialmente más amplio de potencias que la turbina tipo Hélice y menor que la turbina tipo Kaplan. A la caída nominal de 35,6 m, con eficiencia igual o mayor que 93%, la turbina tipo Semi-Kaplan puede cubrir el rango de potencias desde 150 MW, hasta 182 MW, mientras que la turbina tipo Hélice a un ángulo de alabes del rodete fijo cubre solamente desde 172 MW hasta 182 MW, con posibilidad de cavitación y caída brusca de eficiencia fuera de este rango. La turbina tipo Kaplan, cubre un rango desde 67 MW hasta 185 MW.

Las características de operación de las turbinas tipo Kaplan y tipo Semi-Kaplan tienen los picos de eficiencias similares, aunque las turbinas tipo Semi-Kaplan, en un rango limitado, alcanzan mayor eficiencia que las turbinas tipo Kaplan, debido a la eliminación de las pérdidas por fricción y choque de agua en la entrada a las paletas directrices.

Alejándose del punto de la mejor eficiencia, las turbinas tipo Kaplan presentan menos pérdidas por choque de agua en la entrada a los álabes del rodete, que las turbinas tipo Semi-Kaplan y tipo Hélice, debido a los ajustes simultáneos tanto de las paletas directrices, como de los álabes, lo que trae como consecuencia un aumento de eficiencia para un amplio rango de operación.

Al igual que las turbinas tipo Kaplan, las turbinas tipo Semi-Kaplan aseguran una operación suave, sin vibraciones, sin pulsaciones de presión y con buena eficiencia.

Las turbinas tipo Hélice con álabes fijos sufren más daños por cavitación que las turbinas tipo Kaplan y tipo Semi-Kaplan. Esto se debe al hecho que es virtualmente imposible mantener las turbinas operando siempre muy cerca a su punto de la mejor eficiencia, sin número excesivo de paradas y arranques, ocasionando daños por cavitación, que se origina en el borde de entrada a los álabes. Entonces los gastos de reparación y el tiempo de indisponibilidad de las máquinas tipo Hélice son más elevados.

Al valor del ángulo de las paletas fijas apertura de paletas directrices escogido, las turbina tipo Semi-Kaplan y tipo Kaplan, están libre de cavitación, debido a que las pruebas realizadas a las turbinas tipo Kaplan para el Proyecto Caruachi, indican que a este ángulo y al ajuste del ángulo de los alabes del rodete contemplado no ocurre este fenómeno.

El accionamiento de las compuertas en el tubo de aspiración requiere de un servomotor de gran carrera que deber estar conectado a el sistema de gobernación, en cambio las compuertas ubicadas en la toma pueden ser accionadas por una grúa pórtico, siempre y cuando la turbina esta provista con las paletas directrices y con su sistema independiente de cierre de emergencia.

La seguridad de operación, en las turbinas tipo Kaplan y tipo Hélice, es mayor que en las turbinas tipo Semi-Kaplan, ya que éstas últimas pierden la posibilidad de ser paradas mediante las paletas directrices del distribuidor. El único sistema de protección de turbinas tipo Semi-Kaplan, es el cierre por gravedad de la compuerta en el tubo de aspiración.

Para evitar la necesidad de proveer y mantener las compuertas de toma con sus cilindros hidráulicos para todas las Unidades (36 conjuntos en total) y a la vez proteger las máquinas contra un embalamiento prolongado en el caso de falla del sistema de gobernación, las turbinas tipo Kaplan del Proyecto Caruachi están provistas con un sistema de cierre de emergencia de las paletas directrices, totalmente independientes de los sistema de gobernación y de los servomotores principales, de los controles electrónicos y del suministro de la energía eléctrica en el momento de embalamiento.

La gobernación de las turbinas tipo Semi-Kaplan es de regulación simple, ya que no operara las paletas directrices del distribuidor , puesto que se encuentran fijas. Para proteger las turbinas tipo Semi-Kaplan, se proveerá de un sistema de protección que, en caso de ocurrir una falla del sistema de gobernación, desconecta del sistema de gobernación los controles de las compuertas en el tubo de aspiración (36 conjuntos en total), abre la interconexión entre ambos lados del cilindro hidráulico y efectúa su cierra accionado por gravedad. La utilización de este sistema es algo menos seguro que el utilizado en turbinas tipo Hélice y Kaplan, ya que no se puede cerrar las paletas directrices, función que en este caso cumplen las compuerta principales ubicadas en el tubo de aspiración.

La compuerta principal ubicada en la tubo de aspiración es menos pesada que la compuerta principal ubicada en la toma, debido a sus dimensiones, por lo que las compuertas principales de una turbina tipo Semi-Kaplan son mas económica.

El número de compuertas utilizadas en el tubo de aspiración supera el numero de compuertas de toma. Por estas razones, el uso de compuertas en el tubo de aspiración eleva el costo de las turbinas tipo Semi-Kaplan.

El costo de la turbina tipo Semi-Kaplan alcanza unos 86,9 % del costo de las turbinas tipo Kaplan, debido a que en las primeras se prescinde de una serie de elementos que abaratan el proyecto, operando a buena eficiencia, siendo este uno de los factores determinantes en la selección del tipo de turbina.

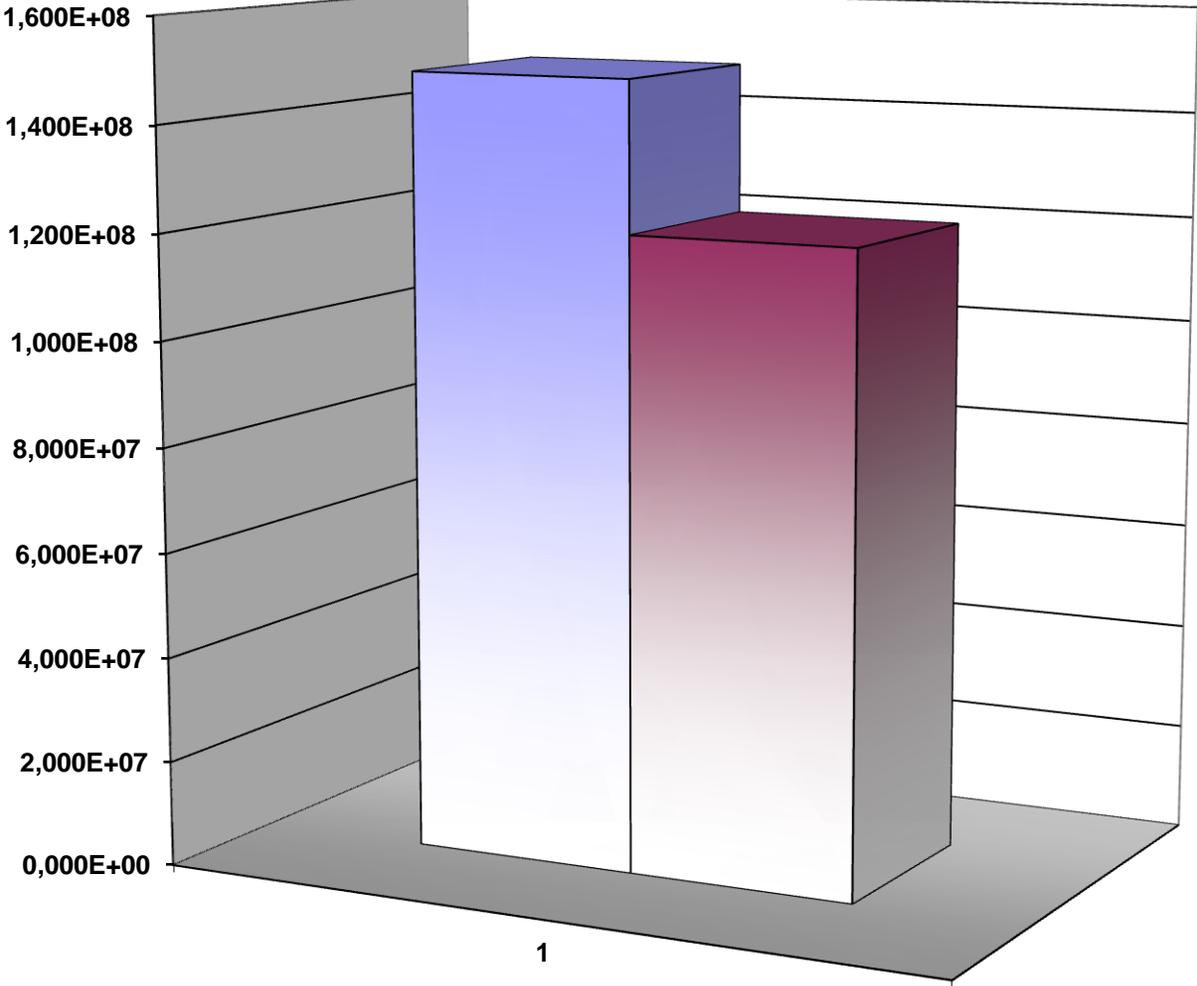
RECOMENDACIONES

A pesar de haber efectuado un análisis técnico económico sobre las dos tipos de turbinas utilizables para el proyecto Tocomá

Existen otras variables que pueden afectar

COSTO (\$)

COMPARACION DE COSTOS DE TURBINA



- Turbina tipo Kaplan
- Turbina tipo Semi-Kaplan

COSTO DE TURBINAS TIPO KAPLAN

\$ 1,00 7,6919 NOK
CPI= 0,025142857 %

TURBINAS	COSTO FOB PARA 1994	Actualización (\$) 2001
Pruebas de modelo	520.027,56	603.577,03
Tubo de aspiración	6.750.000,00	7.834.478,86
Forro metálico del pozo de la turbina	2.500.000,00	2.901.658,84
Dado Redondeado	750.000,00	870.497,65
Aro Descargador	4.717.809,64	5.475.789,62
Anillo de duela	12.961.322,95	15.043.734,91
Cubierta Externa	7.505.390,87	8.711.233,49
Anillos inferiores	8.311.755,48	9.647.151,50
Cubierta intermedia	6.512.942,71	7.559.335,10
Cubierta interna	1.271.575,03	1.475.870,77
Anillo de Regulación	1.147.518,82	1.331.883,25
Álabes	10.652.877,96	12.364.406,99
Paletas directrices & soporte	6.450.913,82	7.487.340,43
Servomotor principal de los álabes	1.643.742,12	1.907.831,54
Sistema de emergencia para el servomotor	310.139,76	359.967,91
Caja Ensambladora	4.435.003,06	5.147.546,32
Rodete de la turbina	26.505.310,26	30.763.747,09
Eje de la turbina	4.818.568,10	5.592.736,29
Pasadores dobles del eje	253.608,60	294.354,26
Cojinete Guía	1.293.573,76	1.501.403,89
Sello del eje	1.040.236,61	1.207.364,70

Totales

110.352.317,11

128.081.910,40

GOBERNADORES	ICIO FOB PARA1994	Actualización (\$)2001
Juego de bombas	3.091.503,53	3.588.195,41
Tanques de compresión	1.120.189,29	1.300.162,86
Válvulas del Distribuidor	1.024.364,33	1.188.942,33
Carga de Aceite	569.614,27	661.130,51
Tuberías y Válvulas	1.603.183,09	1.860.756,15
Equipos Electronicos	1.451.430,73	1.684.622,72
Motor Central de Control	967.619,44	1.123.080,60
Totales	9.827.904,68	11.406.890,58

\$

Equipos comunes	ICIO FOB PARA1994	Actualización (\$)2001
Sistemas de Cierre de Emergencia	370.094,65	429.555,36
Equipos del Gobernador	311.640,43	361.709,68
Repuestos de la Turbina	1.359.834,37	1.578.310,17
Herramientas y Equipos de Mantenimiento	477.588,11	554.319,11
Repuestos del Gobernador	414.372,52	480.947,08
Herramientas y Equipos de Mantenimiento	14.350,16	16.655,71
Totales	2.947.880,24	3.421.497,10

Gruas Puente o Portico	PRECIO FOB PARA1994	Actualización (\$)2001	\$
Gruas Principal	3.430.731,55	3.981.925,00	3430731,549
Gruas Auxiliares No 1	794.467,95	922.109,98	794467,9468
Gruas Auxiliares No 2	794.467,95	922.109,98	794467,9468
Repuestos	77.809,12	90.310,21	77809,12388
Totales	5.097.476,57	5.916.455,17	5097476,566

**PRECIO FOB DE 12 TURBINAS
TIPO KAPLAN (U.S. \$)**

128.225.578,60

148.826.753,25

#¡REF!

121.753.366,04

27.073.387,21

COSTO DE TURBINAS TIPO SEMI-KAPLAN

\$1,00

7,6919

CPI =

0,025142857

Turbinas	O FOB PARA1994	Actualización (\$)2001
Pruebas de modelo	520.027,56	603.577,03
Tubo de aspiración	6.750.000,00	7.834.478,86
Forro metálico del pozo de la turbina	2.500.000,00	2.901.658,84
Dado Redondeado	750.000,00	870.497,65
Aro Descargador	4.717.809,64	5.475.789,62
Anillo de duela	12.961.322,95	15.043.734,91
Cubierta Externa	7.505.390,87	8.711.233,49
Anillos inferiores	8.311.755,48	9.647.151,50
Cubierta intermedia	6.512.942,71	7.559.335,10
Cubierta interna	1.271.575,03	1.475.870,77
Sistema de emergencia para el servo	310.139,76	359.967,91
Caja Ensambladora	4.435.003,06	5.147.546,32
Rodete de la turbina	26.505.310,26	30.763.747,09
Eje de la turbina	4.818.568,10	5.592.736,29
Pasadores dobles del eje	253.608,60	294.354,26
Cojinete Guía	1.293.573,76	1.501.403,89
Sello del eje	1.040.236,61	1.207.364,70
Totales	90.457.264,40	104.990.448,20

Gobernadores	O FOB PARA1994	Actualización (\$)2001
Juego de bombas	3.091.503,53	3.588.195,41

Tanques de compresión	1.120.189,29	1.300.162,86
Válvulas del Distribuidor	1.024.364,33	1.188.942,33
Carga de Aceite	569.614,27	661.130,51
Tuberías y Válvulas	1.603.183,09	1.860.756,15
Equipos Electronicos	1.451.430,73	1.684.622,72
Motor Central de Control	967.619,44	1.123.080,60
Totales	9.827.904,68	11.406.890,58

Equipos comunes	O FOB PARA1994	Actualización (\$)2001
Equipos del Gobernador	311.640,43	361.709,68
Repuestos de la Turbina	1.359.834,37	1.578.310,17
Herramientas y Equipos de Mantenim	477.588,11	554.319,11
Repuestos del Gobernador	414.372,52	480.947,08
Herramientas y Equipos de Mantenim	14.350,16	16.655,71
Totales	2.577.785,59	2.991.941,74

Gruas Puente o Portico	O FOB PARA1994	Actualización (\$)2001
Gruas Auxiliares No 1	794.467,95	922.109,98
Repuestos	77.809,12	90.310,21
Totales	872.277,07	1.012.420,19

PRECIO FOB DE 12 TURBINAS

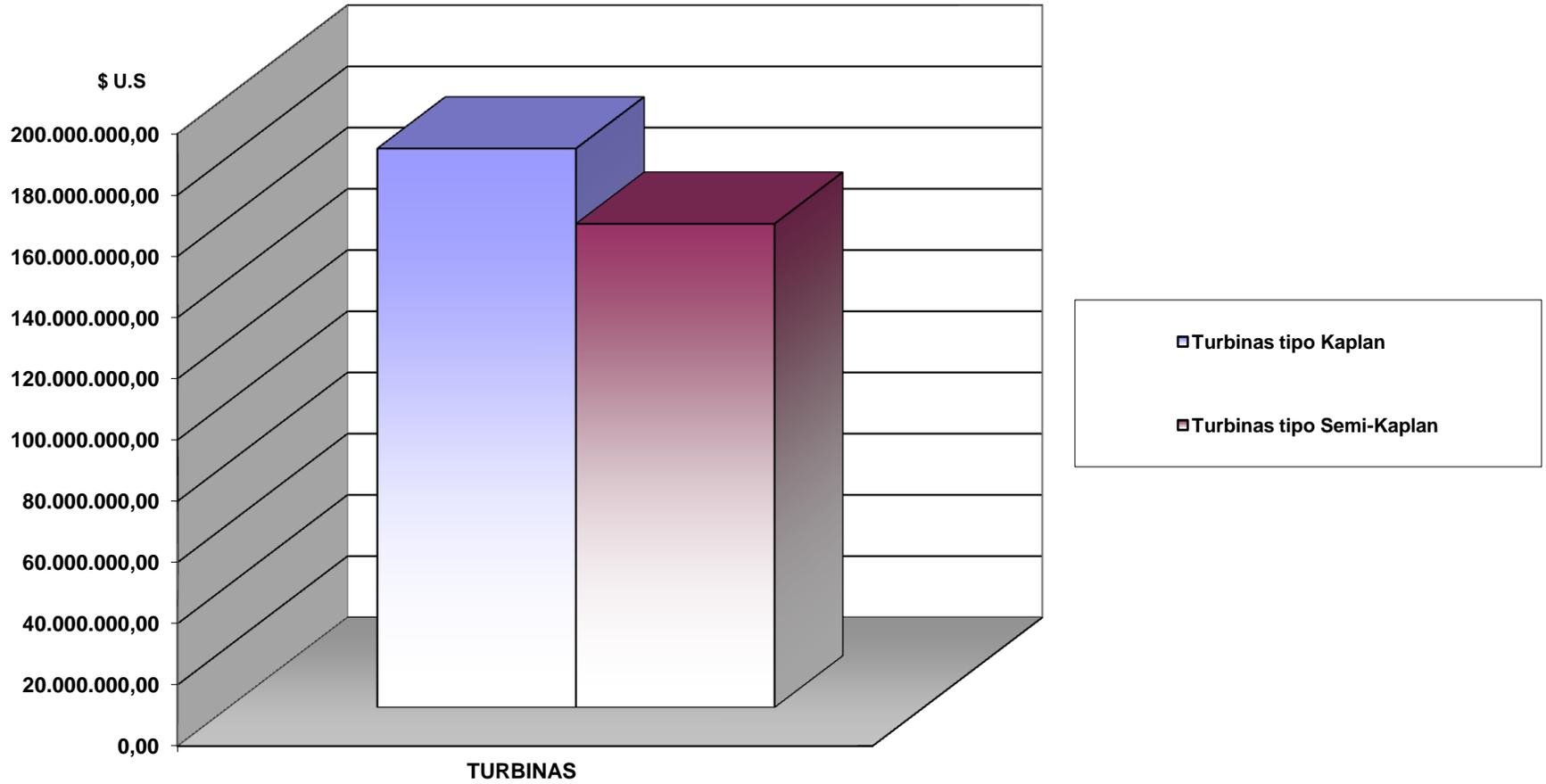
TIPO SEMI-KAPLAN

104.529.699,68

120.401.700,71

100	148.826.753,25
x	120.401.700,71

COMPARACION DE COSTO DE LAS TURBINAS TIPO KAPLAN Y TURBINAS TIPO SEMI-KAPLAN



COSTO DE LAS COMPUERTAS DE LA TURBINAS TIPO SEMI-KAPLAN

\$

1,00 7,6919
CPI= 0,025142857

NOK
%

PUERTAS DE TUBO DE ASPIRACION	RECIO FOB PARA1994 (US)	Actualización (\$)2001
Compuertas de Tubo de Aspiracion	7.706.266,50	8.944.382,51
Servomotor para alzamiento de la d	3.799.378,64	4.634.337,91
Piezas Empotradas (36 juegos)	3.013.181,49	3.497.289,88
Piezas de repuesto y herramientas	128.658,21	149.328,89

14.647.484,84

17.225.339,19

Totales

19404807174 214062,9583
21426,38677

COMPUERTAS DE MANTENIMIENTO	RECIO FOB PARA1994 (US)	Actualización (\$)2001
Compuertas de Mantenimiento con	1.039.772,67	1.206.826,22
Compuertas de mantenimiento sin	3.071.318,37	3.564.767,23
Piezas Empotradas (36 juegos)	876.647,67	1.017.492,98
Vigas de Izamiento (1)	8.482,07	9.844,83
Guias Laterales y soportes inferiores	5.012.880,85	5.818.268,00
Piezas de repuesto y herramientas	6.152,64	7.141,14

Totales

10.015.254,27

11.624.340,42

REJAS

	RECIO FOB PARA1994 (US)	Actualización (\$)2001
Rejas(36)	2.285.350,80	2.652.523,34
Piezas Empotradas (36 juegos)	1.484.103,42	1.722.544,72
Viga de Izamiento (1)	3.776.285,85	4.382.997,28

Pezas de Repuesto y herramientas	119,58	138,79
----------------------------------	--------	--------

Totales **7.545.859,65** **8.758.204,13**

TOTAL GENERAL DE LAS COMP **32.208.598,76** **37.607.883,74**

Turbinas **128081910,4**
Gobernadores **11406890,58**
Equipos Comunes **3421497,095**
Gruas Puente **5916455,168**

1
x
1,114052667

33.757.725,15
37.607.883,74

-11,4

COSTO DE LAS COMPUERTAS DE LA TURBINAS TIPO KAPLAN

\$ 1,00 7,6919 NOK
 CPI= 0,025142857 %

PUERTAS DE	D FOB PARA1994	actualización (\$)	2001
Compuertas de	2.646.992,40	3.072.267,55	
Piezas Empotra	3.013.181,49	3.497.289,88	
Vigas de Izamie	20.333,64	23.600,51	
Guias Laterales	13.416,27	15.571,78	
Guias Laterales	5.701.154,37	6.617.121,98	
Piezas de repue	128.658,21	149.328,89	
	11.523.736,38	13.375.180,60	

Totales

TAS DE MANTEN	D FOB PARA1994	actualización (\$)	2001
Compuertas de	1.039.772,67	1.206.826,22	
Compuertas de	3.071.318,37	3.564.767,23	
Piezas Empotra	876.647,67	1.017.492,98	
Vigas de Izamie	8.482,07	9.844,83	
Guias Laterales	5.012.880,85	5.818.268,00	
Piezas de repue	6.152,64	7.141,14	
Totales	10.015.254,27	11.624.340,42	

REJAS	D FOB PARA1994	actualización (\$)	2001
Rejas(36)	2.285.350,80	2.652.523,34	

Piezas Empotra	1.484.103,42	1.722.544,72
Viga de Izamien	3.776.285,85	4.382.997,28
Pezas de Repue	119,58	138,79
Totales	7.545.859,65	8.758.204,13

TOTAL GENER 29.084.850,30 33.757.725,15

Turbinas 128081910,4
Gobernadores 11406890,58
Equipos Comun 3421497,095
Gruas Puente 5916455,168

COSTO GENERAL

**TURBINAS
COMPUERTAS**

KAPLAN	SEMIKAPLAN	
148.826.753,25	120.401.700,71	28.425.052,54
33.757.725,15	37.607.883,74	-3.850.158,60
182.584.478,39	158.009.584,45	24.574.893,94
Porcentaje		
182.584.478,39	100	86,54053501
158.009.584,45		13,45946499

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Christopher, P., 1985, *Micro-Hydroelectric Generation*, Volunteers in Technical Assistance, Virginia (USA).
- [2] C.V.G. Electrificación del Caroní C.A., EDELCA,1997,"*Macagua II*", Editorial Exlibiris,Venezuela (Caracas) pag 50.
- [3] C.V.G. Electrificación dell Caroní C.A., EDELCA,1996, *Memorandum de Diseño Mecanico M-02 "Equipos de compuertas de toma"*.
- [4] Enciclopedia CEAC de Electricidad,1982, *Centrales Eléctricas*, Ediciones CEAC, SA, España (BARCELONA), pág 505
- [5] Enciclopedia CEAC de Electricidad,1982, *Máquinas Motrices Generadoras de Energía Eléctrica*, Ediciones CEAC, SA, España (BARCELONA), pág350.
- [6] Enciclopedia Hispánica ,1992, Encyclopedia Britannica Publishers, INC, Kentucky (USA).
- [7] Encimas P, M., 1975, *Turbomáquinas Hidráulicas*, Editorial Limusa, Mexico (México), pág145.
- [8] Erbiste, PC.F,1987, *Comportas Hidráulicas*, Editorial Campus, Brasil (Rio de Janeiro), pág. 345.
- [9] Hernández, J., 1985, *A las puertas del Dorado*, Editorial BINEV, C.A,Venezuela (Caracas), pág. 135.

- [10] Institute of Electrical and Electronics Engineers, 1988, IEEE Std 125-1988, *IEEE Recommended Practice of Equipment Specification for Speed-Governing of Hydraulics Turbines Intended to Drive Electric Generators*, USA(NEW YORK).
- [11] International Electrotechnical Commission, 1991, Standart IEC –995-1991, International Code for Model Acceptance of Hydraulics Turbines, Publicación 193.
- [12] Kvaener Turbin AB, 1995, *Caruachi Contractual Model Test* , Consorcio Kvaerner –GE Cánada, pág 30.
- [13] Kvaerner Energy a.s, Hydro Power, 1988, *Control Systems*, pag.101.
- [14] Kvaener Turbin AB, 1994, *Proyecto Caruachi Planilla de Hitos*, Consorcio Kvaerner –GE Cánada, pág 11.
- [15] Mataix, C., 1982, *Mecánica de los Fluídos y Máquinas Hidráulicas*, Editorial del Castillo S.A., México, pág 1159.
- [16] Robb, L., 2000, *Diccionario para Ingenieros*, Editorial Continental, SA, Mexico (Mexico), pág. 664
- [17] Organización de las Naciones Unidas para el desarrollo Industrial, 1972, *Pautas para la Evaluación de Proyectos*.United Nations Publication,Nueva York, pág 19.

Tabla 4.1.1

TURBINAS TIPO KAPLAN **$n_{11M} = 119.16$ r.p.m (38.6m)**

$A_1 =$	1,05926	m	$\rho_{WP} =$	996,30	Kg/m^3
$A_2 =$	0,663059	m	$\rho_{WM} =$	999,20	Kg/m^3
$g_P =$	9,781	m/s^2			
$g_M =$	9,818	m/s^2			
$D_P =$	7,8	m			
$n_P =$	94,74	r.p.m			
$n_{11M} =$	119,16	r.p.m			

α	GVO(%)	$Q_{11M}(\text{m}^3/\text{s})$	η_M (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	$Q_P(\text{m}^3/\text{s})$	P_P (kw)
-6	39	0,52	87,24	89,75	118,94	38,60	196,20	66241,88
-6	43	0,562	90,65	93,16	118,94	38,60	212,04	74312,29
-6	46	0,58	91,62	94,13	118,94	38,60	218,83	77490,93
-6	47	0,59	92,3	94,81	118,94	38,60	222,61	79396,43
-6	48,3	0,597	92,27	94,78	118,94	38,60	225,25	80313,00
-6	51	0,612	92,18	94,69	118,94	38,60	230,91	82252,74
-6	55,5	0,635	92,05	94,56	118,94	38,60	239,59	85226,77
-2	48,7	0,694	89,83	92,34	118,94	38,60	261,85	90958,68
-2	53,5	0,738	91,78	94,29	118,94	38,60	278,45	98768,13
-2	55	0,746	92,39	94,9	118,94	38,60	281,47	100484,68
-2	56,2	0,758	93,2	95,71	118,94	38,60	285,99	102972,52
-2	58	0,77	93,08	95,59	118,94	38,60	290,52	104471,54
-2	61	0,785	92,71	95,22	118,94	38,60	296,18	106094,45
-2	64	0,809	92,5	95,01	118,94	38,60	305,24	109096,96
2	56	0,841	90	92,51	118,94	38,60	317,31	110428,08
2	58,2	0,862	91,08	93,59	118,94	38,60	325,23	114506,87
2	59,8	0,88	91,9	94,41	118,94	38,60	332,02	117922,18
2	63	0,908	93,18	95,69	118,94	38,60	342,59	123323,89
2	64	0,918	93,4	95,91	118,94	38,60	346,36	124968,74

2	65	0,927	93,38	95,89	118,94	38,60	349,76	126167,61
2	68,2	0,95	92,78	95,29	118,94	38,60	358,43	128488,94
6	65,3	1,034	90,43	92,94	118,94	38,60	390,13	136401,15
6	70	1,083	92,74	95,25	118,94	38,60	408,62	146415,91
6	72,4	1,106	93,25	95,76	118,94	38,60	417,29	150326,00
6	73,7	1,115	93,3	95,81	118,94	38,60	420,69	151628,39
6	74,8	1,127	93,33	95,84	118,94	38,60	425,22	153308,26
6	75,6	1,132	93,3	95,81	118,94	38,60	427,10	153940,22
6	76,9	1,142	93,19	95,7	118,94	38,60	430,88	155121,81
6	81,3	1,173	92,47	94,98	118,94	38,60	442,57	158133,91

47	0,59	92,3
56,2	0,758	93,2
64	0,918	93,4
74,8	1,125	93,3
79	1,222	93
80,07	1,243	92,96
83,4	1,369	92,43
87,5	1,451	92

Tabla 4.1.1

α	GVO(%)	$Q_{T.M}$ (m ³ /s)	η_M *(%)	η_P (%)	$n_{T.P}$ (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
8	70	1,135	90,55	93,06	118,94	38,60	428,24	149917,99
8	73,5	1,175	92,45	94,96	118,94	38,60	443,33	158370,18
8	74,5	1,185	92,73	95,24	118,94	38,60	447,10	160188,95
8	76,8	1,205	92,95	95,46	118,94	38,60	454,65	163268,84
8	79	1,225	93	95,51	118,94	38,60	462,19	166065,63
8	81,2	1,245	92,94	95,45	118,94	38,60	469,74	168670,88
8	83,2	1,264	92,65	95,16	118,94	38,60	476,91	170724,69
10	74,3	1,255	90,35	92,86	118,94	38,60	473,51	165412,08
10	79,1	1,308	92,08	94,59	118,94	38,60	493,51	175609,42
10	81,2	1,325	92,38	94,89	118,94	38,60	499,92	178456,00
10	83,6	1,349	92,44	94,95	118,94	38,60	508,98	181803,29
10	85,8	1,369	92,42	94,93	118,94	38,60	516,52	184459,81
10	87,8	1,388	92,23	94,74	118,94	38,60	523,69	186645,57
10	91,9	1,427	91,92	94,43	118,94	38,60	538,41	191262,04
12	76,8	1,329	89,48	91,99	118,94	38,60	501,43	173524,35
12	81,5	1,385	91,46	93,97	118,94	38,60	522,56	184728,47
12	83,5	1,409	91,74	94,25	118,94	38,60	531,62	188489,51
12	85,3	1,43	91,9	94,41	118,94	38,60	539,54	191623,54

73,7	119,16	1,115	93,3	
79	119,16	1,224	93	
83,4	119,16	1,348	92,44	
87,5	119,16	1,451	92	
92	119,16	1,643	90,43	92,94
64	119,16	0,918	93,4	
56,2	119,16	0,758	93,2	
47	119,16	0,59	92,3	

12	87,8	1,451	92	94,51	118,94	38,60	547,46	194643,54
12	89,9	1,473	91,87	94,38	118,94	38,60	555,76	197322,93
12	92	1,492	91,7	94,21	118,94	38,60	562,93	199508,16
12	96	1,531	91,22	93,73	118,94	38,60	577,65	203680,12
14	81,1	1,45	89,81	92,32	118,94	38,60	547,08	190002,20
14	85,8	1,515	90,88	93,39	118,94	38,60	571,61	200820,40
14	87,8	1,529	91,12	93,63	118,94	38,60	576,89	203197,02
14	90	1,555	91,32	93,83	118,94	38,60	586,70	207093,72
14	92	1,574	91,21	93,72	118,94	38,60	593,87	209378,38
14	94	1,599	91,1	93,61	118,94	38,60	603,30	212454,31
14	96,2	1,62	90,9	93,41	118,94	38,60	611,23	214784,64
14	100	1,657	90,1	92,61	118,94	38,60	625,19	217808,70
16	87,8	1,599	89,82	92,33	118,94	38,60	603,30	209549,26
16	89,6	1,62	90,2	92,71	118,94	38,60	611,23	213175,08
16	92	1,65	90,43	92,94	118,94	38,60	622,54	217661,41
16	94,2	1,671	90,29	92,8	118,94	38,60	630,47	220099,60
16	95,9	1,692	90,23	92,74	118,94	38,60	638,39	222721,57
16	98,1	1,712	89,95	92,46	118,94	38,60	645,94	224673,82
16	102	1,75	88,63	91,14	118,94	38,60	660,27	226382,00

Tabla 4.1.2

TURBINAS TIPO KAPLAN
 $n_{11} = 121.71$ r.p.m (37.0 m)

$A_1 =$	1,05926	m	$\rho_{WP} =$	996,30	Kg/m ³
$A_2 =$	0,663059	m	$\rho_{WM} =$	999,20	Kg/m ³
$g_P =$	9,781	m/s ²			
$g_M =$	9,818	m/s ²			
$D_P =$	7,8	m			
$n_P =$	94,74	r.p.m			
$n_{11M} =$	121,71	r.p.m			

α	GVO(%)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M * (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ / s)	P_P (kw)
-6	41,2	0,548	88,08	90,59	121,48	37,00	202,43	66125,40
-6	46,2	0,582	91,25	93,76	121,48	37,00	214,99	72685,55
-6	47,5	0,595	91,64	94,15	121,48	37,00	219,79	74618,21
-6	48,9	0,602	92,25	94,76	121,48	37,00	222,38	75985,21
-6	50	0,61	92,29	94,8	121,48	37,00	225,33	77027,48
-6	51	0,618	92,15	94,66	121,48	37,00	228,29	77922,43
-6	56	0,641	92,07	94,58	121,48	37,00	236,78	80754,15
-2	48,8	0,699	88,89	91,4	121,48	37,00	258,21	85100,26
-2	53,8	0,741	91,22	93,73	121,48	37,00	273,72	92513,34
-2	55,8	0,759	92,12	94,63	121,48	37,00	280,37	95670,52
-2	57,3	0,771	93,01	95,52	121,48	37,00	284,80	98097,11
-2	58,9	0,78	93,08	95,59	121,48	37,00	288,13	99314,94
-2	60,07	0,794	92,81	95,32	121,48	37,00	293,30	100811,96
-2	64,6	0,816	92,45	94,96	121,48	37,00	301,43	103213,95
2	58,2	0,87	90,33	92,84	121,48	37,00	321,37	107587,52
2	60,9	0,89	91,27	93,78	121,48	37,00	329,13	111300,08
2	63,2	0,91	92,19	94,70	121,48	37,00	337,26	115167,06
2	64,5	0,93	93,05	95,56	121,48	37,00	341,69	117740,37
2	65,8	0,94	93,34	95,85	121,48	37,00	346,49	119757,43

2	66,3	0,94	93,35	95,86	121,48	37,00	347,97	120280,67
2	68	0,96	93,04	95,55	121,48	37,00	352,77	121546,26
2	71	0,97	92,61	95,12	121,48	37,00	359,79	123406,58
6	67,8	1,06	90,72	93,23	121,48	37,00	391,93	131758,49
6	72,3	1,11	93,05	95,56	121,48	37,00	409,66	141161,16
6	74,8	1,13	93,21	95,72	121,48	37,00	417,05	143947,51
6	76	1,14	93,25	95,76	121,48	37,00	420,74	145283,20
6	78	1,15	93,20	95,71	121,48	37,00	425,54	146864,67
6	79,1	1,16	92,75	95,26	121,48	37,00	429,61	147569,91
6	82,1	1,19	92,38	94,89	121,48	37,00	437,73	149777,41

0,608	92,29	50
0,78	93,08	58
0,942	93,35	66,3
1,14	93,25	76
1,258	92,9	81,2
1,285	92,8	82,7

Tabla 4.1.2

α	GVO(%)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M *(%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
8	72,3	1,16	90,69	93,20	121,48	37,00	429,98	144502,85
8	77	1,22	92,73	95,24	121,48	37,00	448,81	154135,68
8	79	1,23	92,85	95,36	121,48	37,00	455,83	156743,28
8	81	1,26	92,90	95,41	121,48	37,00	465,07	160002,64
8	84	1,29	92,80	95,31	121,48	37,00	474,67	163135,74
8	85,8	1,30	92,63	95,14	121,48	37,00	480,95	164999,13
8	90	1,34	92,20	94,71	121,48	37,00	494,99	169047,27
10	74,5	1,26	89,20	91,71	121,48	37,00	465,81	154042,06
10	79,5	1,32	91,75	94,26	121,48	37,00	485,75	165105,19
10	81,3	1,34	92,11	94,62	121,48	37,00	494,25	168634,56
10	83,9	1,36	92,29	94,80	121,48	37,00	502,75	171859,68
10	85,8	1,38	92,33	94,84	121,48	37,00	510,13	174458,75
10	88	1,40	92,31	94,82	121,48	37,00	517,52	176947,98
10	89,9	1,42	92,15	94,66	121,48	37,00	524,54	179045,07
10	94,1	1,46	91,82	94,33	121,48	37,00	540,06	183698,13
12	79	1,37	89,74	92,25	121,48	37,00	504,22	167728,38
12	83,5	1,42	91,50	94,01	121,48	37,00	523,80	177565,18
12	85,2	1,44	91,74	94,25	121,48	37,00	531,56	180654,87

1,486	91,87	91
1,59	91,2	94,3
1,61	91,07	95
1,631	90,91	95,9
1,73	90,08	98,9
1,74	89,98	99

12	87,9	1,46	91,83	94,34	121,48	37,00	539,69	183591,94
12	90	1,49	91,85	94,36	121,48	37,00	548,55	186647,39
12	92	1,51	91,72	94,23	121,48	37,00	556,31	189026,06
12	96	1,55	91,40	93,91	121,48	37,00	570,72	193262,61
14	81,2	1,47	88,32	90,83	121,48	37,00	542,64	177729,14
14	85,8	1,51	90,41	92,92	121,48	37,00	559,26	187388,36
14	87,9	1,54	90,79	93,30	121,48	37,00	569,24	191510,16
14	90	1,57	91,10	93,61	121,48	37,00	578,10	195139,02
14	92,2	1,59	91,20	93,71	121,48	37,00	587,34	198468,04
14	94	1,61	91,07	93,58	121,48	37,00	594,73	200685,71
14	96	1,63	90,91	93,42	121,48	37,00	602,48	202955,75
14	99	1,66	90,60	93,11	121,48	37,00	614,30	206251,02
16	87,8	1,60	89,45	91,96	121,48	37,00	592,14	196354,12
16	90	1,63	89,83	92,34	121,48	37,00	602,11	200486,44
16	92,2	1,66	90,19	92,70	121,48	37,00	612,46	204725,43
16	94	1,68	90,30	92,81	121,48	37,00	620,58	207688,08
16	96	1,71	90,14	92,65	121,48	37,00	629,82	210415,31
16	98,2	1,73	90,08	92,59	121,48	37,00	639,05	213362,31
16	100,08	1,76	89,75	92,26	121,48	37,00	648,29	215674,15
16		1,79	88,49	91,00	121,48	37,00	661,22	216971,13

Tabla 4.1.3

TURBINAS TIPO KAPLAN **$n_{11} = 124,08$ r.p.m (35.6m)**

$A_1 =$	1,05926	m	$\rho_{WP} =$	996,30	Kg/m^3
$A_2 =$	0,663059	m	$\rho_{WM} =$	999,20	Kg/m^3
$g_P =$	9,781	m/s^2			
$g_M =$	9,818	m/s^2			
$D_P =$	7,8	m			
$n_P =$	94,74	r.p.m			
$n_{11M} =$	124,08	r.p.m			

α	GVO(%)	Q_{11M} (m^3/s)	η_M (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m^3/s)	P_P (kw)
-6	41,5	0,55	87,36	89,87	123,85	35,60	199,29	62138,16
-6	46,52	0,59	90,75	93,26	123,85	35,60	213,78	69171,69
-6	48,4	0,605	91,45	93,96	123,85	35,60	219,22	71462,69
-6	50	0,619	92,2	94,71	123,85	35,60	224,29	73699,99
-6	51	0,621	92,23	94,74	123,85	35,60	225,01	73961,54
-6	53	0,634	92,1	94,61	123,85	35,60	229,72	75406,24
-6	58,9	0,66	91,85	94,36	123,85	35,60	239,14	78291,18
-2	51,1	0,721	90	92,51	123,85	35,60	261,25	83850,35
-2	56	0,76	91,82	94,33	123,85	35,60	275,38	90124,81
-2	58	0,777	93	95,51	123,85	35,60	281,54	93293,38
-2	59,6	0,784	93,08	95,59	123,85	35,60	284,07	94212,71
-2	60,09	0,791	92,98	95,49	123,85	35,60	286,61	94954,45
-2	63	0,804	92,69	95,2	123,85	35,60	291,32	96221,91
-2	66,5	0,825	92,26	94,77	123,85	35,60	298,93	98289,20
2	60,08	0,9	90,62	93,13	123,85	35,60	326,11	105369,05
2	63	0,92	91,54	94,05	123,85	35,60	333,35	108774,62
2	65,2	0,941	92,88	95,39	123,85	35,60	340,96	112842,69
2	66,15	0,95	93,28	95,79	123,85	35,60	344,22	114399,66
2	67,8	0,961	93,3	95,81	123,85	35,60	348,21	115748,45

2	69	0,97	93,19	95,7	123,85	35,60	351,47	116698,33
2	72,1	0,99	92,6	95,11	123,85	35,60	358,72	118370,19
6	70,1	1,089	90,95	93,46	123,85	35,60	394,59	127948,33
6	75	1,139	92,98	95,49	123,85	35,60	412,70	136729,61
6	77	1,156	93,18	95,69	123,85	35,60	418,86	139061,00
6	77,9	1,165	93,11	95,62	123,85	35,60	422,13	140041,14
6	79,3	1,175	93,1	95,61	123,85	35,60	425,75	141228,43
6	80,02	1,182	92,95	95,46	123,85	35,60	428,29	141846,91
6	83,5	1,205	92,38	94,89	123,85	35,60	436,62	143743,58

51	0,622	92,2
60	0,784	93,1
68	0,961	93,3
77	1,156	93,2
83,2	1,282	92,8
87,9	1,4	92,3

Tabla 4.1.3

α	GVO(%)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M (%)	η_R (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_R (kw)
8	74,6	1,199	91,28	93,79	123,85	35,60	434,44	141369,81
8	79,2	1,243	92,73	95,24	123,85	35,60	450,39	148823,49
8	81,3	1,262	92,81	95,32	123,85	35,60	457,27	151225,26
8	83,2	1,282	92,8	95,31	123,85	35,60	464,52	153605,74
8	85,7	1,3	92,71	95,22	123,85	35,60	471,04	155615,37
8	87,8	1,318	92,48	94,99	123,85	35,60	477,56	157388,96
8	92	1,35	92,02	94,53	123,85	35,60	489,16	160429,56
10	79	1,308	91,55	94,06	123,85	35,60	473,94	154665,58
10	83,8	1,361	92,11	94,62	123,85	35,60	493,14	161890,75
10	85,7	1,381	92,21	94,72	123,85	35,60	500,39	164443,35
10	87,9	1,4	92,25	94,76	123,85	35,60	507,27	166776,19
10	90	1,423	92,17	94,68	123,85	35,60	515,61	169372,97
10	92	1,44	92	94,51	123,85	35,60	521,77	171088,66
10	96,2	1,478	91,63	94,14	123,85	35,60	535,54	174916,02
12	81,3	1,403	90,24	92,75	123,85	35,60	508,36	163588,42
12	85,3	1,449	91,41	93,92	123,85	35,60	525,03	171083,22

92	1,515	91,8
96,5	1,645	90,9
100	1,765	89,8
	1,788	89,5
106	1,828	88,3

90,8

12	87	1,465	91,6	94,11	123,85	35,60	530,83	173322,27
12	89,8	1,49	91,74	94,25	123,85	35,60	539,89	176542,22
12	91,9	1,515	91,73	94,24	123,85	35,60	548,94	179485,29
12	94	1,535	91,56	94,07	123,85	35,60	556,19	181526,69
12	98,2	1,58	91,16	93,67	123,85	35,60	572,50	186053,81
14	85,8	1,525	89,88	92,39	123,85	35,60	552,57	177123,33
14	90	1,577	90,73	93,24	123,85	35,60	571,41	184848,07
14	91,2	1,601	90,92	93,43	123,85	35,60	580,11	188043,64
14	94,2	1,625	91,05	91,05	123,85	35,60	588,80	186000,57
14	96,1	1,645	90,93	90,95	123,85	35,60	596,05	188083,01
14	97,8	1,663	90,67	90,68	123,85	35,60	602,57	189576,60
14	101,9	1,705	90,15	90,15	123,85	35,60	617,79	193228,45
16	90	1,642	89,37	91,88	123,85	35,60	594,96	189659,72
16	92	1,67	89,73	92,24	123,85	35,60	605,11	193649,65
16	94	1,695	90,05	92,56	123,85	35,60	614,17	197230,47
16	96	1,72	90,06	92,57	123,85	35,60	623,22	200161,10
16	98,1	1,743	89,93	92,44	123,85	35,60	631,56	202552,81
16	100	1,766	89,81	92,32	123,85	35,60	639,89	204959,22
16	102,1	1,788	89,5	92,01	123,85	35,60	647,86	206815,70
16	106	1,828	88,29	90,8	123,85	35,60	662,36	208661,82

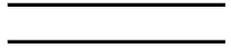




Tabla 4.1.4

TURBINAS TIPO KAPLAN

 $n_{11} = 126.04$ r.p.m (34.5m)

$A_1 =$	1,05926	m	$\rho_{WP} =$	996,3	kg/m ³
$A_2 =$	0,663059	m	$\rho_{WM} =$	999,199	kg/m ³
$g_P =$	9,781	m/s ⁻²			
$g_M =$	9,818	m/s ⁻²			
$D_P =$	7,8	m			
$n_P =$	94,74	r.p.m			
$n_{11M} =$	126,04	r.p.m			

α	GVO(%)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M * (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
-6	43,6	0,573	88,95	91,46	125,80	34,50	204,39	62856,03
-6	47,9	0,609	91,18	93,69	125,80	34,50	217,23	68433,96
-6	51,2	0,627	92,08	94,59	125,80	34,50	223,65	71133,45
-6	52,3	0,633	92,07	94,58	125,80	34,50	225,79	71806,56
-6	53	0,639	92,065	94,575	125,80	34,50	227,93	72483,36
-6	56	0,653	91,9	94,41	125,80	34,50	232,93	73942,19
-6	60,6	0,674	91,66	94,17	125,80	34,50	240,42	76126,10
-2	51,1	0,725	89,2	91,71	125,80	34,50	258,61	79747,27
-2	56	0,768	91,2	93,71	125,80	34,50	273,95	86319,37
-2	58,6	0,788	91,93	94,44	125,80	34,50	281,08	89257,21
-2	60	0,799	92,92	95,43	125,80	34,50	285,01	91451,92
-2	61,3	0,808	93,06	95,57	125,80	34,50	288,22	92617,72
-2	62,6	0,817	92,84	95,35	125,80	34,50	291,43	93433,77
-2	66	0,839	92,35	94,86	125,80	34,50	299,28	95456,65
2	60,05	0,905	90,1	92,61	125,80	34,50	322,82	100523,50
2	63	0,926	90,94	93,45	125,80	34,50	330,31	103789,02
2	65,3	0,946	91,82	94,33	125,80	34,50	337,44	107029,16
2	66,6	0,956	92,81	95,32	125,80	34,50	341,01	109295,69
2	68	0,967	93,27	95,78	125,80	34,50	344,93	111086,79
2	69	0,975	93,25	95,76	125,80	34,50	347,79	111982,43

2	70,6	0,986	93,1	95,61	125,80	34,50	351,71	113068,43
2	73,2	1,006	92,55	95,06	125,80	34,50	358,84	114698,28
6	70	1,096	90,38	92,89	125,80	34,50	390,95	122107,02
6	74,8	1,145	92,76	95,27	125,80	34,50	408,43	130834,65
6	77	1,163	93	95,51	125,80	34,50	414,85	133226,21
6	78,8	1,179	93,05	95,56	125,80	34,50	420,55	135129,78
6	81	1,195	92,94	95,45	125,80	34,50	426,26	136805,94
6	83,6	1,215	92,46	94,97	125,80	34,50	433,40	138396,10
6	86,8	1,235	92,1	94,61	125,80	34,50	440,53	140140,97

52,3	0,633	92,08
61	0,808	93,05
67,8	0,967	93,27
78,8	1,179	93,05

Tabla 4.1.4

α	GVO(%)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M * (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
8	74,8	1,204	90,48	92,99	125,80	34,50	429,47	134283,87
8	78,7	1,252	92,45	94,96	125,80	34,50	446,59	142595,61
8	81,2	1,273	92,65	95,16	125,80	34,50	454,09	145292,76
8	83,4	1,293	92,7	95,21	125,80	34,50	461,22	147652,98
8	85,6	1,312	92,62	95,13	125,80	34,50	468,00	149696,78
8	87,9	1,329	92,51	95,02	125,80	34,50	474,06	151461,11
8	92,1	1,361	92,13	94,64	125,80	34,50	485,48	154487,73
10	79,1	1,31	90,65	93,16	125,80	34,50	467,28	146373,31
10	83,3	1,358	91,99	94,5	125,80	34,50	484,40	153919,17
10	85,7	1,383	92,15	94,66	125,80	34,50	493,32	157018,13
10	88,1	1,411	92,13	94,64	125,80	34,50	503,31	160163,25
10	90	1,43	92,135	94,645	125,80	34,50	510,09	162328,52
10	92,1	1,45	92	94,51	125,80	34,50	517,22	164364,07
10	96	1,489	91,67	94,18	125,80	34,50	531,13	168195,55
12	83,3	1,432	90,59	93,1	125,80	34,50	510,80	159901,98
12	87,8	1,48	91,35	93,86	125,80	34,50	527,92	166610,89
12	90	1,505	91,54	94,05	125,80	34,50	536,84	169768,23
12	91,7	1,526	91,6	94,11	125,80	34,50	544,33	172246,91
12	94,4	1,548	91,54	94,05	125,80	34,50	552,18	174618,75

90	1,43	92,135
95,1	1,562	91,5
98,4	1,657	90,9
99,8	1,696	90,54
102,9	1,81	89,4
	1,8	89,5
	1,82	89,18

12	96	1,57	91,35	93,86	125,80	34,50	560,03	176742,64
12	100	1,623	90,9	93,41	125,80	34,50	578,93	181833,13
14	88	1,557	89,8	92,31	125,80	34,50	555,39	172384,61
14	92,2	1,611	90,56	93,07	125,80	34,50	574,65	179831,76
14	94	1,635	90,8	93,31	125,80	34,50	583,21	182981,45
14	95,6	1,657	90,9	93,41	125,80	34,50	591,06	185642,33
14	97,6	1,675	90,63	93,14	125,80	34,50	597,48	187116,54
14	100	1,7	90,51	93,02	125,80	34,50	606,40	189664,65
14	103,1	1,731	90,11	92,62	125,80	34,50	617,46	192292,78
16	91,8	1,681	89,25	91,76	125,80	34,50	599,62	185004,48
16	94	1,709	89,69	92,2	125,80	34,50	609,61	188987,95
16	96	1,735	89,84	92,35	125,80	34,50	618,88	192175,27
16	98	1,756	89,72	92,23	125,80	34,50	626,37	194248,58
16	100,1	1,78	89,7	92,21	125,80	34,50	634,93	196860,76
16	102	1,8	89,5	92,01	125,80	34,50	642,07	198640,90
16	103,6	1,82	89,18	91,69	125,80	34,50	649,20	200149,49

Tabla 4.1.5

TURBINAS TIPO KAPLAN

$n_{11} = 129.27$ r.p.m (32.8m)

$A_1 = 1,05926$ m $\rho_{WP} = 996,3$ kg/m³
 $A_2 = 0,663059$ m $\rho_{WM} = 999,1987$ kg/m³
 $g_p = 9,781$ m/s⁻²
 $g_M = 9,818$ m/s⁻²
 $D_p = 7,8$ m
 $n_p = 94,74$ r.p.m
 $n_{11M} = 129,27$ r.p.m

α	GVO(%)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M^* (%)	η_p (%)	n_{11p} (r.p.m)	H_p (m)	Q_p (m ³ /s)	P_p (kw)
6	72,2	1,132	90,11	92,62	129,026187	32,80	393,7004095	116558,5859
6	76,8	1,178	92,6	95,11	129,026187	32,80	409,698836	124555,9672
6	79	1,194	92,81	95,32	129,026187	32,80	415,2635061	126526,4802
6	81,4	1,221	92,89	95,4	129,026187	32,80	424,6538869	129496,224
6	83,4	1,238	92,77	95,28	129,026187	32,80	430,5663489	131134,0455
6	85,2	1,245	92,55	95,06	129,026187	32,80	433,0008921	131571,0158
6	90	1,273	91,93	94,44	129,026187	32,80	442,7390647	133652,6113
8	76,8	1,241	90,32	92,83	129,026187	32,80	431,6097245	128071,7071
8	77	1,273	91,93	94,44	129,026187	32,80	442,7390647	133652,6113
8	81,3	1,285	92,35	94,86	129,026187	32,80	446,9125673	135512,4865
8	83,4	1,307	92,45	94,96	129,026187	32,80	454,5639887	137977,8457
8	85,2	1,327	92,51	95,02	129,026187	32,80	461,5198263	140177,7275
8	87,1	1,345	92,42	94,93	129,026187	32,80	467,7800802	141944,5857
8	90	1,36	92,36	94,87	129,026187	32,80	472,9969584	143436,8949
8	94	1,396	91,95	94,46	129,026187	32,80	485,5174661	146597,4533
10	81,2	1,353	90,29	92,8	129,026187	32,80	470,5624152	139585,0283
10	85,8	1,408	91,61	94,12	129,026187	32,80	489,6909687	147325,4036
10	87,6	1,425	91,82	94,33	129,026187	32,80	495,6034307	149436,8709
10	90	1,447	91,89	94,4	129,026187	32,80	503,2548521	151856,5719
10	91,7	1,468	91,83	94,34	129,026187	32,80	510,5584816	153962,5139
10	94	1,485	91,8	94,31	129,026187	32,80	516,4709436	155695,9317

10	96	1,503	91,6	94,11	129,026187	32,80	522,7311974	157248,9739
10	100	1,539	91,24	93,75	129,026187	32,80	535,2517051	160399,4824
12	85,8	1,476	90,33	92,84	129,026187	32,80	513,3408166	152340,212
12	89,7	1,525	91,05	93,56	129,026187	32,80	530,3826188	158618,2387
12	91,6	1,55	91,22	93,73	129,026187	32,80	539,0774158	161511,4743
12	93	1,573	91,23	93,74	129,026187	32,80	547,0766291	163925,5834
12	94	1,58	91,22	93,73	129,026187	32,80	549,5111723	164637,5028
12	96	1,6	91,25	93,76	129,026187	32,80	556,4670099	166774,8841
12	98	1,623	91,06	93,57	129,026187	32,80	564,4662232	168829,4539
12	102	1,652	90,63	93,14	129,026187	32,80	574,5521877	171056,4059

Tabla 4.1.5

α	GVO(%)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_{M}^* (%)	η_P (%)	n_{1P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
14	90	1,6	89,56	92,07	129,026187	32,80	556,4670099	163768,8095
14	94,2	1,653	90,31	92,82	129,026187	32,80	574,8999796	170571,8988
14	96	1,677	90,55	93,06	129,026187	32,80	583,2469847	173495,8844
14	98	1,7	90,6	93,11	129,026187	32,80	591,246198	175969,8705
14	99,3	1,722	90,3	92,81	129,026187	32,80	598,8976194	177672,8162
14	102	1,753	90,14	92,65	129,026187	32,80	609,6791677	180559,526
14	104	1,773	89,89	92,4	129,026187	32,80	616,6350053	182126,7648
14	107,7	1,82	89,13	91,64	129,026187	32,80	632,9812237	185416,9935
16	94	1,725	88,95	91,46	129,026187	32,80	599,940995	175393,4468
16	96,2	1,753	89,34	91,85	129,026187	32,80	609,6791677	179000,4583
16	98	1,774	89,4	91,91	129,026187	32,80	616,9827972	181263,1187
16	100	1,8	89,51	92,02	129,026187	32,80	626,0253861	184139,8565
16	102,2	1,823	89,34	91,85	129,026187	32,80	634,0245994	186148,2234
16	103,8	1,845	89,16	91,67	129,026187	32,80	641,6760208	188025,4636
16	105,9	1,868	88,9	91,41	129,026187	32,80	649,675234	189829,4752
16	109,6	1,908	87,7	90,21	129,026187	32,80	663,5869093	191348,9659
2	63	0,93	90,18	92,69	129,026187	32,80	323,4464495	95831,63483
2	65,2	0,951	91,1	93,61	129,026187	32,80	330,750079	98968,23576
2	67,2	0,975	92,23	94,74	129,026187	32,80	339,0970841	102690,6877
2	69,8	0,993	93,08	95,59	129,026187	32,80	345,357338	105524,858

2	71	1,005	93,1	95,61	129,026187	32,80	349,5308406	106822,4283
2	73	1,014	92,83	95,34	129,026187	32,80	352,6609675	107474,682
2	75,3	1,03	92,42	94,93	129,026187	32,80	358,2256376	108701,0582
-2	53,7	0,753	89,43	91,94	129,026187	32,80	261,8872865	76964,87031
-2	58,2	0,793	91,32	93,83	129,026187	32,80	275,7989618	82719,51319
-2	60,3	0,812	92,12	94,63	129,026187	32,80	282,4070075	85423,61292
-2	62,3	0,822	92,9	95,41	129,026187	32,80	285,8849263	87188,4144
-2	63,5	0,829	92,88	95,39	129,026187	32,80	288,3194695	87912,46259
-2	65,4	0,842	92,57	95,08	129,026187	32,80	292,840764	89000,88616
-2	68,3	0,862	92,13	94,64	129,026187	32,80	299,7966016	90693,27059
-6	44	0,58	88,03	90,54	129,026187	32,80	201,7192911	58379,65848
-6	48,1	0,616	90,35	92,86	129,026187	32,80	214,2397988	63591,99616
-6	51	0,632	91,05	93,56	129,026187	32,80	219,8044689	65735,55859
-6	53,2	0,642	91,82	94,33	129,026187	32,80	223,2823877	67325,24287
-6	55	0,651	91,84	94,35	129,026187	32,80	226,4125146	68283,52921
-6	56	0,658	91,81	94,32	129,026187	32,80	228,8470578	68995,81547
-6	60,2	0,685	91,55	94,06	129,026187	32,80	238,2374386	71628,95449

Tabla 4.1.5

TURBINAS TIPO KAPLAN

$n_{11} = 129.27$ r.p.m (32.8m)

$A_1 = 1,05926$ m $\rho_{WP} = 996,3$ Kg/m³
 $A_2 = 0,663059$ m $\rho_{WM} = 999,1987$ Kg/m³
 $g_P = 9,781$ m/s²
 $g_M = 9,818$ m/s²
 $D_P = 7,8$ m
 $n_P = 94,74$ r.p.m

α	GVO(%)	n_{11M} (r.p.m)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_{11M}^* (% α)	η_P (% α)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
2	63	129,27	0,93	90,18	92,69	129,03	32,80	323,45	95831,63
2	65,2	129,27	0,951	91,1	93,61	129,03	32,80	330,75	98968,24
2	67,2	129,27	0,975	92,23	94,74	129,03	32,80	339,10	102690,69
2	69,8	129,27	0,993	93,08	95,59	129,03	32,80	345,36	105524,86
2	71	129,27	1,005	93,1	95,61	129,03	32,80	349,53	106822,43
2	73	129,27	1,014	92,83	95,34	129,03	32,80	352,66	107474,68
2	75,3	129,27	1,03	92,42	94,93	129,03	32,80	358,23	108701,06
6	72,2	129,27	1,132	90,11	92,62	129,03	32,80	393,70	116558,59
6	76,8	129,27	1,178	92,6	95,11	129,03	32,80	409,70	124555,97
6	79	129,27	1,194	92,81	95,32	129,03	32,80	415,26	126526,48
6	81,4	129,27	1,221	92,89	95,4	129,03	32,80	424,65	129496,22
6	83,4	129,27	1,238	92,77	95,28	129,03	32,80	430,57	131134,05
6	85,2	129,27	1,245	92,55	95,06	129,03	32,80	433,00	131571,02
6	90	129,27	1,273	91,93	94,44	129,03	32,80	442,74	133652,61
8	76,8	129,27	1,241	90,32	92,83	129,03	32,80	431,61	128071,71
8	77	129,27	1,273	91,93	94,44	129,03	32,80	442,74	133652,61
8	81,3	129,27	1,285	92,35	94,86	129,03	32,80	446,91	135512,49

8	83,4	129,27	1,307	92,45	94,96	129,03	32,80	454,56	137977,85
8	85,2	129,27	1,327	92,51	95,02	129,03	32,80	461,52	140177,73
8	87,1	129,27	1,345	92,42	94,93	129,03	32,80	467,78	141944,59
8	90	129,27	1,36	92,36	94,87	129,03	32,80	473,00	143436,89
8	94	129,27	1,396	91,95	94,46	129,03	32,80	485,52	146597,45

Tabla 4.1.5

α	GVO(%)	n_{TM} (r.p.m)	Q_{TM} (m ³ /s)	η_{M}^* (%)	η_P (%)	n_{TP} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
10	81,2	129,27	1,353	90,29	92,8	129,03	32,80	470,56	139585,03
10	85,8	129,27	1,408	91,61	94,12	129,03	32,80	489,69	147325,40
10	87,6	129,27	1,425	91,82	94,33	129,03	32,80	495,60	149436,87
10	90	129,27	1,447	91,88	94,39	129,03	32,80	503,25	151840,49
10	91,7	129,27	1,468	91,83	94,34	129,03	32,80	510,56	153962,51
10	94	129,27	1,485	91,8	94,31	129,03	32,80	516,47	155695,93
10	96	129,27	1,503	91,6	94,11	129,03	32,80	522,73	157248,97
10	100	129,27	1,539	91,24	93,75	129,03	32,80	535,25	160399,48
12	85,8	129,27	1,476	90,33	92,84	129,03	32,80	513,34	152340,21
12	89,7	129,27	1,525	91,05	93,56	129,03	32,80	530,38	158618,24
12	91,6	129,27	1,55	91,22	93,73	129,03	32,80	539,08	161511,47
12	93	129,27	1,573	91,23	93,74	129,03	32,80	547,08	163925,58
12	94	129,27	1,58	91,22	93,73	129,03	32,80	549,51	164637,50
12	96	129,27	1,6	91,25	93,76	129,03	32,80	556,47	166774,88
12	98	129,27	1,623	91,06	93,57	129,03	32,80	564,47	168829,45
12	102	129,27	1,652	90,63	93,14	129,03	32,80	574,55	171056,41
14	90	129,27	1,6	89,56	92,07	129,03	32,80	556,47	163768,81
14	94,2	129,27	1,653	90,31	92,82	129,03	32,80	574,90	170571,90

14	96	129,27	1,677	90,55	93,06	129,03	32,80	583,25	173495,88
14	98	129,27	1,7	90,6	93,11	129,03	32,80	591,25	175969,87
14	99,3	129,27	1,722	90,3	92,81	129,03	32,80	598,90	177672,82
14	102	129,27	1,753	90,14	92,65	129,03	32,80	609,68	180559,53
14	104	129,27	1,773	89,89	92,4	129,03	32,80	616,64	182126,76
14	107,7	129,27	1,82	89,13	91,64	129,03	32,80	632,98	185416,99
16	84,4	129,27	1,752	89,32	91,83	129,03	32,80	609,33	178859,39
16	86,2	129,27	1,775	89,39	91,9	129,03	32,80	617,33	181345,56
16	88	129,27	1,8	89,52	92,03	129,03	32,80	626,03	184159,87
16	102	129,27	1,824	89,33	91,84	129,03	32,80	634,37	186230,06
16	103,8	129,27	1,844	89,17	91,68	129,03	32,80	641,33	187944,05
16	105,8	129,27	1,868	88,89	91,4	129,03	32,80	649,68	189808,71
16	109	129,27	1,908	87,7	90,21	129,03	32,80	663,59	191348,97

Tabla 4.1.5

α	GVO(%)	n_{11M} (r.p.m)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_{M}^* (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ / s)	P_P (kw)
-2	53,7	129,27	0,753	89,43	91,94	129,03	32,80	261,89	76964,87
-2	58,2	129,27	0,793	91,32	93,83	129,03	32,80	275,80	82719,51
-2	60,3	129,27	0,812	92,12	94,63	129,03	32,80	282,41	85423,61
-2	62,3	129,27	0,822	92,92	95,43	129,03	32,80	285,88	87206,69
-2	63,5	129,27	0,829	92,88	95,39	129,03	32,80	288,32	87912,46
-2	65,4	129,27	0,842	92,57	95,08	129,03	32,80	292,84	89000,89
-2	68,3	129,27	0,862	92,13	94,64	129,03	32,80	299,80	90693,27

-6	44	129,27	0,58	88,03	90,54	129,03	32,80	201,72	58379,66
-6	48,1	129,27	0,616	90,35	92,86	129,03	32,80	214,24	63592,00
-6	51	129,27	0,632	91,05	93,56	129,03	32,80	219,80	65735,56
-6	53,2	129,27	0,642	91,82	94,33	129,03	32,80	223,28	67325,24
-6	55	129,27	0,651	91,84	94,35	129,03	32,80	226,41	68283,53
-6	56	129,27	0,658	91,81	94,32	129,03	32,80	228,85	68995,82
-6	60,2	129,27	0,685	91,55	94,06	129,03	32,80	238,24	71628,95

	105,8	129,27	1,868
			88,89
			1,7
			90,61
			1,6
			91,22
			1,485
			91,81
			1,325
			92,51
			1,212
			92,9
			1,06
			93,1
			0,826
			92,92
			0,643
			91,89

Tabla 4.2.2

TURBINAS TIPO SEM-KAPLAN

$n_{11} = 121.71$ r.p.m (37.0m)

$A_1 = 1,05926$ m $\rho_{WP} = 996,30$ Kg/m³
 $A_2 = 0,663059$ m $\rho_{WM} = 999,20$ Kg/m³
 $g_p = 9,781$ m/s²
 $g_M = 9,818$ m/s²
 $D_p = 7,8$ m
 $n_p = 94,74$ r.p.m
 $n_{11M} = 121,71$ r.p.m

α	GVO(%)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M *(%)	η_p (%)	n_{11p} (r.p.m)	H_p (m)	Q_p (m ³ /s)	P_p (kw)
2	92	1,116	89,5	92,01	121,48	37,00	412,24	136775,01
6	92	1,241	91,19	93,7	121,48	37,00	458,42	154888,40
8	92	1,357	92,01	94,52	121,48	37,00	501,27	170848,47
10	92	1,441	91,98	94,49	121,48	37,00	532,30	181366,62
12	92	1,503	91,74	94,25	121,48	37,00	555,20	188689,56
14	92	1,587	91,2	93,71	121,48	37,00	586,23	198093,58
16	92	1,657	90,17	92,68	121,48	37,00	612,09	204557,81
2	93	1,121	89,38	91,89	121,48	37,00	414,09	137208,62
6	93	1,248	91,08	93,59	121,48	37,00	461,00	155579,21
8	93	1,364	91,92	94,43	121,48	37,00	503,85	171566,26
10	93	1,451	91,9	94,41	121,48	37,00	535,99	182470,61
12	93	1,513	91,67	94,18	121,48	37,00	558,89	189803,90
14	93	1,6	91,13	93,64	121,48	37,00	591,03	199567,08
16	93	1,669	90,25	92,76	121,48	37,00	616,52	206217,07
2	94	1,129	89,19	91,7	121,48	37,00	417,05	137902,08
6	94	1,251	90,97	93,48	121,48	37,00	462,11	155769,90
8	94	1,37	91,88	94,39	121,48	37,00	506,07	172247,96
10	94	1,461	91,84	94,35	121,48	37,00	539,69	183611,40
12	94	1,523	91,6	94,11	121,48	37,00	562,59	190916,38
14	94	1,61	91,07	93,58	121,48	37,00	594,73	200685,71
16	94	1,68	90,3	92,81	121,48	37,00	620,58	207688,08

Tabla 4.2.5

TURBINAS TIPO SEMI-KAPLAN

$n_{11} = 129.27$ r.p.m (32.8 m)

$A_1 = 1,05926$ m $\rho_{WP} = 996,30$ Kg/m³
 $A_2 = 0,663059$ m $\rho_{WM} = 999,20$ Kg/m³
 $g_p = 9,781$ m/s²
 $g_M = 9,818$ m/s²
 $D_p = 7,8$ m
 $n_p = 94,74$ r.p.m
 $n_{11M} = 129,27$ r.p.m

α	GVO(%)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M^* (%a)	η_p (%a)	n_{ip} (r.p.m)	H_p (m)	Q_p (m ³ /s)	P_p (kw)
2	92	1,12	89,4	91,91	129,03	32,80	389,53	114438,95
6	92	1,281	91,79	94,3	129,03	32,80	445,52	134293,16
8	92	1,379	92,17	94,68	129,03	32,80	479,61	145149,51
10	92	1,468	91,83	94,34	129,03	32,80	510,56	153962,51
12	92	1,554	91,23	93,74	129,03	32,80	540,47	161945,55
14	92	1,638	90	92,51	129,03	32,80	569,68	168459,55
16	92	1,697	88,5	91,01	129,03	32,80	590,20	171697,52
2	93	1,124	89,2	91,71	129,03	32,80	390,92	114597,74
6	93	1,29	91,7	94,21	129,03	32,80	448,65	135107,60
8	93	1,385	92,1	94,61	129,03	32,80	481,69	145673,27
10	93	1,475	91,85	94,36	129,03	32,80	512,99	154729,46
12	93	1,564	91,23	93,74	129,03	32,80	543,95	162987,67
14	93	1,64	90,18	92,69	129,03	32,80	570,38	168993,42
16	93	1,71	88,7	91,21	129,03	32,80	594,72	173393,03
2	94	1,13	89	91,51	129,03	32,80	393,00	114958,23
6	94	1,296	91,5	94,01	129,03	32,80	450,74	135447,85
8	94	1,395	91,94	94,45	129,03	32,80	485,17	146476,93
10	94	1,485	91,8	94,31	129,03	32,80	516,47	155695,93
12	94	1,578	91,23	93,74	129,03	32,80	548,82	164446,64
14	94	1,65	90,31	92,82	129,03	32,80	573,86	170262,33
16	94	1,725	88,92	91,43	129,03	32,80	599,94	175335,92

ALFA	Efi*
-10	89,45
-6	91,84
-2	92,95
2	93,09
6	92,9
8	92,52
10	91,81
12	91,22
14	90,61
16	88,89

ALFA	Efi*
-10	44,8
-6	53,2
-2	62,3
2	71,3
6	81
8	87
10	93
12	98
14	102
16	105,2

Tabla 4.4

TURBINAS TIPO SEMI-KAPAN
EFICIENCIAS PROTOTIPO Y MODELO

GVO = 92%

$A_1 =$	1,05926	m	$\rho_{WP} =$	996,30	Kg/m ³
$A_2 =$	0,663059	m	$\rho_{WM} =$	999,20	Kg/m ³
$g_P =$	9,781	m/s ²			
$g_M =$	9,818	m/s ²			
$D_P =$	7,8	m			
$n_P =$	94,74	r.p.m			

$\eta_M^* = 90\%$

n_{11M} (r.p.m)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M^* (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
119,16	1,214	90	92,5	118,94	38,60	458,04	159387,86
121,71	1,162	90	92,5	121,48	37,00	429,24	143171,11
124,08	1,16	90	92,5	123,85	35,60	420,31	134890,29
126,04	1,176	90	92,5	125,80	34,50	419,48	130469,86
129,27	1,22	90	92,5	129,03	32,80	424,31	125456,92

$\eta_M^* = 90,50\%$

n_{11M} (r.p.m)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M^* (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
119,16	1,24	90,5	93	118,94	38,60	467,85	163681,45
121,71	1,197	90,5	93	121,48	37,00	442,17	148280,70
124,08	1,191	90,5	93	123,85	35,60	431,55	139243,74
126,04	1,21	90,5	93	125,80	34,50	431,61	134967,58
129,27	1,248	90,5	93	129,03	32,80	434,04	129029,97

$\eta_M^* = 91\%$

n_{11M} (r.p.m)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M^* (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
119,16	1,279	91	93,5	118,94	38,60	482,57	169737,18
121,71	1,239	91	93,5	121,48	37,00	457,68	154308,71
124,08	1,229	91	93,5	123,85	35,60	445,31	144458,95
126,04	1,245	91	93,5	125,80	34,50	444,10	139618,22
129,27	1,277	91	93,5	129,03	32,80	444,13	132738,09

$\eta_M^* = 91,50\%$

n_{11M} (r.p.m)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M^* (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
119,16	1,308	91,5	94	118,94	38,60	493,51	174514,06
121,71	1,281	91,5	94	121,48	37,00	473,19	160392,67
124,08	1,271	91,5	94	123,85	35,60	460,53	150194,62
126,04	1,286	91,5	94	125,80	34,50	458,72	144987,30
129,27	1,315	91,5	94	129,03	32,80	457,35	137418,96

Tabla 4.4

 $\eta_M^* = 91,80\%$

n_{11M} (r.p.m)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M^* (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
119,16	1,334	91,8	94,3	118,94	38,60	503,32	178551,03
121,71	1,32	91,8	94,3	121,48	37,00	487,60	165803,29
124,08	1,307	91,8	94,3	123,85	35,60	473,58	154941,67
126,04	1,313	91,8	94,3	125,80	34,50	468,35	148503,79
129,27	1,337	91,8	94,3	129,03	32,80	465,00	140163,90

 $\eta_M^* = 90,50\%$

n_{11M} (r.p.m)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M^* (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
119,16	1,642	90,5	93	118,94	38,60	619,53	216745,92
121,71	1,638	90,5	93	121,48	37,00	605,07	202910,43
124,08	1,629	90,5	93	123,85	35,60	590,25	190451,76
126,04	1,62	90,5	93	125,80	34,50	577,86	180700,39
129,27	1,6	90,5	93	129,03	32,80	556,47	165423,04

 $\eta_M^* = 91\%$

n_{11M} (r.p.m)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M^* (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
119,16	1,599	91	93,5	118,94	38,60	603,30	212204,65
121,71	1,603	91	93,5	121,48	37,00	592,14	199642,34
124,08	1,596	91	93,5	123,85	35,60	578,29	187596,81
126,04	1,585	91	93,5	125,80	34,50	565,38	177746,89
129,27	1,571	91	93,5	129,03	32,80	546,38	163298,00

 $\eta_M^* = 91,50\%$

n_{11M} (r.p.m)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M^* (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
119,16	1,535	91,5	94	118,94	38,60	579,16	204800,52
121,71	1,546	91,5	94	121,48	37,00	571,08	193573,04
124,08	1,548	91,5	94	123,85	35,60	560,90	182927,82
126,04	1,54	91,5	94	125,80	34,50	549,33	173623,98
129,27	1,527	91,5	94	129,03	32,80	531,08	159573,20

 $\eta_M^* = 91,80\%$

n_{11M} (r.p.m)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M^* (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
119,16	1,473	91,8	94,3	118,94	38,60	555,76	197155,67
121,71	1,493	91,8	94,3	121,48	37,00	551,51	187533,57
124,08	1,505	91,8	94,3	123,85	35,60	545,32	178414,09
126,04	1,503	91,8	94,3	125,80	34,50	536,13	169993,30
129,27	1,48	91,8	94,3	129,03	32,80	514,73	155155,25

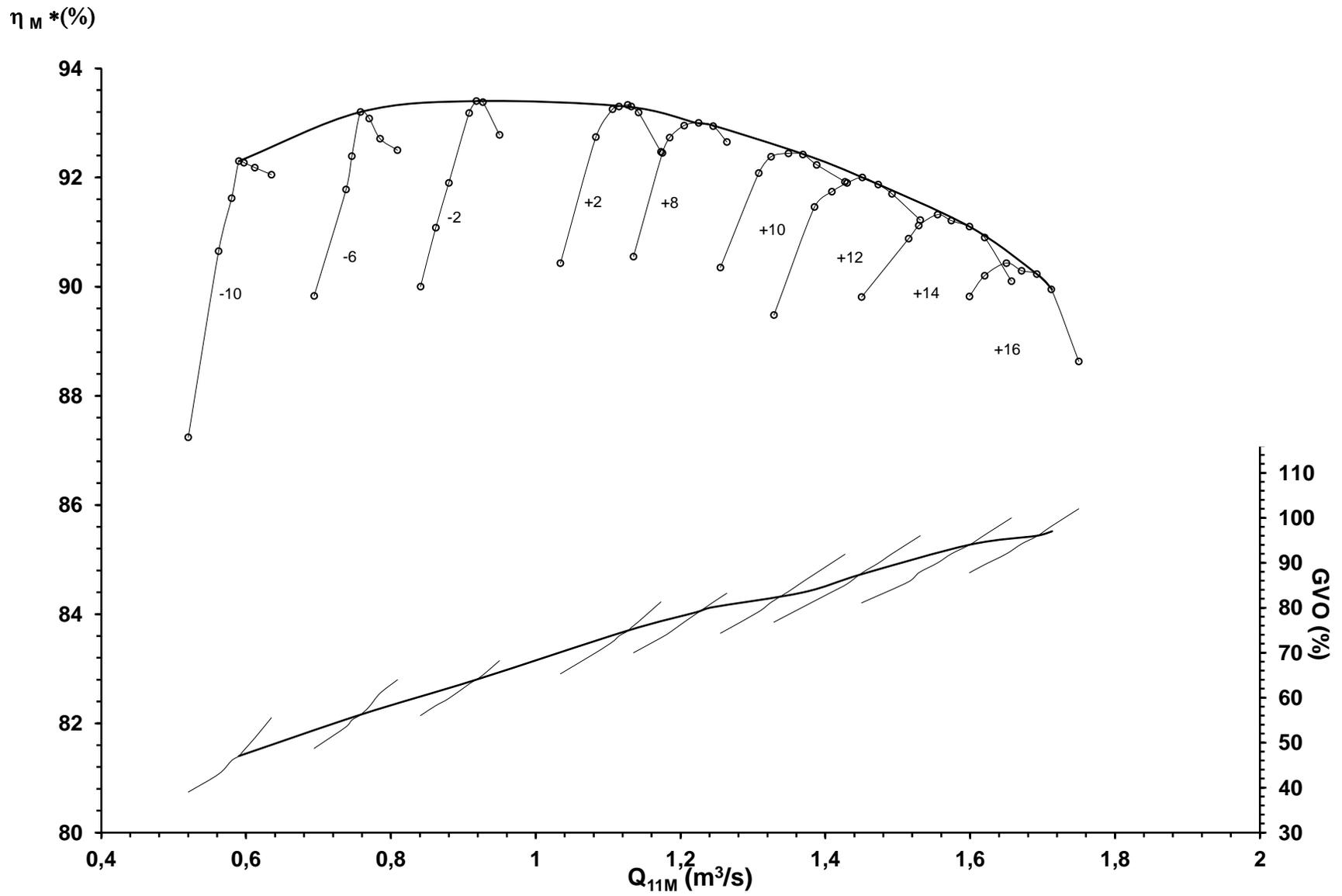
Caruachi		Tocoma		
Maxima Infrecuente		Maxima Infrecuente		
	100000	38,6	100000	37,4
	220000	38,6	220000	37,4
	Maxima Normal		Maxima Normal	
	100000	37	100000	36,3
	220000	37	220000	36,3
	nominal		nominal	
	100000	35,6	100000	35,3
	minima normal		minima normal	
	100000	34,5	100000	33,4
	220000	34,5	220000	33,4
	minima infrecuente		minima infrecuente	
	100000	32,8	100000	31,4
	220000	32,8	220000	31,4
	160000	32	188000	32
	160000	38,6	188000	38,6

12	119,16	1,492	91,71	94,22	118,94	38,60	562,93	199529,33
12	121,71	1,503	91,74	94,25	121,48	37,00	555,20	188689,56
12	121,71	1,503	91,74	94,25	121,48	37,00	555,20	188689,56
12	126,04	1,528	91,6	94,11	125,80	34,50	545,04	172472,66
12	129,27	1,555	91,23	93,74	129,03	32,80	540,82	162049,77

Tabla 4.5

α	n_{11M} (r.p.m)	Q_{11M} (m ³ /s)	η_M^* (%)	η_P (%)	n_{11P} (r.p.m)	H_P (m)	Q_P (m ³ /s)	P_P (kw)
14	119,16	1,574	91,24	93,75	118,94	38,60	593,87	209445,40
14	121,71	1,587	91,2	93,71	121,48	37,00	586,23	198093,58
14	124,08	1,6	90,94	93,45	123,85	35,60	579,74	187966,41
14	126,04	1,611	90,64	93,15	125,80	34,50	574,65	179986,33
14	129,27	1,627	89,99	92,5	129,03	32,80	565,86	167310,17

16	119,16	1,648	90,43	92,94	118,94	38,60	621,79	217397,58
16	121,71	1,657	90,17	92,68	121,48	37,00	612,09	204557,81
16	124,08	1,67	89,75	92,26	123,85	35,60	605,11	193691,64
16	126,04	1,685	89,3	91,81	125,80	34,50	601,05	185545,75
16	129,27	1,699	88,54	91,05	129,03	32,80	590,90	171975,43



**Fig. 4.1.1: CURVA CARACTERISTICA η_M vs Q_{11M} DE UNA TURBINA TIPO KAPLAN
 n_{11M} : 119.06 r.p.m (36.5 m)**

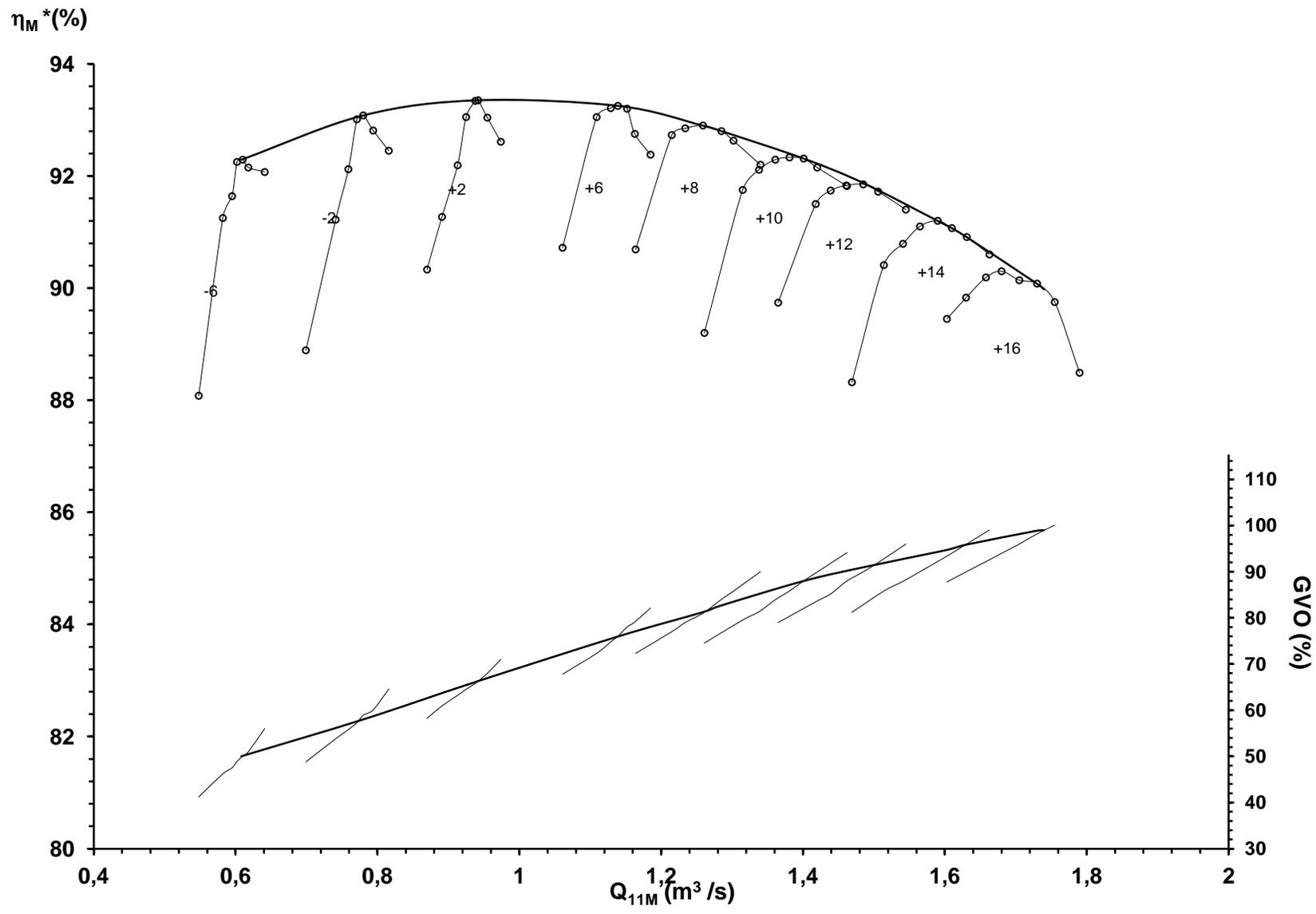


Fig. 4.1.2: CURVA CARACTERISTICA η_M vs Q_{11M} DE UNA TURBINA TIPO KAPLAN
 n_{11M} : 121.71 r.p.m (37.0 m)

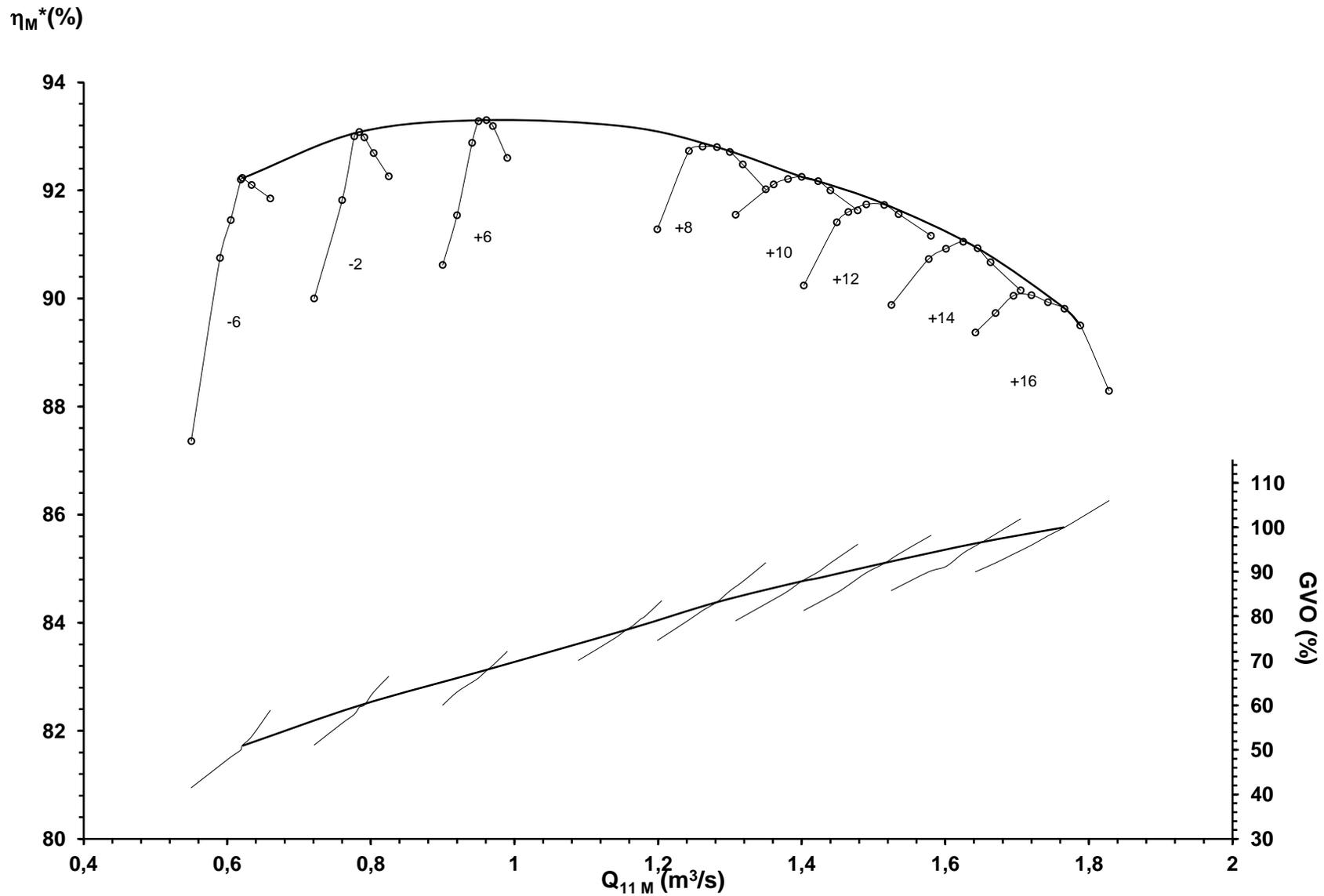
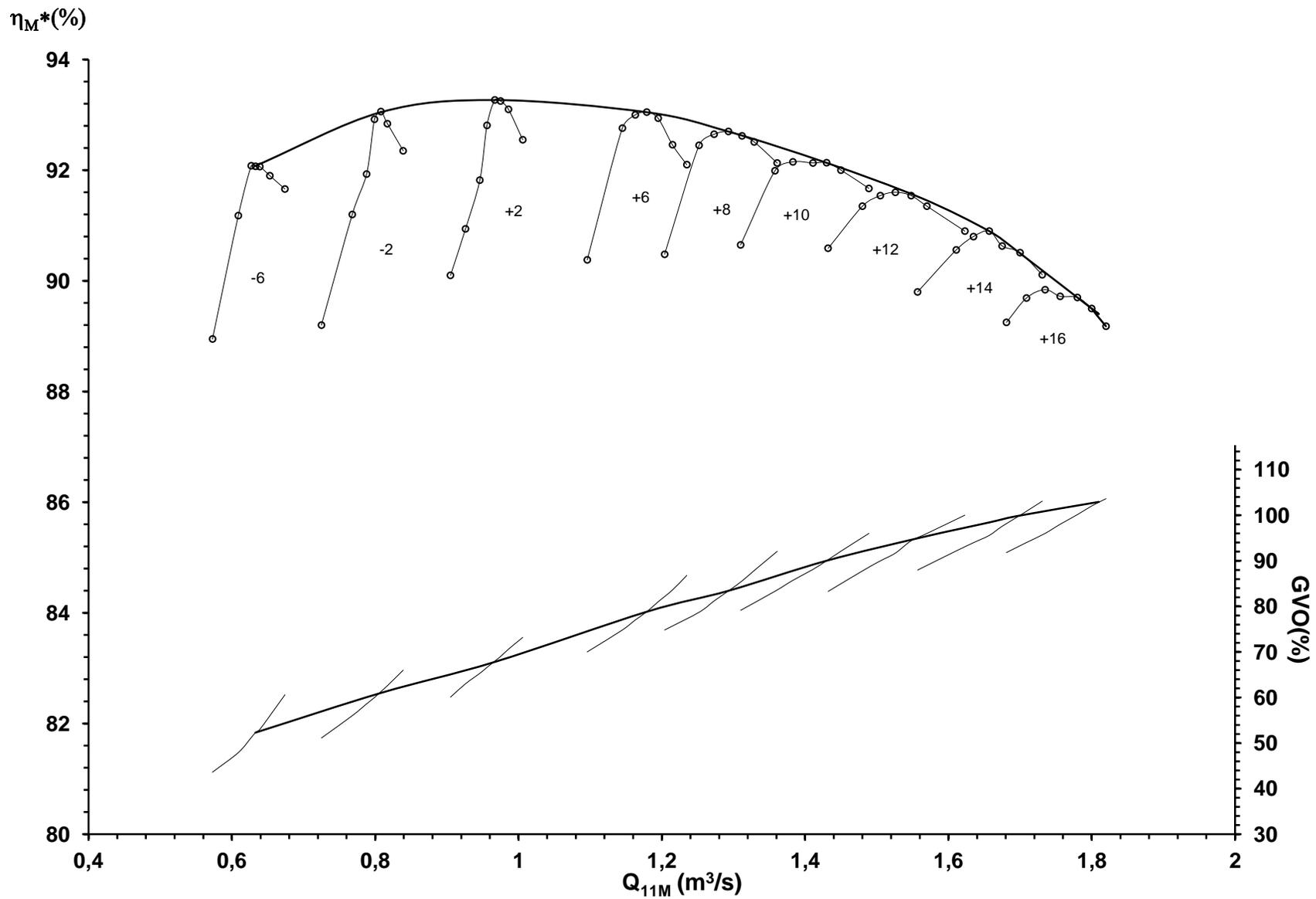


Fig. 4.1.3: CURVA CARACTERISTICA η_M vs Q_{11M} DE UNA TURBINA TIPO KAPLAN
 $n_{11M} : 124.1$ r.p.m (35.6 m)



**Fig. 4.1.4: CURVA CARACTERISTICA η_M vs Q_{11M} DE UNA TURBINA TIPO KAPLAN
 n_{11M} : 126.04 r.p.m (34.5 m)**

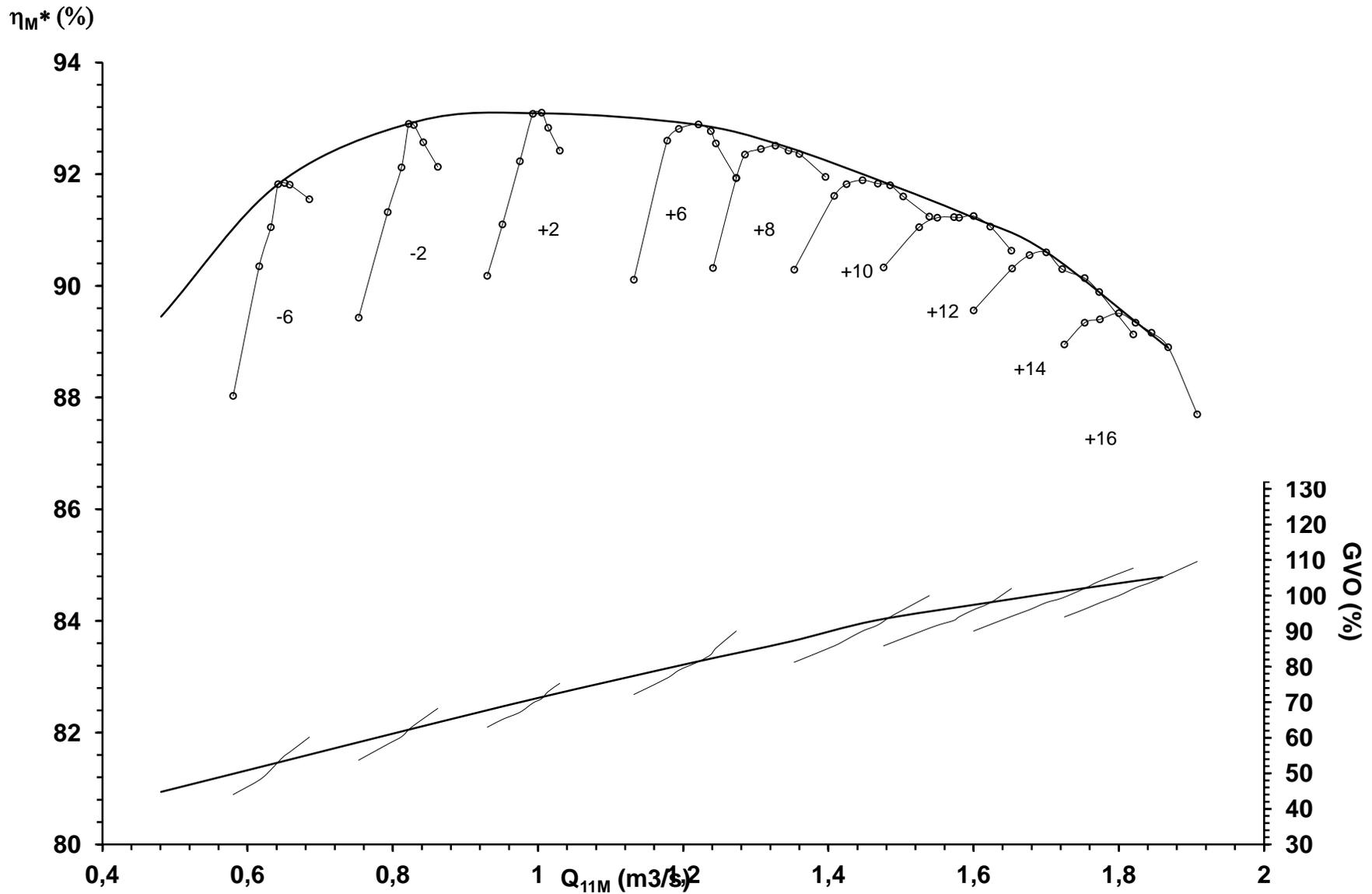


Fig.4.1.5: CURVA CARACTERISTICA η_M vs Q_{11M} DE UNA TURBINA TIPO KAPLAN $n_{11M}=129.27$ r.p.m (32.8m)

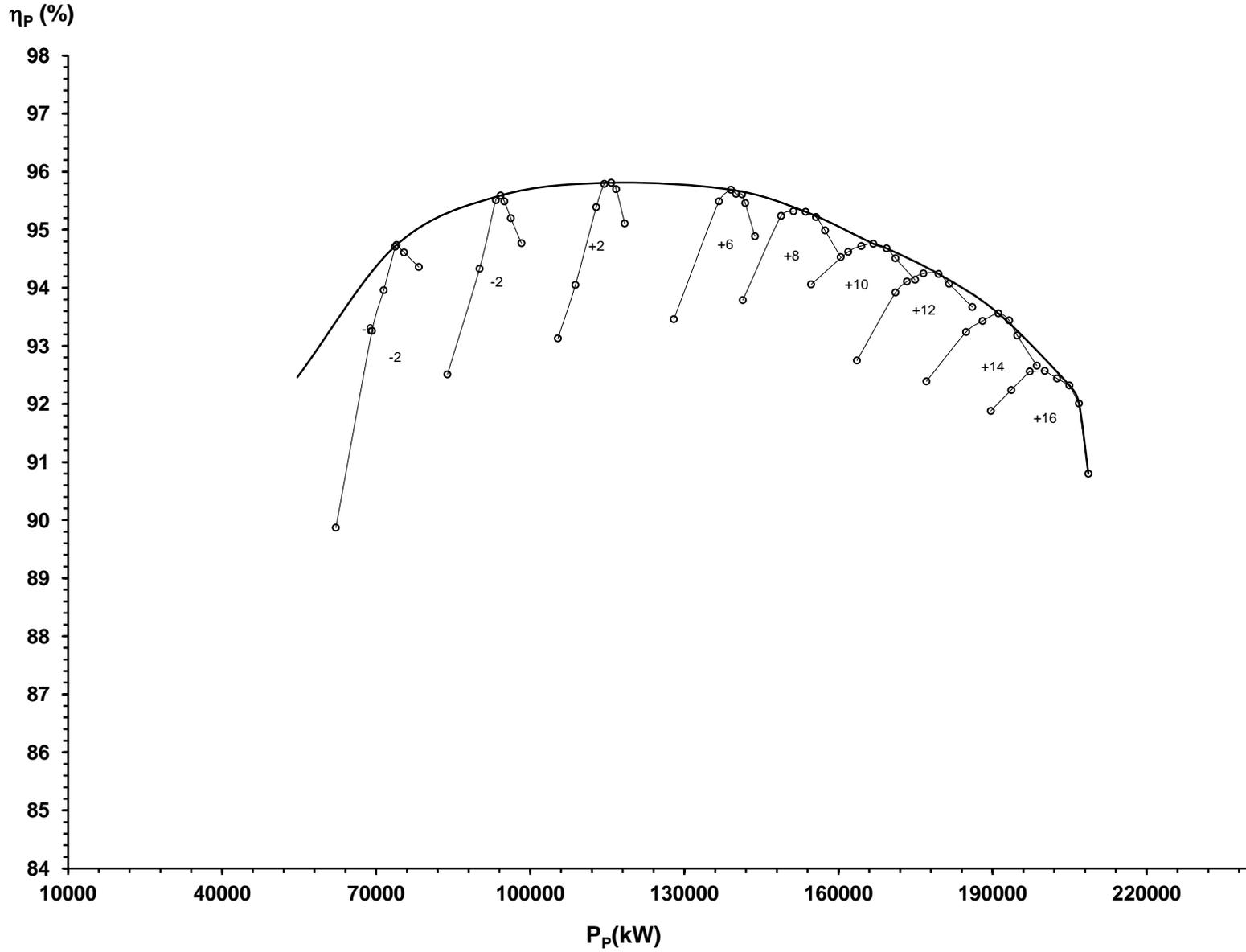


Fig. 4.2: CURVA CARACTERISTICA η_M vs. P_p DE UNA TURBINA TIPO KAPLAN
 $n_{11M} = 124.08$ rp.m (34.5 m)

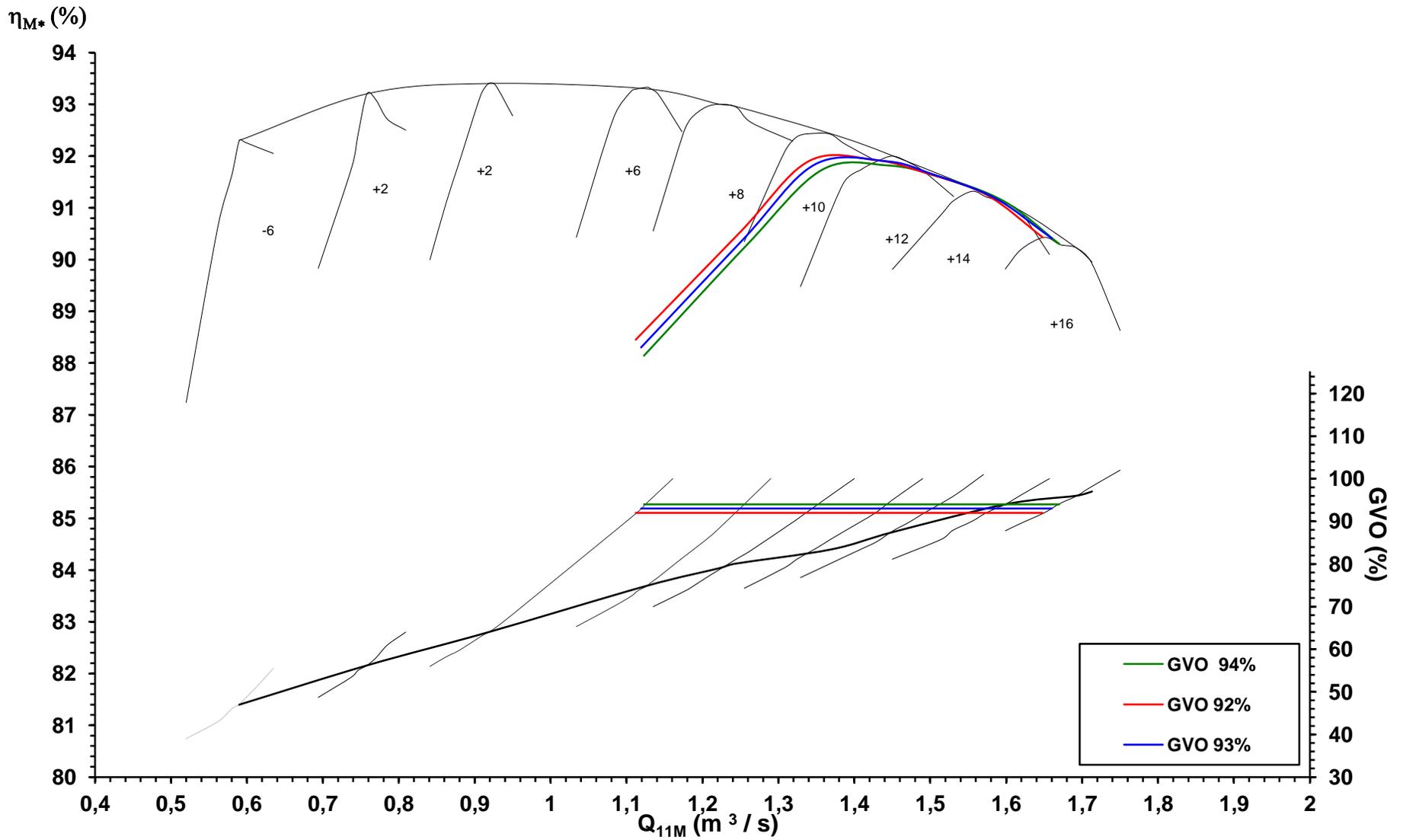


Fig. 4.3.1: CURVAS CARACTERISTICAS η_{M*} vs. Q_{11M} DE UNA TURBINA TIPO KAPLAN Y TIPO SEMI-KAPLAN
 n_{11M} : 119.06 r.p.m (36.5 m)

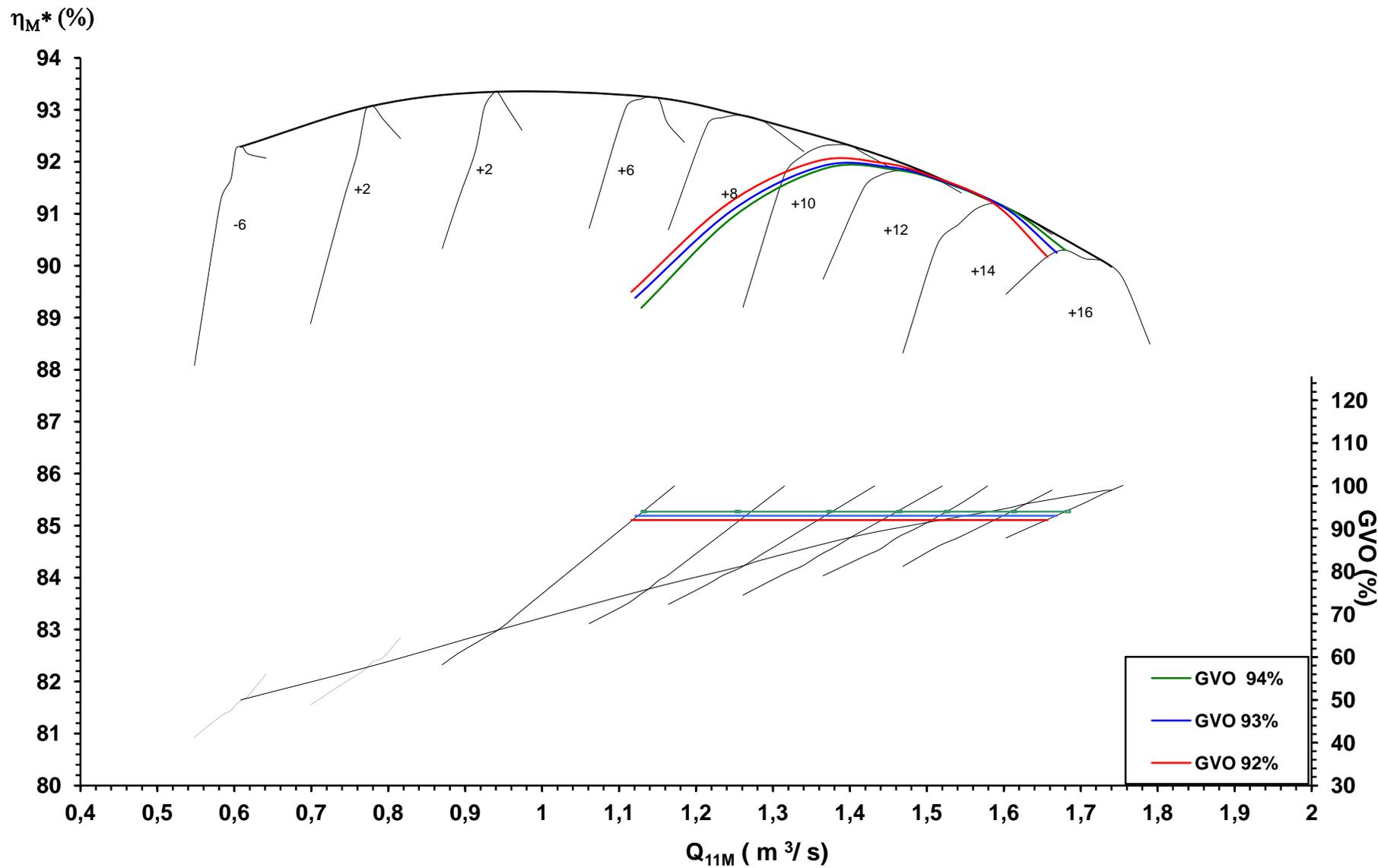


Fig. 4.3.2: CURVA CARACTERISTICA η_M vs. Q_{11M} DE UNA TURBINA TIPO KAPLAN Y TIPO SEMI-KAPLAN
 $n_{11M} : 121.71 \text{ r.p.m (37.0 m)}$

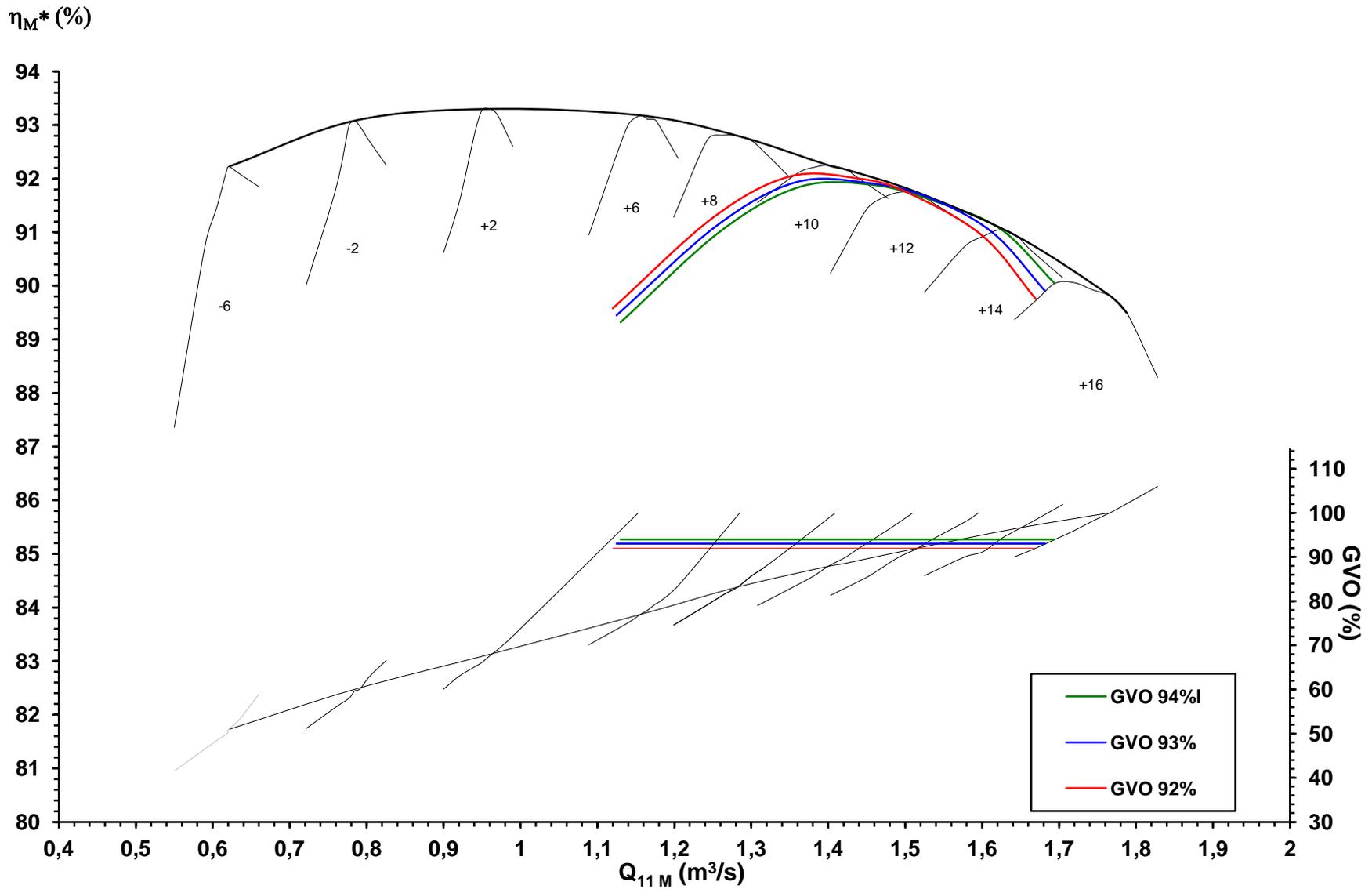


Fig. 4.3.3 : CURVA CARACTERISTICA η_M vs. Q_{11M} DE UNA TURBINA TIPO KAPLAN Y TIPO SEMI-KAPLAN
 $n_{11M} : 124.1$ r.p.m (35.6 m)

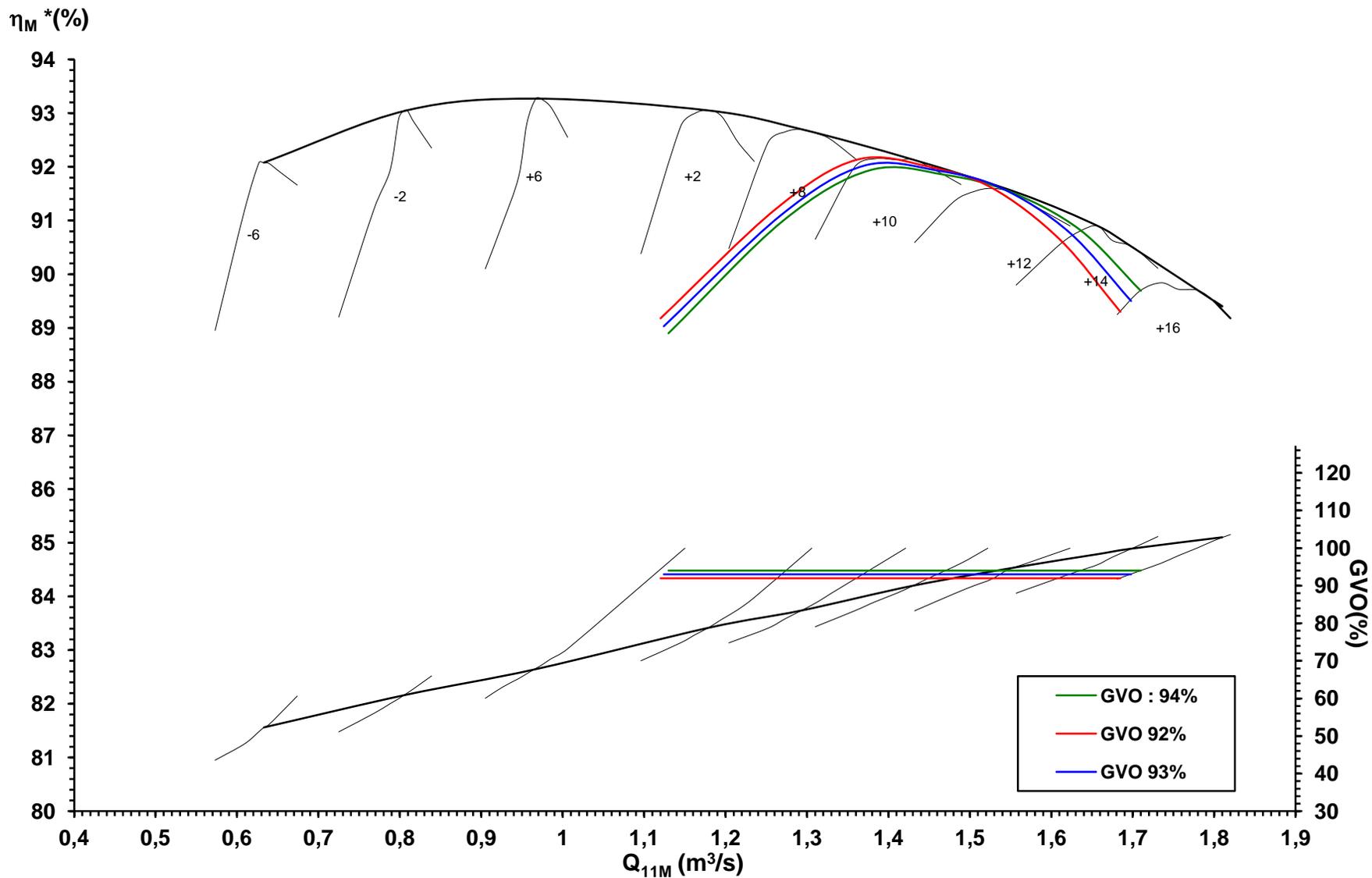


Fig. 4.3.4: CURVA CARACTERISTICA η_M vs. Q_{11M} DE UNA TURBINA TIPO KAPLAN Y TIPO SEMI-KAPLAN
 $n_{11M} : 126.04$ r.p.m (34.5 m)

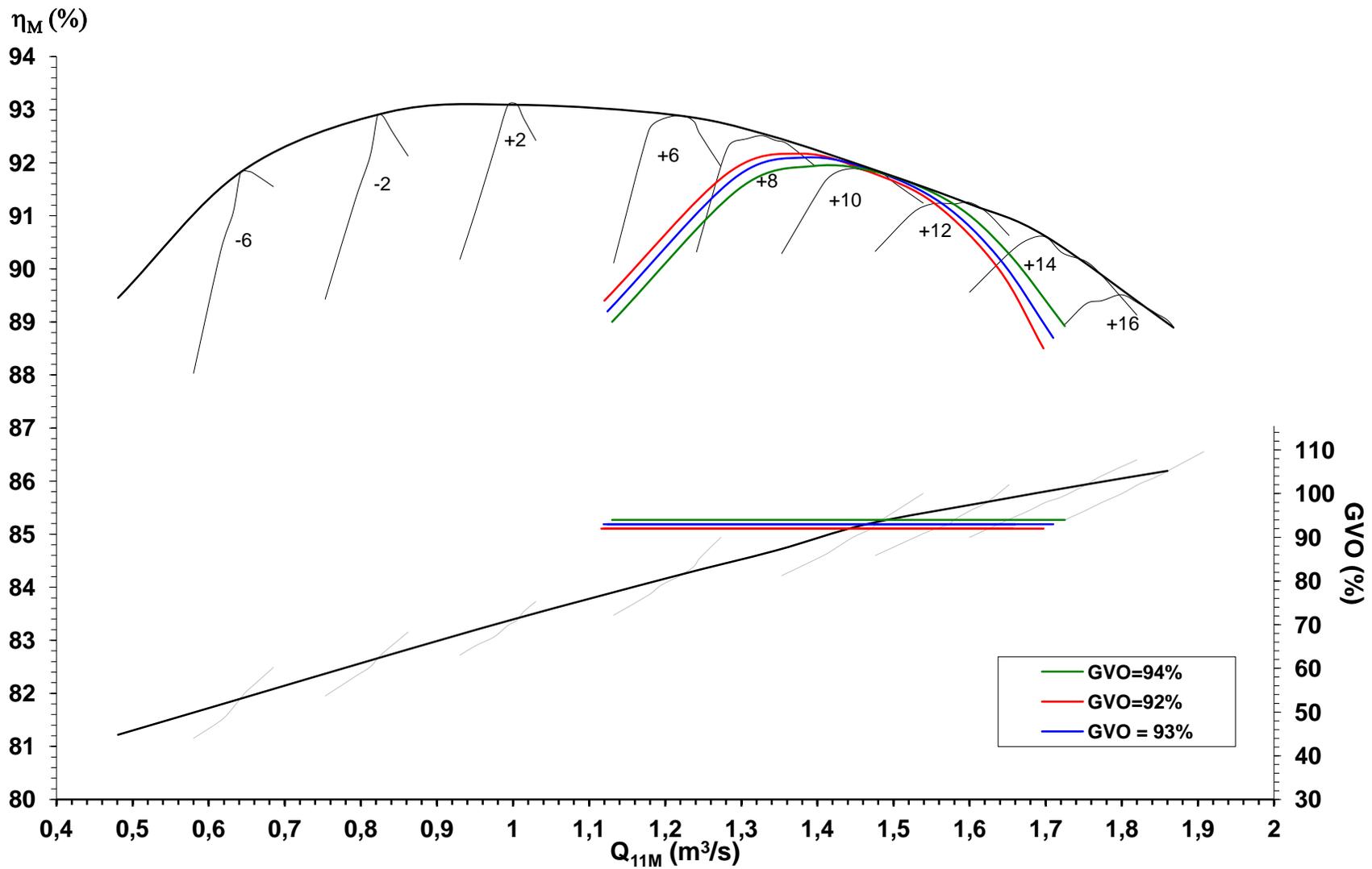


Fig. 4.3.5:CURVA CARACTERISTICA η_M vs. Q_{11M} DE UNA TURBINA TIPO KAPLAN Y TIPO SEMI-KAPLAN
 $n_{11M}=129.27$ r.p.m (32.8m)

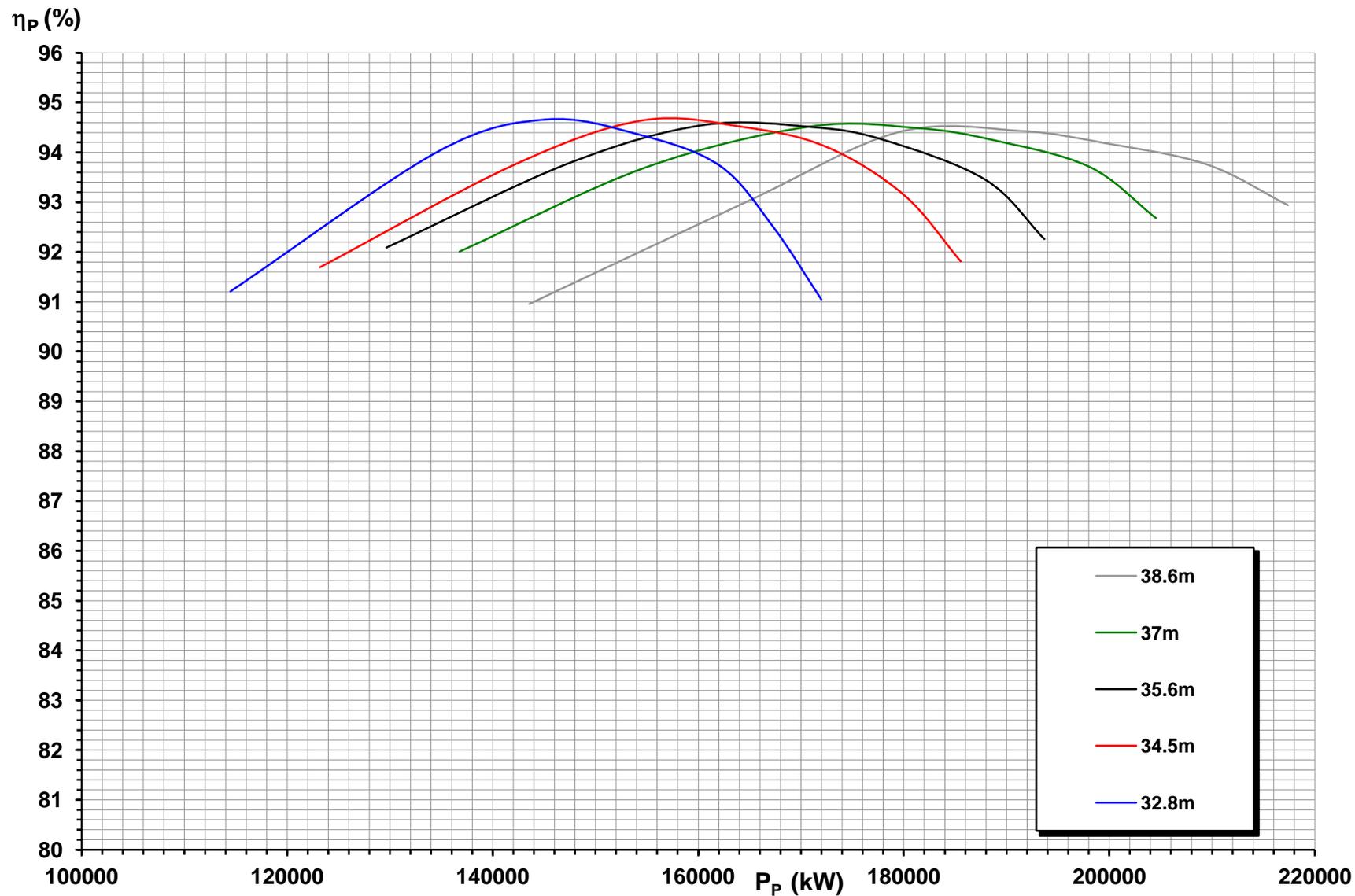


Fig. 4.4.1: CURVA CARACTERISTICA H_p vs. P_p DE UNA TURBINA TIPO SEMI-KAPLAN (GVO : 92%) A LAS DIFERENTES CAIDAS

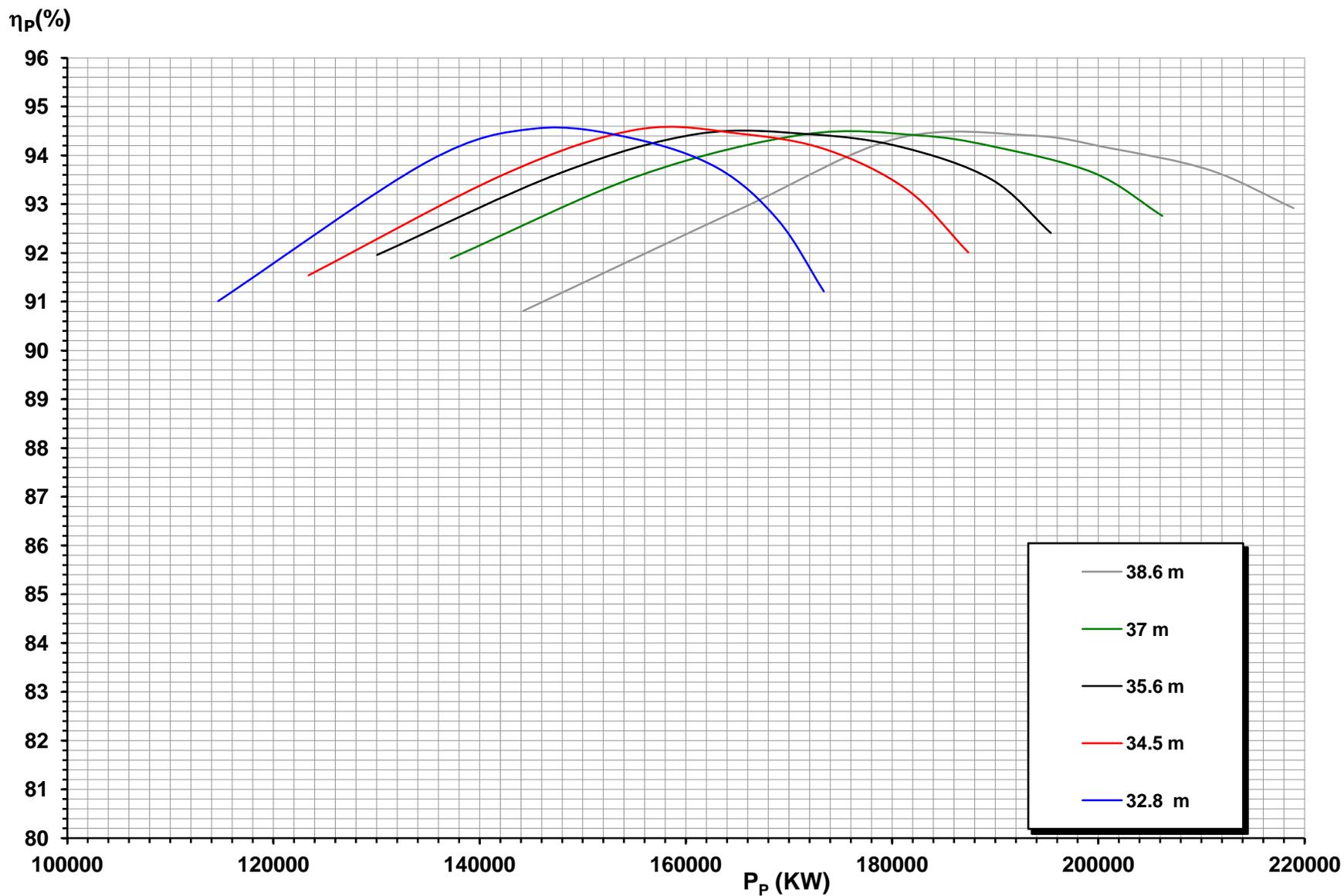


Fig. 4.4.2: CURVA CARACTERISTICA H_p vs. P_p DE UNA TURBINA TIPO SEMI-KAPLAN (GVO : 93%) A LAS DIFERENTES CAIDAS

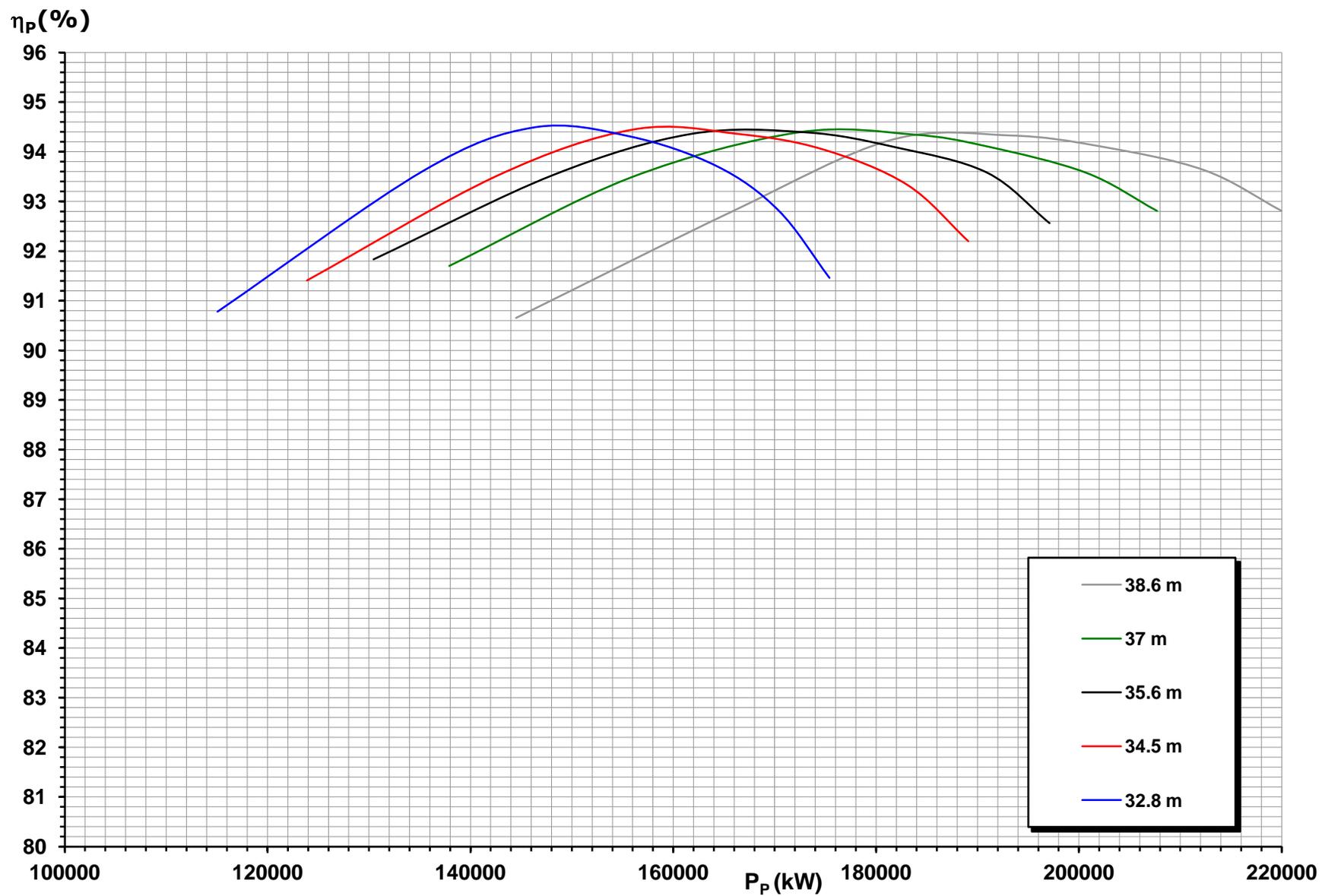


Fig. 4.4.3: CURVA CARACTERISTICA H_p vs. P_p DE UNA TURBINA TIPO SEMI-KAPLAN (GVO : 94%) A LAS DIFERENTES CAIDAS

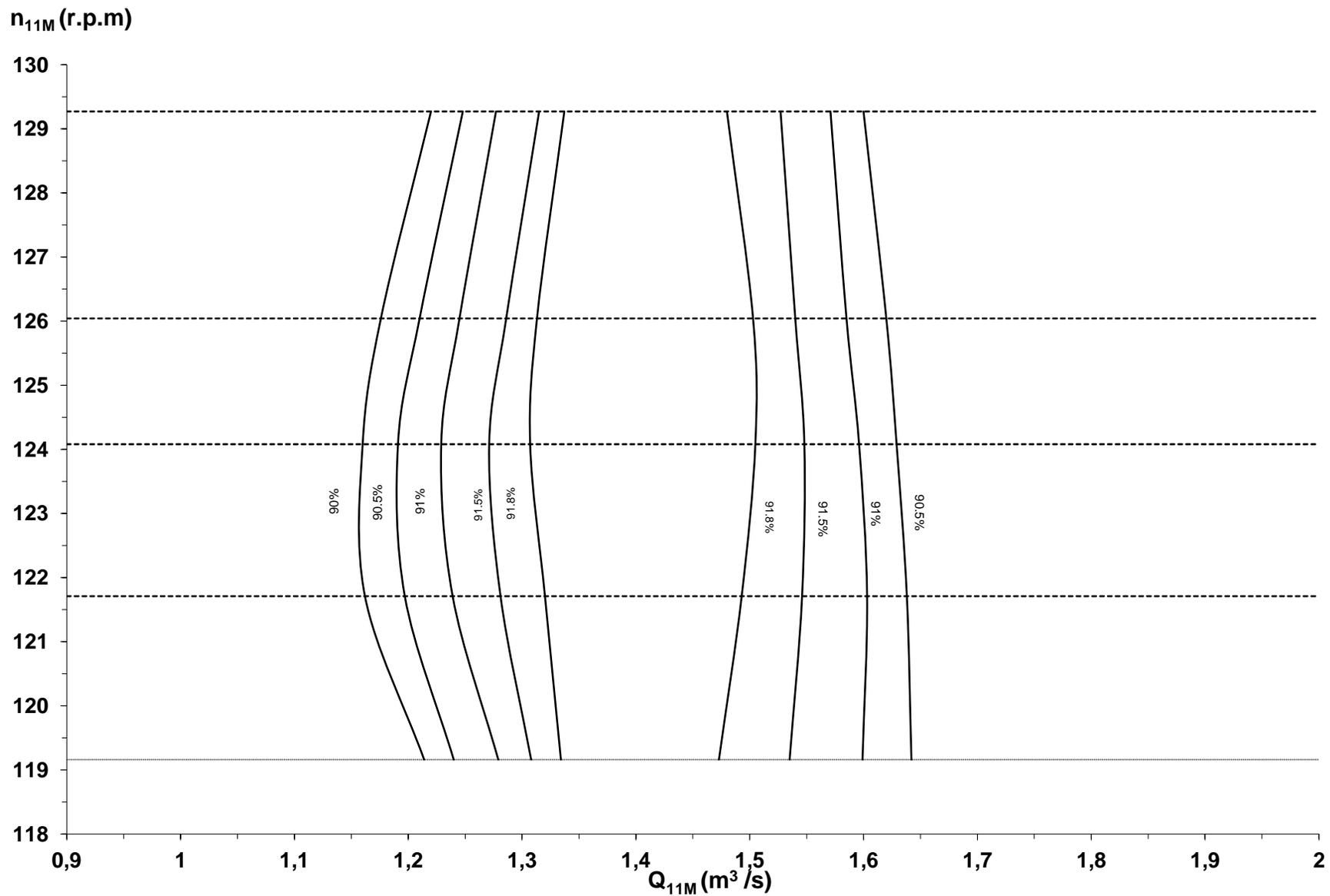


Fig. 4.5: CURVA CARACTERISTICA n_{11M} vs. Q_{11M} DE UNA TURBINA TIPO SEMI-KAPLAN (GVO : 92%)

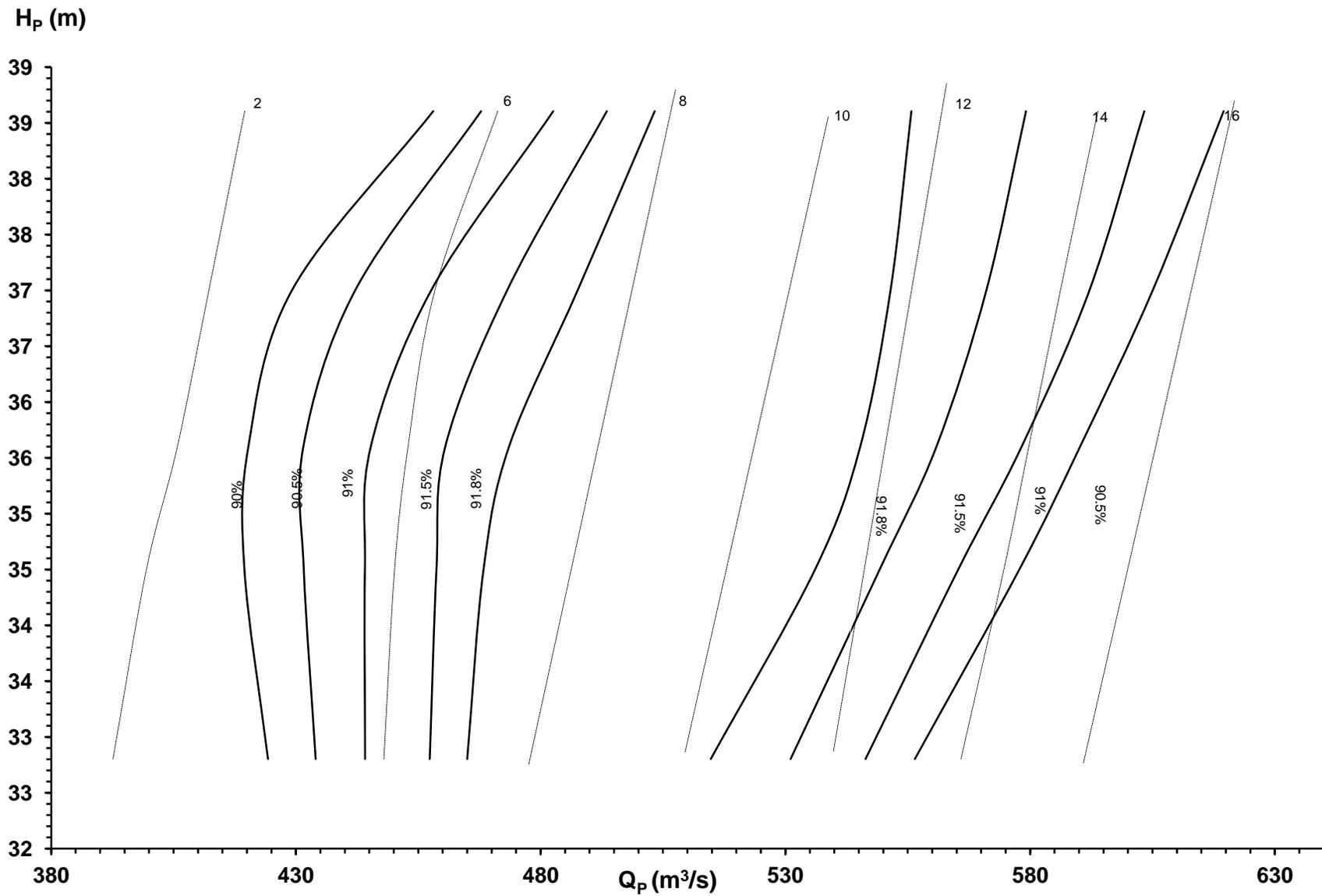


Fig. 4.6.1: CURVA CARACTERISTICA H_p VS Q_p DE UNA TURBINA TIPO SEMI-KAPLAN (GVO : 92%)

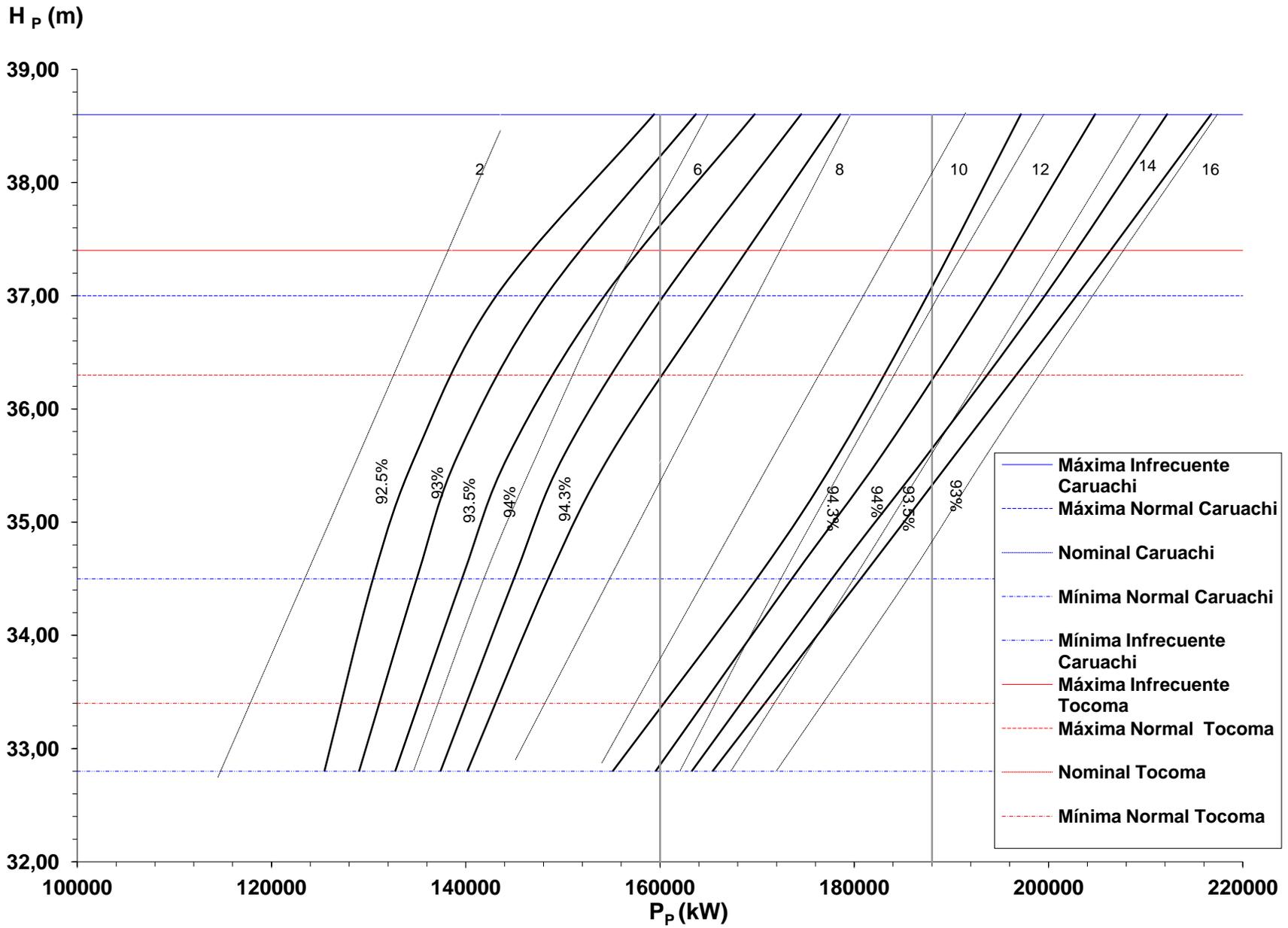


Fig. 4.6.2: CURVA CARACTERÍSTICA H_p vs. P_p DE UNA TURBINA TIPO SEMI-KAPLAN (GVO=92%)

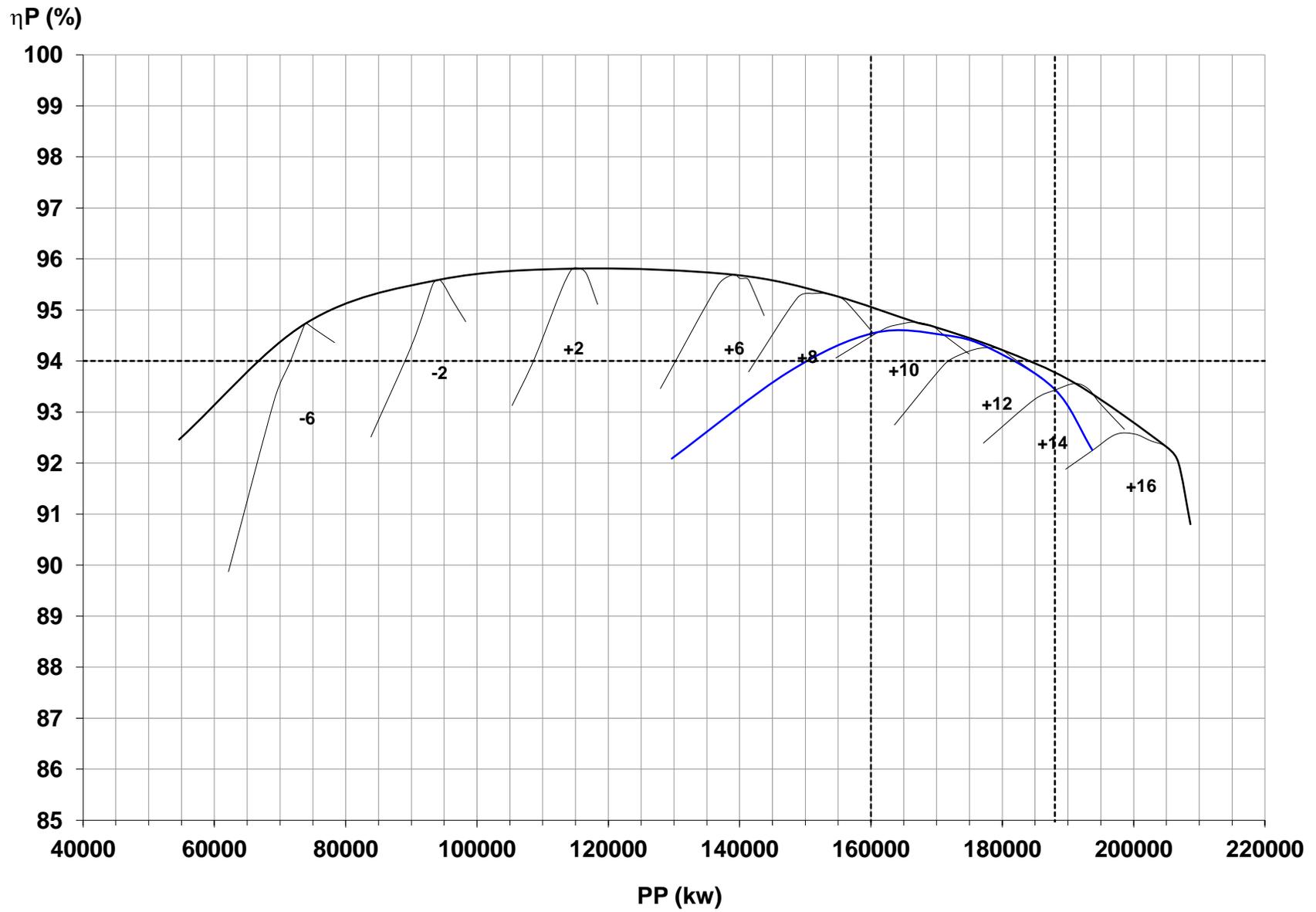


Fig.: 4.7: COMPARACIÓN DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS KAPLAN, SEMI-KAPLAN Y HÉLICE A LA CAÍDA NOMINAL

A1= 1,05926
A2= 0,663059
gP= 9,781
gM= 9,818
DP= 7,8
nP= 94,74

ALFA	GVO	n11M	Q 11M	EFI M *
6	65,3	119,16	1,034	90,43
6	70	119,16	1,083	92,74
6	72,4	119,16	1,106	93,25
6	73,7	119,16	1,115	93,3
6	74,8	119,16	1,127	93,33
6	75,6	119,16	1,132	93,3
6	76,9	119,16	1,142	93,19
6	81,3	119,16	1,173	92,47
	85		1,2	
	88		1,22	
	100		1,29	

8	70	119,16	1,135	90,55
8	73,5	119,16	1,175	92,45
8	74,5	119,16	1,185	92,73
8	76,8	119,16	1,205	92,95
8	79	119,16	1,225	93
8	81,2	119,16	1,245	92,94
8	83,2	119,16	1,264	92,65
	89,8		1,319	92,29
	89,9		1,32	
	95		1,36	
	100		1,4	

10	74,3	119,16	1,255	90,35
10	79,1	119,16	1,308	92,08
10	81,2	119,16	1,325	92,38
10	83,6	119,16	1,349	92,44
10	85,8	119,16	1,369	92,42
10	87,8	119,16	1,388	92,23
10	91,9	119,16	1,427	91,92
10	95		1,45	
	100		1,49	

12	76,8	119,16	1,329	89,48
12	81,5	119,16	1,385	91,46
12	83,5	119,16	1,409	91,74
12	85,3	119,16	1,43	91,9
12	87,8	119,16	1,451	92
12	89,9	119,16	1,473	91,87
12	92	119,16	1,492	91,7
12	96	119,16	1,531	91,22
	101		1,57	

14	81,1	119,16	1,45	89,81
14	85,8	119,16	1,515	90,88
14	87,8	119,16	1,529	91,12
14	90	119,16	1,555	91,32
14	92	119,16	1,574	91,21
14	94	119,16	1,599	91,1
14	96,2	119,16	1,62	90,9
14	100	119,16	1,657	90,1
	103		1,68	

16	87,8	119,16	1,599	89,82
16	89,6	119,16	1,62	90,2

16	92	119,16	1,65	90,43
16	94,2	119,16	1,671	90,29
16	95,9	119,16	1,692	90,23
16	98,1	119,16	1,712	89,95
16	102	119,16	1,75	88,63
16				
16				

2	56	119,16	0,841	90
2	58,2	119,16	0,862	91,08
2	59,8	119,16	0,88	91,9
2	63	119,16	0,908	93,18
2	64	119,16	0,918	93,4
2	65	119,16	0,927	93,38
2	68,2	119,16	0,95	92,78
	90		1,1	
	93		1,12	
	94		1,125	
	100		1,161	
-2	48,7	119,16	0,694	89,83
-2	53,5	119,16	0,738	91,78
-2	55	119,16	0,746	92,39
-2	56,2	119,16	0,758	93,2
-2	58	119,16	0,77	93,08
-2	61	119,16	0,785	92,71
-2	64	119,16	0,809	92,5
-6	39	119,16	0,52	87,24
-6	43	119,16	0,562	90,65
-6	46	119,16	0,58	91,62
-6	47	119,16	0,59	92,3
-6	48,3	119,16	0,597	92,27

-6	51	119,16	0,612	92,18
-6	55,5	119,16	0,635	92,05

$\rho_{WP} = 996,30 \text{ Kg/m}^3$
 $\rho_{WM} = 999,20 \text{ Kg/m}^3$

EFI P	n11P	HP (m)	QP (m ³ / s)	PP (kw)
92,94	118,935256	38,6042168	390,1281	136401,1513
95,25	118,935256	38,6042168	408,6157953	146415,9097
95,76	118,935256	38,6042168	417,2936931	150325,9972
95,81	118,935256	38,6042168	420,6893922	151628,3945
95,84	118,935256	38,6042168	425,216991	153308,2584
95,81	118,935256	38,6042168	427,1034906	153940,2176
95,7	118,935256	38,6042168	430,8764896	155121,8126
94,98	118,935256	38,6042168	442,5727866	158133,9089

93,06	118,935256	38,6042168	428,2353903	149917,9858
94,96	118,935256	38,6042168	443,3273864	158370,1768
95,24	118,935256	38,6042168	447,1003854	160188,9542
95,46	118,935256	38,6042168	454,6463835	163268,8396
95,51	118,935256	38,6042168	462,1923816	166065,6321
95,45	118,935256	38,6042168	469,7383796	168670,881
95,16	118,935256	38,6042168	476,9070778	170724,6914

92,86	118,935256	38,6042168	473,5113787	165412,0844
94,59	118,935256	38,6042168	493,5082735	175609,416
94,89	118,935256	38,6042168	499,9223719	178455,9999
94,95	118,935256	38,6042168	508,9775696	181803,294
94,93	118,935256	38,6042168	516,5235676	184459,8105
94,74	118,935256	38,6042168	523,6922658	186645,5653
94,43	118,935256	38,6042168	538,406962	191262,0436

91,99	118,935256	38,6042168	501,4315715	173524,351
93,97	118,935256	38,6042168	522,5603661	184728,4683
94,25	118,935256	38,6042168	531,6155638	188489,5081
94,41	118,935256	38,6042168	539,5388618	191623,5423
94,51	118,935256	38,6042168	547,4621597	194643,5445
94,38	118,935256	38,6042168	555,7627576	197322,927
94,21	118,935256	38,6042168	562,9314558	199508,1567
93,73	118,935256	38,6042168	577,646152	203680,1175

92,32	118,935256	38,6042168	547,0848598	190002,1989
93,39	118,935256	38,6042168	571,6093535	200820,4044
93,63	118,935256	38,6042168	576,8915522	203197,0216
93,83	118,935256	38,6042168	586,7013497	207093,7245
93,72	118,935256	38,6042168	593,8700478	209378,3809
93,61	118,935256	38,6042168	603,3025454	212454,3062
93,41	118,935256	38,6042168	611,2258434	214784,6378
92,61	118,935256	38,6042168	625,1859398	217808,6994

92,33	118,935256	38,6042168	603,3025454	209549,2585
92,71	118,935256	38,6042168	611,2258434	213175,0751

92,94	118,935256	38,6042168	622,5448405	217661,4116
92,8	118,935256	38,6042168	630,4681385	220099,601
92,74	118,935256	38,6042168	638,3914364	222721,57
92,46	118,935256	38,6042168	645,9374345	224673,8247
91,14	118,935256	38,6042168	660,2748308	226382,005

92,51	118,935256	38,6042168	317,3092187	110428,0761
93,59	118,935256	38,6042168	325,2325167	114506,8696
94,41	118,935256	38,6042168	332,0239149	117922,1799
95,69	118,935256	38,6042168	342,5883122	123323,8948
95,91	118,935256	38,6042168	346,3613113	124968,7429
95,89	118,935256	38,6042168	349,7570104	126167,6116
95,29	118,935256	38,6042168	358,4349082	128488,9444

92,34	118,935256	38,6042168	261,8461329	90958,6843
94,29	118,935256	38,6042168	278,4473287	98768,12895
94,9	118,935256	38,6042168	281,4657279	100484,6835
95,71	118,935256	38,6042168	285,9933267	102972,5223
95,59	118,935256	38,6042168	290,5209256	104471,5446
95,22	118,935256	38,6042168	296,1804241	106094,4493
95,01	118,935256	38,6042168	305,2356218	109096,9649

89,75	118,935256	38,6042168	196,1959497	66241,87701
93,16	118,935256	38,6042168	212,0425457	74312,28655
94,13	118,935256	38,6042168	218,8339439	77490,93147
94,81	118,935256	38,6042168	222,606943	79396,43222
94,78	118,935256	38,6042168	225,2480423	80313,00292

94,69	118,935256	38,6042168	230,9075408	82252,73881
94,56	118,935256	38,6042168	239,5854386	85226,76773

47	0,59	92,3
56,2	0,758	93,2
64	0,918	93,4
74,8	1,125	93,3
79	1,222	93
80,07	1,243	92,96
83,4	1,369	92,43
87,5	1,451	92
94	1,599	91,1
96	1,692	90,23
97	1,713	89,95

--	--	--

73,7	119,16	1,115	93,3
79	119,16	1,224	93
83,4	119,16	1,348	92,44
87,5	119,16	1,451	92
89,8	119,16	1,556	91,32

92	119,16	1,643	90,43	92,94
64	119,16	0,918	93,4	
56,2	119,16	0,758	93,2	
47	119,16	0,59	92,3	

A1= 1,05926
A2= 0,663059
gP= 9,781
gM= 9,818
DP= 7,8
nP= 94,74

ALFA	GVO	n11M	Q 11M	EFI M *	EFI P
6	67,8	121,71	1,061	90,72	93,23
6	72,3	121,71	1,109	93,05	95,56
6	74,8	121,71	1,129	93,21	95,72
6	76	121,71	1,139	93,25	95,76
6	78	121,71	1,152	93,2	95,71
6	79,1	121,71	1,163	92,75	95,26
6	82,1	121,71	1,185	92,38	94,89

100 1,315

8	72,3	121,71	1,164	90,69	93,2
8	77	121,71	1,215	92,73	95,24
8	79	121,71	1,234	92,85	95,36
8	81	121,71	1,259	92,9	95,41
8	84	121,71	1,285	92,8	95,31
8	85,8	121,71	1,302	92,63	95,14
8	90	121,71	1,34	92,2	94,71

100 1,432

10	74,5	121,71	1,261	89,2	91,71
10	79,5	121,71	1,315	91,75	94,26
10	81,3	121,71	1,338	92,11	94,62
10	83,9	121,71	1,361	92,29	94,8
10	85,8	121,71	1,381	92,33	94,84
10	88	121,71	1,401	92,31	94,82

10	89,9	121,71	1,42	92,15	94,66
10	94,1	121,71	1,462	91,82	94,33
	100		1,52		

12	79	121,71	1,365	89,74	92,25
12	83,5	121,71	1,418	91,5	94,01
12	85,2	121,71	1,439	91,74	94,25
12	87,9	121,71	1,461	91,83	94,34
12	90	121,71	1,485	91,85	94,36
12	92	121,71	1,506	91,72	94,23
12	96	121,71	1,545	91,4	93,91
	100		1,579		

14	81,2	121,71	1,469	88,32	90,83
14	85,8	121,71	1,514	90,41	92,92
14	87,9	121,71	1,541	90,79	93,3
14	90	121,71	1,565	91,1	93,61
14	92,2	121,71	1,59	91,2	93,71
14	94	121,71	1,61	91,07	93,58
14	96	121,71	1,631	90,91	93,42
14	99	121,71	1,663	90,6	93,11

16	87,8	121,71	1,603	89,45	91,96
16	90	121,71	1,63	89,83	92,34
16	92,2	121,71	1,658	90,19	92,7
16	94	121,71	1,68	90,3	92,81
16	96	121,71	1,705	90,14	92,65
16	98,2	121,71	1,73	90,08	92,59
16	100,08	121,71	1,755	89,75	92,26
16		121,71	1,79	88,49	91

2	58,2	121,7	0,87	90,33	92,84
2	60,9	121,7	0,891	91,27	93,78

2	63,2	121,7	0,913	92,19	94,7
2	64,5	121,7	0,925	93,05	95,56
2	65,8	121,7	0,938	93,34	95,85
2	66,3	121,7	0,942	93,35	95,86
2	68	121,7	0,955	93,04	95,55
2	71	121,7	0,974	92,61	95,12
	100		1,172		

-2	48,8	121,7	0,699	88,89	91,4
-2	53,8	121,7	0,741	91,22	93,73
-2	55,8	121,7	0,759	92,12	94,63
-2	57,3	121,7	0,771	93,01	95,52
-2	58,9	121,7	0,78	93,08	95,59
-2	60,07	121,7	0,794	92,81	95,32
-2	64,6	121,7	0,816	92,45	94,96

-6	41,2	121,7	0,548	88,08	90,59
-6	46,2	121,7	0,582	91,25	93,76
-6	47,5	121,7	0,595	91,64	94,15
-6	48,9	121,7	0,602	92,25	94,76
-6	50	121,7	0,61	92,29	94,8
-6	51	121,7	0,618	92,15	94,66
-6	56	121,7	0,641	92,07	94,58

DEN WP= 996,3
DEN WM= 999,198712

n11P	HP (m)	QP (m ³ / s)	PP (kw)
121,480446	37,0035346	391,9280168	131758,4853
121,480446	37,0035346	409,6589733	141161,1581
121,480446	37,0035346	417,0468718	143947,5101
121,480446	37,0035346	420,7408211	145283,1966
121,480446	37,0035346	425,5429551	146864,6656
121,480446	37,0035346	429,6062993	147569,9117
121,480446	37,0035346	437,7329877	149777,4121

121,480446	37,0035346	429,9756942	144502,8518
121,480446	37,0035346	448,8148355	154135,6826
121,480446	37,0035346	455,8333391	156743,2789
121,480446	37,0035346	465,0682122	160002,6411
121,480446	37,0035346	474,6724803	163135,742
121,480446	37,0035346	480,952194	164999,1309
121,480446	37,0035346	494,9892012	169047,2695

121,480446	37,0035346	465,8070021	154042,0556
121,480446	37,0035346	485,7543281	165105,1856
121,480446	37,0035346	494,2504114	168634,5595
121,480446	37,0035346	502,7464947	171859,6757
121,480446	37,0035346	510,1343932	174458,7471
121,480446	37,0035346	517,5222917	176947,981

121,480446	37,0035346	524,5407953	179045,0711
121,480446	37,0035346	540,0553823	183698,1288

121,480446	37,0035346	504,2240744	167728,3797
121,480446	37,0035346	523,8020055	177565,1812
121,480446	37,0035346	531,5592989	180654,872
121,480446	37,0035346	539,6859873	183591,941
121,480446	37,0035346	548,5514656	186647,3857
121,480446	37,0035346	556,308759	189026,0627
121,480446	37,0035346	570,7151611	193262,6142

121,480446	37,0035346	542,6411467	177729,1384
121,480446	37,0035346	559,2639184	187388,3563
121,480446	37,0035346	569,2375814	191510,1551
121,480446	37,0035346	578,1030597	195139,0168
121,480446	37,0035346	587,3379328	198468,0431
121,480446	37,0035346	594,7258313	200685,7068
121,480446	37,0035346	602,4831248	202955,7451
121,480446	37,0035346	614,3037624	206251,0182

121,480446	37,0035346	592,1400669	196354,1164
121,480446	37,0035346	602,1137299	200486,4381
121,480446	37,0035346	612,4567878	204725,4271
121,480446	37,0035346	620,5834762	207688,084
121,480446	37,0035346	629,8183493	210415,3081
121,480446	37,0035346	639,0532225	213362,3139
121,480446	37,0035346	648,2880957	215674,1507
121,480446	37,0035346	661,2169181	216971,129

121,470465	37,009616	321,3999929	107614,0466
121,470465	37,009616	329,1579238	111327,5138

121,470465	37,009616	337,2852799	115195,4524
121,470465	37,009616	341,7183833	117769,3971
121,470465	37,009616	346,5209119	119786,9573
121,470465	37,009616	347,998613	120310,3265
121,470465	37,009616	352,8011416	121576,2213
121,470465	37,009616	359,820222	123437,0052

121,470465	37,009616	258,2282702	85121,24156
121,470465	37,009616	273,7441319	92536,14499
121,470465	37,009616	280,3937869	95694,10699
121,470465	37,009616	284,8268903	98121,29466
121,470465	37,009616	288,1517178	99339,4251
121,470465	37,009616	293,3236717	100836,8137
121,470465	37,009616	301,4510278	103239,3931

121,470465	37,009616	202,445053	66141,70655
121,470465	37,009616	215,0055125	72703,47367
121,470465	37,009616	219,8080411	74636,60357
121,470465	37,009616	222,3940181	76003,94261
121,470465	37,009616	225,3494203	77046,47084
121,470465	37,009616	228,3048226	77941,64243
121,470465	37,009616	236,801604	80774,06085

0,608	92,29	50	
0,78	93,08	58	
0,942	93,35	66,3	
1,14	93,25	76	
1,258	92,9	81,2	
1,285	92,8	82,7	
1,401	92,31	88	
1,486	91,87	91	
1,59	91,2	94,3	
1,61	91,07	95	
1,631	90,91	95,9	
1,73	90,08	98,9	
1,74	89,98	99	

51	0,622
60	0,784
68	0,961
77	1,156
83,2	1,282
87,9	1,4
88,6	1,423
92	1,515
96,5	1,645
100	1,765
	1,788
106	1,828

A1= 1,05926
A2= 0,663059
gP= 9,781
gM= 9,818
DP= 7,8
nP= 94,74

ALFA	GVO	n11M	Q 11M	EFI M *	EFI P
-10	42,3	124,08	0,47	89,95	92,46
-6	51	124,08	0,621	92,23	94,74
-2	59,6	124,08	0,784	93,08	95,59
2	67,8	124,08	0,961	93,3	95,81
6	77	124,08	1,156	93,18	95,69
8	83,2	124,08	1,282	92,8	95,31
10	87,9	124,08	1,4	92,25	94,76
10	90	124,08	1,423	92,17	94,68
12	91,9	124,08	1,515	91,73	94,24
14	94,2	124,08	1,625	91,05	93,56
16	100	124,08	1,766	89,81	92,32
16	102,1	124,08	1,788	89,5	92,01
16	106	124,08	1,828	88,29	90,8

160000 84 188000 84
 160000 100 188000 100
 0

94 40000

94

220000

DEN WP= 996,3
DEN WM= 999,198712

n11P	HP (m)	QP (m ³ / s)	PP (kw)
123,845976	35,6034567	170,2994564	54630,18929
123,845976	35,6034567	225,012686	73961,5389
123,845976	35,6034567	284,0739868	94212,70702
123,845976	35,6034567	348,2080374	115748,4506
123,845976	35,6034567	418,8641948	139060,9996
123,845976	35,6034567	464,5189427	153605,7429
123,845976	35,6034567	507,2749764	166776,1892
123,845976	35,6034567	515,6087796	169372,9718
123,845976	35,6034567	548,9439923	179485,2931
123,845976	35,6034567	588,8013119	191128,0975
123,845976	35,6034567	639,8911488	204959,217
123,845976	35,6034567	647,8626127	206815,6996
123,845976	35,6034567	662,3561835	208661,8234

		93,08		
		89,5		#iREF!

A1= 1,05926
A2= 0,663059
gP= 9,781
gM= 9,818
DP= 7,8
nP= 94,74

ALFA	GVO	n11M	Q 11M	EFI M *	EFI P
6	70,1	124,08	1,089	90,95	93,46
6	75	124,08	1,139	92,98	95,49
6	77	124,08	1,156	93,18	95,69
6	77,9	124,08	1,165	93,11	95,62
6	79,3	124,08	1,175	93,1	95,61
6	80,02	124,08	1,182	92,95	95,46
6	83,5	124,08	1,205	92,38	94,89
	100		1,285		
8	74,6	124,08	1,199	91,28	93,79
8	79,2	124,08	1,243	92,73	95,24
8	81,3	124,08	1,262	92,81	95,32
8	83,2	124,08	1,282	92,8	95,31
8	85,7	124,08	1,3	92,71	95,22
8	87,8	124,08	1,318	92,48	94,99
8	92	124,08	1,35	92,02	94,53
	100		1,409		
10	79	124,08	1,308	91,55	94,06
10	83,8	124,08	1,361	92,11	94,62
10	85,7	124,08	1,381	92,21	94,72
10	87,9	124,08	1,4	92,25	94,76
10	90	124,08	1,423	92,17	94,68
10	92	124,08	1,44	92	94,51
10	96,2	124,08	1,478	91,63	94,14
	100		1,51		

12	81,3	124,08	1,403	90,24	92,75
12	85,3	124,08	1,449	91,41	93,92
12	87	124,08	1,465	91,6	94,11
12	89,8	124,08	1,49	91,74	94,25
12	91,9	124,08	1,515	91,73	94,24
12	94	124,08	1,535	91,56	94,07
12	98,2	124,08	1,58	91,16	93,67

100 1,595

14	85,8	124,08	1,525	89,88	92,39
14	90	124,08	1,577	90,73	93,24
14	91,2	124,08	1,601	90,92	93,43
14	94,2	124,08	1,625	91,05	93,56
14	96,1	124,08	1,645	90,93	93,44
14	97,8	124,08	1,663	90,67	93,18
14	101,9	124,08	1,705	90,15	92,66

16	90	124,08	1,642	89,37	91,88
16	92	124,08	1,67	89,73	92,24
16	94	124,08	1,695	90,05	92,56
16	96	124,08	1,72	90,06	92,57
16	98,1	124,08	1,743	89,93	92,44
16	100	124,08	1,766	89,81	92,32
16	102,1	124,08	1,788	89,5	92,01
16	106	124,08	1,828	88,29	90,8

2	60,08	124,08	0,9	90,62	93,13
2	63	124,08	0,92	91,54	94,05
2	65,2	124,08	0,941	92,88	95,39
2	66,15	124,08	0,95	93,28	95,79
2	67,8	124,08	0,961	93,3	95,81
2	69	124,08	0,97	93,19	95,7
2	72,1	124,08	0,99	92,6	95,11
	100		1,153		

-2	51,1	124,08	0,721	90	92,51
-2	56	124,08	0,76	91,82	94,33
-2	58	124,08	0,777	93	95,51
-2	59,6	124,08	0,784	93,08	95,59
-2	60,09	124,08	0,791	92,98	95,49
-2	63	124,08	0,804	92,69	95,2
-2	66,5	124,08	0,825	92,26	94,77
-6	41,5	124,08	0,55	87,36	89,87
-6	46,52	124,08	0,59	90,75	93,26
-6	48,4	124,08	0,605	91,45	93,96
-6	50	124,08	0,619	92,2	94,71
-6	51	124,08	0,621	92,23	94,74
-6	53	124,08	0,634	92,1	94,61
-6	58,9	124,08	0,66	91,85	94,36

DEN WP= 996,3
 DEN WM= 999,198712

n11P	HP (m)	QP (m ³ / s)	PP (kw)
123,845976	35,6034567	394,5874638	127948,3279
123,845976	35,6034567	412,7044272	136729,6102
123,845976	35,6034567	418,8641948	139060,9996
123,845976	35,6034567	422,1252482	140041,1353
123,845976	35,6034567	425,7486409	141228,4339
123,845976	35,6034567	428,2850158	141846,9052
123,845976	35,6034567	436,618819	143743,5783

123,845976	35,6034567	434,4447834	141369,811
123,845976	35,6034567	450,3877112	148823,4862
123,845976	35,6034567	457,2721573	151225,2624
123,845976	35,6034567	464,5189427	153605,7429
123,845976	35,6034567	471,0410495	155615,3693
123,845976	35,6034567	477,5631564	157388,9566
123,845976	35,6034567	489,158013	160429,5572

123,845976	35,6034567	473,9397637	154665,5808
123,845976	35,6034567	493,1437449	161890,7471
123,845976	35,6034567	500,3905303	164443,3541
123,845976	35,6034567	507,2749764	166776,1892
123,845976	35,6034567	515,6087796	169372,9718
123,845976	35,6034567	521,7685472	171088,6556
123,845976	35,6034567	535,5374394	174916,0197

123,845976	35,6034567	508,3619942	163588,4161
123,845976	35,6034567	525,0296006	171083,2247
123,845976	35,6034567	530,8270289	173322,2652
123,845976	35,6034567	539,8855106	176542,2208
123,845976	35,6034567	548,9439923	179485,2931
123,845976	35,6034567	556,1907777	181526,6873
123,845976	35,6034567	572,4960448	186053,809

123,845976	35,6034567	552,567385	177123,3302
123,845976	35,6034567	571,409027	184848,0683
123,845976	35,6034567	580,1051694	188043,6356
123,845976	35,6034567	588,8013119	191128,0975
123,845976	35,6034567	596,0480973	193232,2854
123,845976	35,6034567	602,5702041	194803,1224
123,845976	35,6034567	617,7884534	198608,4113

123,845976	35,6034567	594,9610795	189659,7167
123,845976	35,6034567	605,106579	193649,6533
123,845976	35,6034567	614,1650607	197230,4687
123,845976	35,6034567	623,2235424	200161,0953
123,845976	35,6034567	631,5573456	202552,8145
123,845976	35,6034567	639,8911488	204959,217
123,845976	35,6034567	647,8626127	206815,6996
123,845976	35,6034567	662,3561835	208661,8234

123,845976	35,6034567	326,105342	105369,0515
123,845976	35,6034567	333,3521274	108774,6227
123,845976	35,6034567	340,961252	112842,69
123,845976	35,6034567	344,2223054	114399,6608
123,845976	35,6034567	348,2080374	115748,4506
123,845976	35,6034567	351,4690908	116698,3271
123,845976	35,6034567	358,7158762	118370,1872

123,845976	35,6034567	261,2466128	83850,35468
123,845976	35,6034567	275,3778443	90124,81474
123,845976	35,6034567	281,5376119	93293,3788
123,845976	35,6034567	284,0739868	94212,70702
123,845976	35,6034567	286,6103617	94954,45275
123,845976	35,6034567	291,3207722	96221,90602
123,845976	35,6034567	298,9298968	98289,19711

123,845976	35,6034567	199,2865979	62138,16006
123,845976	35,6034567	213,7801686	69171,68914
123,845976	35,6034567	219,2152577	71462,6869
123,845976	35,6034567	224,2880074	73699,99254
123,845976	35,6034567	225,012686	73961,5389
123,845976	35,6034567	229,7230965	75406,23525
123,845976	35,6034567	239,1439174	78291,17771

A1= 1,05926
A2= 0,663059
gP= 9,781
gM= 9,818
DP= 7,8
nP= 94,74

α	GVO	n_{11 M}	Q_{11 M}	η_M^*	η_P
6	70	126,04	1,096	90,38	92,89
6	74,8	126,04	1,145	92,76	95,27
6	77	126,04	1,163	93	95,51
6	78,8	126,04	1,179	93,05	95,56
6	81	126,04	1,195	92,94	95,45
6	83,6	126,04	1,215	92,46	94,97
6	86,8	126,04	1,235	92,1	94,61
	100		1,306		
8	74,8	126,04	1,204	90,48	92,99
8	78,7	126,04	1,252	92,45	94,96
8	81,2	126,04	1,273	92,65	95,16
8	83,4	126,04	1,293	92,7	95,21
8	85,6	126,04	1,312	92,62	95,13
8	87,9	126,04	1,329	92,51	95,02
8	92,1	126,04	1,361	92,13	94,64
	100		1,421		
10	79,1	126,04	1,31	90,65	93,16
10	83,3	126,04	1,358	91,99	94,5
10	85,7	126,04	1,383	92,15	94,66
10	88,1	126,04	1,411	92,13	94,64
10	90	126,04	1,43	92,135	94,645
10	92,1	126,04	1,45	92	94,51
10	96	126,04	1,489	91,67	94,18
	100		1,522		

12	83,3	126,04	1,432	90,59	93,1
12	87,8	126,04	1,48	91,35	93,86
12	90	126,04	1,505	91,54	94,05
12	91,7	126,04	1,526	91,6	94,11
12	94,4	126,04	1,548	91,54	94,05
12	96	126,04	1,57	91,35	93,86
12	100	126,04	1,623	90,9	93,41

14	88	126,04	1,557	89,8	92,31
14	92,2	126,04	1,611	90,56	93,07
14	94	126,04	1,635	90,8	93,31
14	95,6	126,04	1,657	90,9	93,41
14	97,6	126,04	1,675	90,63	93,14
14	100	126,04	1,7	90,51	93,02
14	103,1	126,04	1,731	90,11	92,62

16	91,8	126,04	1,681	89,25	91,76
16	94	126,04	1,709	89,69	92,2
16	96	126,04	1,735	89,84	92,35
16	98	126,04	1,756	89,72	92,23
16	100,1	126,04	1,78	89,7	92,21
16	102	126,04	1,8	89,5	92,01
16	103,6	126,04	1,82	89,18	91,69

107 1,858 87,86

2	60,05	126,04	0,905	90,1	92,61
2	63	126,04	0,926	90,94	93,45
2	65,3	126,04	0,946	91,82	94,33
2	66,6	126,04	0,956	92,81	95,32
2	68	126,04	0,967	93,27	95,78
2	69	126,04	0,975	93,25	95,76
2	70,6	126,04	0,986	93,1	95,61
2	73,2	126,04	1,006	92,55	95,06

	100		1,15		
-2	51,1	126,04	0,725	89,2	91,71
-2	56	126,04	0,768	91,2	93,71
-2	58,6	126,04	0,788	91,93	94,44
-2	60	126,04	0,799	92,92	95,43
-2	61,3	126,04	0,808	93,06	95,57
-2	62,6	126,04	0,817	92,84	95,35
-2	66	126,04	0,839	92,35	94,86

-6	43,6	126,04	0,573	88,95	91,46
-6	47,9	126,04	0,609	91,18	93,69
-6	51,2	126,04	0,627	92,08	94,59
-6	52,3	126,04	0,633	92,07	94,58
-6	53	126,04	0,639	92,065	94,575
-6	56	126,04	0,653	91,9	94,41
-6	60,6	126,04	0,674	91,66	94,17

90 0,4
90 1,8
90

DEN WP= 996,3
 DEN WM= 999,198712

n_{11P}	H_p (m)	Q_p (m³ / s)	P_p (kw)
125,802279	34,5047548	390,9483172	122107,0239
125,802279	34,5047548	408,426846	130834,6513
125,802279	34,5047548	414,84753	133226,2148
125,802279	34,5047548	420,5548047	135129,7818
125,802279	34,5047548	426,2620794	136805,944
125,802279	34,5047548	433,3961728	138396,0979
125,802279	34,5047548	440,5302662	140140,9733

125,802279	34,5047548	429,4724215	134283,8746
125,802279	34,5047548	446,5942456	142595,6128
125,802279	34,5047548	454,0850436	145292,7575
125,802279	34,5047548	461,219137	147652,9809
125,802279	34,5047548	467,9965257	149696,7808
125,802279	34,5047548	474,0605051	151461,1103
125,802279	34,5047548	485,4750545	154487,7279

125,802279	34,5047548	467,2831164	146373,3137
125,802279	34,5047548	484,4049405	153919,1682
125,802279	34,5047548	493,3225572	157018,1331
125,802279	34,5047548	503,310288	160163,2506
125,802279	34,5047548	510,0876767	162328,5249
125,802279	34,5047548	517,22177	164364,073
125,802279	34,5047548	531,1332521	168195,5545

125,802279	34,5047548	510,801086	159901,9751
125,802279	34,5047548	527,9229101	166610,8939
125,802279	34,5047548	536,8405268	169768,2332
125,802279	34,5047548	544,3313249	172246,9086
125,802279	34,5047548	552,1788276	174618,7542
125,802279	34,5047548	560,0263303	176742,6375
125,802279	34,5047548	578,9316778	181833,1327

125,802279	34,5047548	555,3891696	172384,6108
125,802279	34,5047548	574,6512217	179831,7554
125,802279	34,5047548	583,2121338	182981,4546
125,802279	34,5047548	591,0596365	185642,3296
125,802279	34,5047548	597,4803206	187116,5382
125,802279	34,5047548	606,3979373	189664,6464
125,802279	34,5047548	617,455782	192292,7781

125,802279	34,5047548	599,6205486	185004,481
125,802279	34,5047548	609,6082793	188987,9495
125,802279	34,5047548	618,8826007	192175,2736
125,802279	34,5047548	626,3733988	194248,5785
125,802279	34,5047548	634,9343108	196860,7582
125,802279	34,5047548	642,0684042	198640,8958
125,802279	34,5047548	649,2024976	200149,491

125,802279	34,5047548	322,8177254	100523,498
125,802279	34,5047548	330,3085235	103789,0225
125,802279	34,5047548	337,4426169	107029,1558
125,802279	34,5047548	341,0096636	109295,6948
125,802279	34,5047548	344,9334149	111086,7947
125,802279	34,5047548	347,7870523	111982,4287
125,802279	34,5047548	351,7108036	113068,4301
125,802279	34,5047548	358,844897	114698,2838

125,802279	34,5047548	258,610885	79747,27083
125,802279	34,5047548	273,9491858	86319,37499
125,802279	34,5047548	281,0832792	89257,21361
125,802279	34,5047548	285,0070305	91451,92096
125,802279	34,5047548	288,2173725	92617,71795
125,802279	34,5047548	291,4277146	93433,77223
125,802279	34,5047548	299,2752173	95456,6547

125,802279	34,5047548	204,3917753	62856,03012
125,802279	34,5047548	217,2331434	68433,95829
125,802279	34,5047548	223,6538275	71133,45374
125,802279	34,5047548	225,7940555	71806,5645
125,802279	34,5047548	227,9342835	72483,36338
125,802279	34,5047548	232,9281489	73942,18981
125,802279	34,5047548	240,4189469	76126,10264

52,3	0,633	92,08
61	0,808	93,05
67,8	0,967	93,27
78,8	1,179	93,05
83,4	1,293	92,7
90	1,43	92,135
95,1	1,562	91,5
98,4	1,657	90,9
99,8	1,696	90,54
102,9	1,81	89,4
	1,8	89,5
	1,82	89,18

90				89,5	
119,16	1,214			119,16	1,181
121,71	1,162			121,71	1,117
124,08	1,16			124,08	1,128
126,04	1,176	126,04	1,691	126,04	1,141
129,27	1,22	129,27	1,627	129,27	1,171
90,5					
119,16	1,24	119,16	1,642		
121,71	1,197	121,71	1,638		
124,08	1,191	124,08	1,629	119,16	0,9
126,04	1,21	126,04	1,62	119,16	2
129,27	1,248	129,27	1,6		
				121,71	0,9
91				121,71	2
119,16	1,279	119,16	1,599	124,08	0,9
121,71	1,239	121,71	1,603	124,08	2
124,08	1,229	124,08	1,596	126,04	0,9
126,04	1,245	126,04	1,585	126,04	2
129,27	1,277	129,27	1,571	129,27	0,9
				129,27	2
91,5					.
119,16	1,308	119,16	1,535		
121,71	1,281	121,71	1,546		
124,08	1,271	124,08	1,548		
126,04	1,286	126,04	1,54	180000	80
129,27	1,315	129,27	1,527	180000	96
				.	
91,8				188000	80
119,16	1,334	119,16	1,473	188000	96
121,71	1,32	121,71	1,493		
124,08	1,307	124,08	1,505		
126,04	1,313	126,04	1,503		
129,27	1,337	129,27	1,48		

1,29			
88,7	1,145	88,7	
90	1,22	90	1,162
90,5	1,248	90,5	1,197
91	1,277	91	1,239
91,5	1,315	91,5	1,281
91,8	1,337	91,8	1,32
92,15	1,379	92,01	1,357
91,8	1,48	91,98	1,441
91,5	1,527	91,8	1,493
91	1,571	91,5	1,546
90,5	1,6	91	1,603
90	1,627	90,5	1,638
88,54	1,699	90	
		90	
		88,54	