.

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

SEDE CONCEPCIÓN – REY BALDUINO DE BÉLGICA

PROPUESTA DE SOLUCIÓN DE LA FALLA DE PASADOR DE CIZALLE EN TURBINA FRANCIS DE CENTRAL HIDROELÉCTRICA ANTUCO

Trabajo de Titulación para optar al Título de Ingeniero Ejecución Mecánico de Procesos y Mantenimiento Industrial.

Realizado por:
Claudio Felipe Figueroa Morales

Profesor Guía:
Ing. Roberto Francisco Vera Ramos

2018

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por haberme acompañado y guiado a lo largo de mi carrera, por ser mi fortaleza en los momentos de debilidad y por brindarme una vida llena de aprendizajes, experiencias y sobre todo felicidad.

Le doy gracias a mis padres, Alberto Figueroa y Carlina Morales, por apoyarme en todo momento, por los valores que me han inculcado, y por haberme dado la oportunidad de tener una buena educación en el transcurso de mi vida, sobre todo por ser un excelente ejemplo de vida a seguir.

A mi hija Matilde, que tu afecto y cariño fueron los detonantes de mi felicidad, de mi esfuerzo, de mis ganas de buscar lo mejor para ti. Te agradezco por ayudarme a encontrar el lado dulce de la vida. Fuiste mi motivación más grande para concluir con éxito este trabajo de título.

A mis hermanos por ser parte importante de mi vida, siempre dando un ejemplo de rectitud y superación, mostrando que con perseverancia se puede lograr lo que uno se proponga.

Le agradezco la confianza, apoyo y dedicación a mi profesor Ingeniero Roberto Vera, quien fue mi profesor guía, dando siempre un certero consejo respecto de este trabajo de título. A los profesores en general por entregarnos sus conocimientos y siempre estar dispuestos a escuchar nuestras dudas e inquietudes.

A la empresa Enel S.A. por darme la oportunidad de realizar mi trabajo de título en sus instalaciones. A los supervisores de mantenimiento mecánico Sergio Lobos y Previsterio Badilla quienes me guiaron en todo momento.

A todas aquellas personas que me apoyaron en estos largos años de estudio y estuvieron junto a mí de una u otra manera.

RESUMEN

El presente trabajo de título se enfocará en proponer una solución a una falla que ocurre con frecuencia en el distribuidor de una turbina Francis de eje vertical, que está ubicada en la Central Hidráulica Antuco, propiedad de la empresa Enel S.A.

Este distribuidor presenta rotura periódica de uno de sus pasadores de cizalle, la turbina tiene veinte de este tipo de pasadores los cuales se rompen aleatoriamente con una frecuencia promedio de tres unidades por año, mermando así la productividad y a la ves las ganancias de la empresa.

Se comenzará con una descripción básica de una turbina Francis de eje vertical, posteriormente se realizarán cálculos con las condiciones actuales de la unidad y se verificara la existencia de una anormalidad, si la hay, se procederá a realizar los cambios correspondientes a diseño o material según se den las condiciones más favorables.

INDICE

CAPITULO 1 1
INTRODUCCIÓN 3-4
1.1. OBJETIVO GENERAL 5
1.2. OBJETIVO ESPECIFICO 5

CAPITUO 2 - PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA 7
2.1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO 9
2.2. MOTIVACION 9
2.3. RECONOCIMIENTO DE LA NECESIDAD 9
2.4. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA 10
2.4.1. Situación actual 10
2.4.2. Detalle del proceso productivo 10
2.4.3. Tipo de mantenimientos en la unidad 10
2.4.4. Mantención con unidad detenida 11
2.4.5. Arranque de Unidad 11
2.4.6. Componentes y detalle técnico del distribuidor de la turbina 11
2.4.7. Rotura del Pasador 12
1. Anillo de mando o de distribución 12
2. Pasador de cizalle 13
3. Eslabón 13
4. Pasador excéntrico 14
5. Bielas 14
6. Alabes fijos del pre distribuidor 14
7. Paletas móviles o alabes móviles 15
8. Alabes del rodete 15
2.4.8. Unidad de mando - Servomotores 16-17
2.4.9. Tiempo cambio de pasador 18
2.4.10. Costos asociados a cambio de pasador 18-19

CAPITULO 3 - MARCO TEORICO 21
3.1. DEFINICIÓN Y CRACTERÍSTICAS GENERALES DE LAS TURBINAS HIDRAÚLICAS 23
3.1.1. Según el número de revoluciones (ns) 23
3.1.2. Según la posición del eje 23
3.1.3. Límite de aplicación de las turbinas Pelton, Francis y Kaplan de acuerdo con la carga y la velocidad específica: 24
3.2. COMPONENTES DE TURBINA FRANCIS DE EJE VERTICAL 25
3.2.1. Eje 26
3.2.2. Voluta o cámara espiral 26-27
3.2.3. Rodete 27
3.2.4. Alternador 27
3.2.5. Estator 28
3.2.6. Rotor 28
3.2.7. Pre distribuidor 28
3.2.8. Tubo de aspiración 28

3.3. DATOS GENERALES DE LOS MATERIALES 28
3.3.1. Acero SAE 1025 HR 28
3.3.2. Acero SAE 1045 HR 29
3.3.3. Acero SAE 1055 HR 29
3.3.4. Resistencia última o esfuerzo máximo del material 29-30
3.4. DATOS ESPECÍFICOS DE LOS MATERIALES PARA CÁLCULO 30
3.4.1 Datos de los materiales 30
3.5 DIMENSIONES BASICAS DE LOS PASADORES EN LAS CONDIONES ACTUALES 31
3.5.1. Dimensiones básicas pasador excéntrico para efectos de cálculo 31
3.5.1.1. Área de la sección sometida a esfuerzo 31
3.5.2. Dimensiones básicas pasador de cizalle para efectos de cálculo 32-33-34
3.6. FORMULAS QUE SE APLICARAN 35
3.6.1 Esfuerzo cortante torsional máximo 35
3.6.2. Resistencia cortante del pasador 35-36-37
3.6.3. Resistencia a flexión del pasador 38-39
3.6.4. Resistencia aplastamiento 40
3.6.5. Resistencia esfuerzo combinado 40
3.6.6. Coeficientes parciales de seguridad para determinar la resistencia 41
3.7. PROCEDIMIENTOS Y RESULTADOS PREVIOS DE LOS CALCULOS 41-42

CAPITULO 4 - DISEÑO DE LA SOLUCIÓN 43
4.1. CALCULO PARA DESCARTAR FUTURA ROTURA DE PASADOR EXCÉNTRICO 45
4.1.1. Comprobación pasador excéntrico 46
4.2. CALCULO EN LA SITUACIÓN ACTUAL DEL PASADOR DE CIZALLE 47
4.2.1. Comprobación pasador de cizalle en situación actual 48
4.3. CALCULO CON AUMENTO DE DIÁMETRO DE PASADOR DE CIZALLE (A 40 MM) 49
4.3.1. Comprobación pasador de cizalle en con aumento de diámetro 50
4.4. CALCULO PASADOR DE CISALLE CONSERVANDO EL DIAMETRO PERO CAMBIANDO MATERIAL 51
4.4.1. Comprobación pasador de cizalle conservando diámetro pero cambiando material 52
4.5. CALCULOS 53
4.6. CALCULO PARA DESCARTAR FUTURA ROTURA DE PASADOR EXCÉNTRICO 53
4.6.1. Esfuerzo de cálculo 53
4.6.2. Coeficientes de seguridad 53
4.6.3. Material y características del pasador excéntrico 53
4.6.4. Material y características de Eslabón – Biela 54
4.6.5. Resistencia cortante del pasador 54
4.6.6. Resistencia a flexión del pasador 54

4.6.7. Resistencia aplastamiento biela 55
4.6.8. Resistencia esfuerzo combinado 55
4.7. CALCULO EN LA SITUACIÓN ACTUAL DEL PASADOR DE CIZALLE 56
4.7.1. Esfuerzo de cálculo 56
4.7.2. Coeficientes de seguridad 56
4.7.3. Material y características del pasador de cizalle 56
4.7.4. Material y características de anillo de mando – eslabón 56
4.7.5. Resistencia cortante del pasador 57
4.7.6. Resistencia a flexión del pasador 57
4.7.7. Resistencia aplastamiento biela 57
4.7.8. Resistencia esfuerzo combinado 57
4.8. CALCULO CON AUMENTO DE DIÁMETRO DE PASADOR DE CIZALLE (A 40 MM) 58
4.8.1. Esfuerzo de cálculo 58
4.8.2. Coeficientes de seguridad 58
4.8.3. Material y características del pasador de cizalle 58
4.8.4. Material y características de anillo de mando – eslabón 58
4.8.5. Resistencia cortante del pasador 59
4.8.6. Resistencia a flexión del pasador 59
4.8.7. Resistencia aplastamiento biela 59
4.8.8. Resistencia esfuerzo combinado 59
4.9. CALCULO CON CAMBIO DE MATERIAL DEL PASADOR 60
4.9.1. Esfuerzo de cálculo 60
4.9.2. Coeficientes de seguridad 60
4.9.3. Material y características del pasador de cizalle 60
4.9.4. Material y características de anillo de mando – eslabón 60
4.9.5. Resistencia cortante del pasador 61
4.9.6. Resistencia a flexión del pasador 61
4.9.7. Resistencia aplastamiento biela 61
4.9.8. Resistencia esfuerzo combinado 61

CAPITULO 5 - EVALUACIÓN ECONÓMICA 63
5.1. ANALISIS DE COSTOS CON AUMENTO DE DIAMETRO PASADOR 65
5.1.1. Costo asociado a unidad detenida 65
5.1.2. Costo asociado a mano de obra 65
5.1.3. Costo asociado a confección de los pasadores 66
5.1.4. Costo total 66
5.2. ANALISIS DE COSTOS CON CAMBIO DE MATERIAL 66
5.2.1. Costo asociado a unidad detenida 66
5.2.2. Costo asociado a mano de obra 67
5.2.3. Costo asociado a confección de los pasadores 67
5.2.4. Costo total 67

RECOMENDACIONES 69
CONCLUSIÓN 71
BIBLIOGRAFIA 73
ANEXOS 75

INDICE DE FIGURAS

Figura 2-1.- Componentes del distribuidor 12
Figura 2-2.- Pasador de cizalle 13
Figura 2-3.- Eslabón 13
Figura 2-4.- Pasador excéntrico 14
Figura 2-5.- Alabes del rodete 15
Figura 2-6.- Servomotores 16
Figura 2-7.- Unidad de mando de los servomotores 16
Figura 2-8.- Servomotor N°1 17
Figura 2-9.- Servomotor N°2 17
Figura 3-1.- Elección de turbina en función de la velocidad específica 24
Figura 3-2.- Esquema general del montaje de una turbina Francis 25
Figura 3-3.- Eje Turbina Francis 26
Figura 3-4.- Esquema general del montaje de una turbina Francis 27
Figura 3-5.- Resistencia ultima del material 29
Figura 3-6.- Pasador excéntrico 31
Figura 3-7.- Pasador de cizalle 32
Figura 3-8.- Plano pasador de cizalle 33
Figura 3-9.- Plano pasador excéntrico 34
Figura 3-10.- Esquema de resistencia cortante del pasador 36
Figura 3-11.- Distancias mínimas que debes existir 37
Figura 3-12.- Distancias y criterios teóricos para cálculo de resistencia a flexión del pasador 38
Figura 3-13.- Distancias y criterios aplicados al pasador en estudio para cálculo de resistencia a flexión 38

INDICE DE TABLAS Y GRAFICOS

Tabla 2-1.- Tiempos unidad detenida por falla 18

Grafico 2-1.- Incremento del costo de mantenimiento desde 2003 por falla en pasador de cizalle 19

Tabla 2-2.- Costos asociados a la detención de las unidades 19

Tabla 3-1.- Características físicas de los materiales 30

Tabla 3-2.- Características físicas de los materiales (pasador de cizalle con nuevo material) 30

Tabla 3-3.- Características químicas de los materiales 30

Tabla 5-1.- Costos unidad detenida con cambio de diámetro 65

Tabla 5-2.- Costos mano de obra con cambio de diámetro 65

Tabla 5-3.- Costo de Fabricación de pasadores con cambio de diámetro 66

Tabla 5-4.- Costo total cambio de pasador con cambio de diámetro 66

Tabla 5-5.- Costo total cambio de pasador con cambio de material 66

Tabla 5-6.- Costo total cambio de pasador con cambio de material 67

Tabla 5-7.- Costo total cambio de pasador con cambio de material 67

Tabla 5-8.- Costo total cambio de pasador con cambio de material 67

SIGLA

ASTM: American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana de pruebas y materiales).

AISI: American Iron and Steel Institute (Instituto americano del hierro y el acero).

SAE: Sociedad de Ingenieros Automotores.

[MWh]: Mega Watt hora.

[N]: Newton

[m]: Metro

[cm^2]: Metro cuadrado

[mm]: Milímetro

[m^3/s]: Metros cúbicos por segundo

[h]: Horas

[W]: Watt

[N]: Newton

[Pa]: Pascal

[min^1]: Revoluciones por minuto

C: Carbono.

Mn: Manganeso.

Si: Silicio.

P: Fosforo.

S: Azufre.

ELS: Estado límite de servicio.

$F_{Ed,X}$: Fuerza ejercida en eje x.

$F_{Ed,Z}$: Fuerza ejercida en el eje z.

$F_{v,Ed}$: Resistencia a cortante de cálculo por pasador en el ELS.

$F_{v,Rd}$: Resistencia a cortante de cálculo por pasador.

M_{Ed}: Momento flector de cálculo.

M_{Rd}: Valor de cálculo de la resistencia al momento flector.

$F_{b,Ed}$: Resistencia a aplastamiento.

$F_{b,Rd}$: resistencia a aplastamiento de cálculo por pasador.

γ_{M0}: Coeficiente de seguridad.

γ_{M2}: Coeficiente de seguridad.

b_{ub}: Resistencia ultima acero.

f_{yb}: Resistencia a flexión.

Ø: Diámetro del pasador.

A: Área del pasador.

W_{ef}: Módulo resistente plástico de la sección

f_{ub}: Resistencia ultima acero del pasador.

f_{yb}: Resistencia a flexión del pasador.

f_u: Resistencia ultima acero del eslabón, biela y anillo de mando.

f_y: Resistencia a flexión acero del eslabón, biela y anillo de mando.

a: Espesor de las chapas que reciben.

b: Espesor de la chapa que entrega.

c: Holgura.

d_0: Diámetro del agujero.

CAPÍTULO 1
INTRODUCCIÓN

En Chile y el mundo la energía tiene una importancia estratégica, ya sea para poder desarrollar nuestra vida cotidiana en el hogar con nuestros artefactos que requieren de ella para su funcionamiento o también para el desarrollo de las actividades de producción industrial. Cada día estos requerimientos de energía aumentan de manera considerable en especial los de energía eléctrica.

La energía eléctrica se puede generar de muchas maneras siendo las principales formas la generación a partir de recursos fósiles como carbón, gas, petróleo etc. estos recursos los utilizamos en centrales térmicas, otra forma es la central térmica nuclear, los anteriores métodos son muy contaminantes es por esto que hoy día se está cambiando a la generación de electricidad a partir de energías renovables, con métodos más ecológicos.

Dentro de las energías renovables se encuentra la energía eólica, solar, mareomotriz, pero la de mayor utilización es la energía hidráulica, esta última se utiliza mayormente por su capacidad de generar una gran potencia a diferencia de las demás energías renovables que todavía están en desarrollo e investigación para incrementar su eficiencia.

La energía hidráulica se basa en aprovechar la caída del agua desde cierta altura. La energía potencial, durante la caída, se convierte en cinética. El agua pasa por las turbinas a gran velocidad, provocando un movimiento de rotación que finalmente se transforma en energía eléctrica por medio de los generadores.

Las turbinas son los equipos encargados de transformar la energía cinética en mecánica. El eje de las turbinas transmite la energía hacia el alternador, la cual produce una nueva corriente. Luego, dicha corriente pasa a un transformador donde se convierte en energía eléctrica apta para ser utilizada por la población y la industria.

En el caso de nuestra región, región del Bio Bio, rica en recursos hídricos, tiene un gran potencial para la instalación de centrales hidroeléctricas, donde ya existen las principales centrales del país, en la cuenca del rio Bio Bio están las centrales Palmucho, Pangue y Ralco siendo esta ultima la de mayor generación del país con una producción de 600 [MWh], en la cuenca del rio Laja encontramos la central El Abanico, El Toro y Antuco, esta última genera 320 [MWh] y es en la cual se enfocara este proyecto de título.

La central Antuco cuenta con dos unidades Francis de eje vertical de marca Hitachi, cada unidad produce en estado de régimen 160 [MWh], a pesar de tener un costo de mantenimiento relativamente bajo estos equipos necesitan de un mantenimiento preventivo eficazmente programado, pero eso no conlleva la seguridad de que estos equipos no presenten fallas y deba realizarse un mantenimiento correctivo, el cual implica gastos no considerados para desarrollar esta actividad. Las reparaciones por fallas correctivas implican un gran gasto de recursos ya que se suman dos variables, por una parte, está el coste de mano de obra para la reparación de la falla, y, por otra, el coste por unidad detenida sin producir energía eléctrica.

Una falla frecuente que ocurre en las unidades de esta central es la rotura de los pasadores de cizalle. La turbina cuando está detenida para poder comenzar el arranque debe tener los álabes móviles cerrados, esto quiere decir que se debe comenzar a aplicar fuerza para moverlos, esta fuerza se aplica accionando dos cilindros hidráulicos conectados a un anillo de mando, uno a cada extremo del anillo, donde un cilindro se contrae y el otro se expande dando movimiento giratorio al anillo, este anillo al estar conectado por medio de un pasador excéntrico a los eslabones que son los encargados de generar directamente el movimiento de giro a los alabes a través de una biela que es donde va insertado el álabe, esto por medio de la fijación de un pasador de cizalle que es el encargado de realizar el trabajo de que el eslabón y la biela estén conectados y el movimiento se transmita de manera adecuada, este pasador debe estar diseñado para soportar las fluctuaciones de carga en el cierre de álabes y romperse en caso de que estas fuerzas sobrepasen el límite de elasticidad de los demás elementos, el problema yace en que estos pasadores se rompen con una frecuencia inusual, ya que últimamente ha aumentado la cantidad de roturas de pasadores en la turbina.

La rotura de un pasador de cizalle involucra prolongar la detención de la maquina produciendo un incremento en el coste de la mantención, por esto se requiere de un rediseño del pasador. En este proyecto se cambiará el diseño y se propondrá cambiar el material de este elemento para que las unidades de la central funcionen con una mayor confiabilidad.

1.1. OBJETIVO GENERAL

Entregar alternativas de solución por falla en el distribuidor de turbina Francis, específicamente rotura del pasador, para ello se deberá analizar el comportamiento de este pasador en el funcionamiento normal de la turbina.

1.2. OBJETIVO ESPECIFICO

1. Levantamiento técnico del distribuidor de Turbina Francis.
2. Análisis de pasador instalado y así conocer de manera efectiva la causa que origina la falla.
3. Propuesta de diseño de pasador.
4. Evaluación técnica de la propuesta.
5. Estudio económico.

CAPITUO 2

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

2.1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO

Dentro de este capítulo se comenzará por definir la situación actual del funcionamiento de la unidad acompañado de las implicancias económicas que conlleva realizar las reparaciones de las fallas producidas en los equipos encargados de transmitir el movimiento hacia los alabes.

2.2. MOTIVACIÓN

En los mantenimientos preventivos en los que es necesario mantener la unidad detenida realizados en centrales hidroeléctricas, específicamente en turbinas (en este caso Turbinas del tipo Francis), por la rapidez que se debe disponer del servicio las unidades y mantener la productividad requerida se dejan sin revisar algunos componentes críticos que no tienen una frecuencia de falla tan alta como los demás, y, se decide con frecuencia no realizar el respectivo mantenimiento que requieren.

La empresa al realizar una revisión de las anomalías o fallas históricas de estos tipos de equipos o elementos ve que con el paso del tiempo este tipo de fallas tienen una mayor frecuencia y decide hacer un levantamiento de fallas y desarrollar un plan de acción sobre estas.

El gran costo de mantener la turbina fuera de servicio obliga a la empresa a buscar soluciones, es por ello que este trabajo de título se enfocara en proponer una solución a un problema generado en el pasador de cizalle y así poder aportar a una mejoría en la productividad de la empresa.

2.3. RECONOCIMIENTO DE LA NECESIDAD

Revisando el historial de fallas que requieren la detención de la turbina para ser reparadas, se aprecia que hay una alta frecuencia de estas en algunos equipos, particularmente en el distribuidor de la unidad, que, al estar la unidad en reparación por otras causas ocurre el rompimiento prematuro de un pasador de cizalle, situación que ocurre cuando se realiza el cierre de alabes. Esta falla implica elevar el presupuesto de mantención y prolongar la detención de la máquina, lo que disminuye la producción afectando la venta de energía eléctrica, es por lo anterior que se propondrá una mejoría en el diseño.

2.4. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

2.4.1. Situación actual

Central Antuco tiene una potencia instalada de 320 [MW], potencia que es la suma de producción de dos turbinas Francis de eje vertical, cada una tiene una producción de 160 [MW]. La empresa Enel S.A. producto de reiteradas fallas en el sistema de cierre de álabes del distribuidor ha decidido destinar la tarea al departamento de mantención mecánica de buscar alternativas que eliminen o disminuyan los tiempos de unidad detenida por falla del pasador de cizalle, ya que esto genera una disminución considerable de la producción de electricidad.

2.4.2. Detalle del proceso productivo

La generación de electricidad en esta central es a través de dos turbinas Francis de eje vertical, las cuales son alimentadas con un caudal de 250 [m^3/s] provenientes de una altura de 188 [m], este caudal es direccionado por dos tuberías, una para cada turbina. Existe una válvula mariposa que esta inmediatamente antes de la entrada del agua a la turbina, esta válvula es la encargada de cerrar el paso al caudal para así poder realizar mantenimiento con unidad detenida e intervenir los equipos que requieren ser reparados sin que el agua interrumpa la correcta forma de realizar esta actividad.

Posteriormente, luego que el agua pasa por la sección donde está ubicada a la válvula mariposa, esta es dirigida hacia los alabes, ahí es donde se regula la velocidad de giro de la turbina. El agua producto de su velocidad empuja cada alabe así produciendo el movimiento que es transmitido por medio de un eje hacia el generador que es donde se genera la electricidad.

El agua una vez ingresada en el rotor es direccionada hacia abajo por una tubería llamada difusora, esta es la encargada de dirigir el agua hacia la salida donde es devuelta al cauce natural del rio.

2.4.3. Tipos de mantenimientos en la unidad

El departamento mecánico de Enel S.A. divide básicamente en dos formas la realización del mantenimiento a la unidad y a los equipos involucrados en la producción de energía, la primera forma es el mantenimiento con unidad en servicio y la segunda, con unidad detenida. Lo anterior aplica para el programa MPV (mantenimiento preventivo) y mantenimiento correctivo.

2.4.4. Mantención con unidad detenida

Cuando es necesario realizar un mantenimiento con unidad detenida se debe reducir la velocidad de giro de la turbina a menos de 100 [min^1], luego de lograr esta velocidad a través de la regulación del caudal por medio del cierre gradual de alabes del distribuidor, luego se puede cerrar gradualmente la válvula mariposa ubicada antes de la entrada del flujo a la turbina en el tiempo necesario para que no exista golpe de ariete y pueda dañar las instalaciones, sumado a lo anterior se puede aplicar el freno. Estando la unidad sin movimiento es posible intervenir los equipos que tienen relación directa con la rotación del eje.

2.4.5. Arranque de unidad

Para poner en servicio la unidad es necesario realizar un cierre de alabes, donde se deben respetar las tolerancias de cierre y con esto asegurar la hermeticidad del distribuidor.

2.4.6. Componentes y detalle técnico del distribuidor de la turbina

El distribuidor propiamente dicho, está formado por un determinado número de palas móviles, cuyo conjunto constituye un anillo que está situado concéntricamente y entre las mismas cotas en altura que el pre distribuidor, descrito al exponer la cámara espiral, siendo, en definitiva, camino continuado del agua en su recorrido hacia el centro de la turbina (*Figura 2-1.- Componentes del distribuidor y Figura 3-2.- Esquema general del montaje de una turbina Francis*).

Su función es la de distribuir, y regular o cortar totalmente, el caudal de agua que fluye hacia el rodete.

En el distribuidor de la turbina se encuentra el pasador de cizalle, que es el componente que se estudiara en este trabajo de título, tiene la vital función de proteger al resto de los equipos cuando ingresan elementos solidos al flujo hidráulico y estos golpean los alabes, estos pasadores se rompen cuando el golpe ocurre con una determinada fuerza, al romperse el alabe queda descontrolado, así se logra que el elemento salga por la turbina sin comprometer el resto de los equipos, si este elemento queda atrapado, es fácil poder regular el caudal con el resto de los alabes así se podrá detener la turbina y realizar el mantenimiento de falla según corresponda el caso.

2.4.7. Rotura del pasador

El cierre de alabes es realizado al accionar el anillo de mando con dos cilindros hidráulicos que trabajan a una presión de 30 [bares], estos cilindros son los encargados de transmitir la fuerza hacia los alabes móviles para que estos se cierren y es en ese momento donde se está desarrollando el sellado cuando se rompe uno de los veinte pasadores.

En la *Figura 2-1* se muestran los componentes del distribuidor y se detallan a continuación de la imagen, posteriormente se muestra la *Figura 2-5.- Alabes del rodete* para una mejor comprensión.

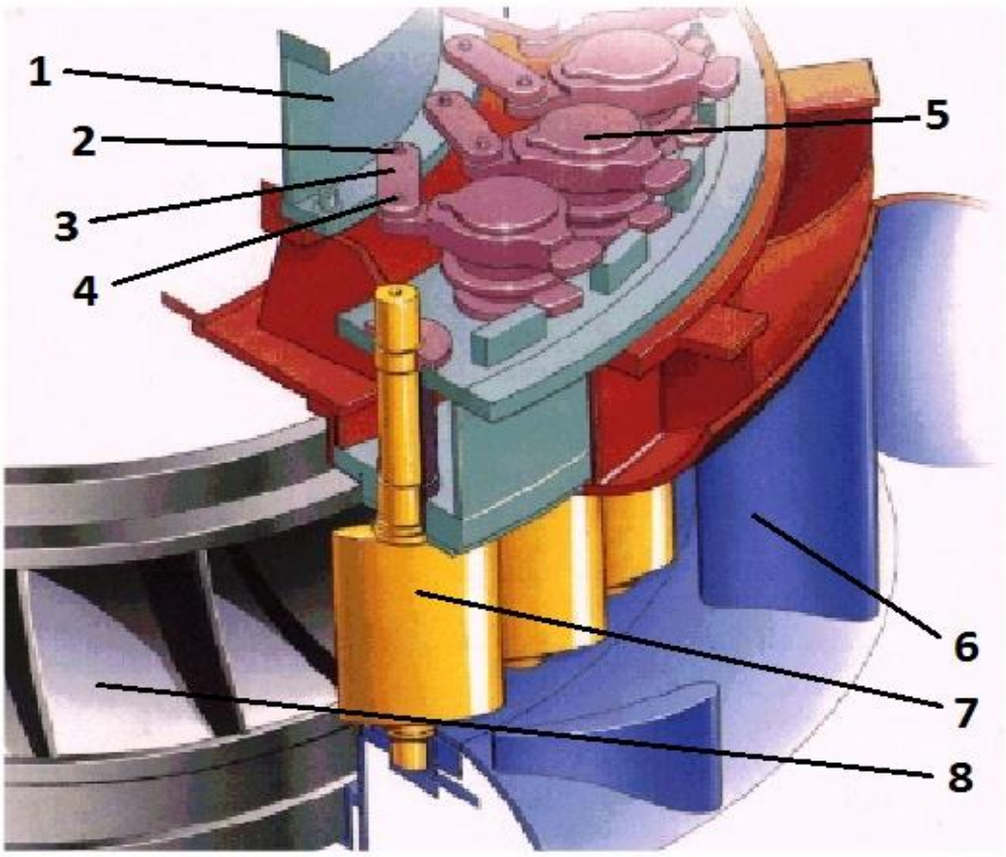

Figura 2-1.- Componentes del distribuidor.

Fuente: https://www.researchgate.net/publication/274721814_Guide_vanes_in_Francis_Turbine

1. *Anillo de mando o de distribución*

Con sus movimientos, en sentido de apertura o cierre total o parcial, hace girar a todas y cada una de las palas directrices, por medio de palancas de unión entre éste y la parte superior de cada uno de los ejes respectivos de aquellas. El giro conjunto y uniforme de las palas directrices, permite variar la sección de paso de agua a través del distribuidor.

2. *Pasador de cizalle*

El pasador de cizalle es el elemento que conecta el anillo de mando con el eslabón, este pasador es de vital importancia, ya que es el encargado de romperse cuando a los alabes golpean elementos solidos que pudieran quedar atrapados y dañar el conjunto de la turbina aumentando el riesgo de falla de mecanismos de mayor importancia y más elevado costo. Esta construido con un acero SAE 1045 HR templado y revenido, es de gran resistencia y lo podemos apreciar en la *Figura 2-2.- Pasador de cizalle* donde se muestra que posee canales de lubricación externos.

Figura 2-2.- Pasador de cizalle

Fuente: Elaboración propia en software Inventor de Autodesk con datos extraídos de plano S174-822. Central Antuco, empresa Enel S.A.

3. *Eslabón*

Este elemento une el pasador de cizalle con el pasador excéntrico, está ubicado entre el anillo de mando y la biela, está construido con un acero SAE 1025.

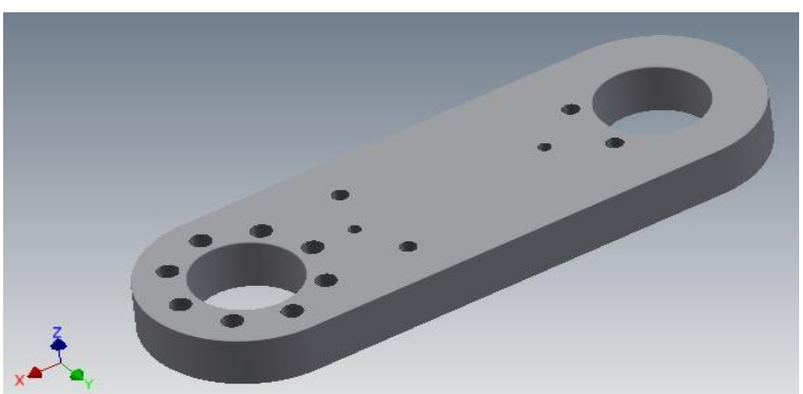

Figura 2-3.- Eslabón

Fuente: Elaboración propia en software Inventor de Autodesk con datos extraídos de plano IOS-180-838. Central Antuco, empresa Enel S.A.

4. Pasador excéntrico

Está ubicado entre el eslabón y la biela porta alabe, es de similares características que el pasador de cizalle, pero a diferencia de este el pasador excéntrico tiene un mayor diámetro en el sector donde tiene una mayor concentración de esfuerzos, el cual lo hace más resistente contra el esfuerzo cortante y el esfuerzo de flexión. Su material es un acero SAE 1045 HR al igual que el pasador de cizalle, y, como se muestra en la *Figura 2-4.- Pasador excéntrico* también posee canales de lubricación externos, esta lubricación ingresa del mismo modo que en el pasador de cizalle desde el canal principal que es un agujero que se encuentra en el interior del pasador.

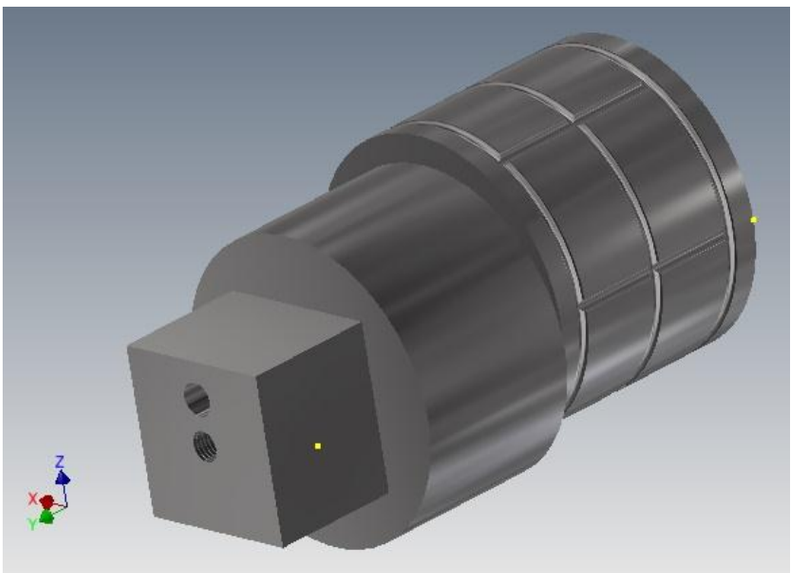

Figura 2-4.- Pasador excéntrico

Fuente: Elaboración propia en software Inventor de Autodesk con datos extraídos de plano S180-851. Central Antuco, empresa Enel S.A.

5. Bielas

La conexión entre la biela correspondiente, ligada al anillo, y el eje de la pala directriz respectiva, se realiza mediante una biela formada, en ocasiones, por dos piezas superpuestas, en cuyo caso, el punto común de enlace entre las mismas puede ser un pasador que, además, hace la función de **fusible mecánico**. La unión rígida de cada biela con el eje de la pala se consigue mediante varias chavetas.

6. Alabes fijos del pre distribuidor

Estos alabes son los encargados de dirigir el fluido en la dirección correcta hacia los alabes móviles, estos no regulan caudal, pero deben estar ubicados con un ángulo que este en concordancia con el de la apertura máxima de los alabes móviles, esto para poder optimizar la potencia hidráulica.

7. *Paletas móviles o alabes móviles*

Los alabes móviles llegan a tocarse en la posición de cerrado, en cuyo caso no entra el agua en el rodete, y se van abriendo a medida que giran un cierto ángulo sobre sus ejes, hasta llegar a la posición máxima de apertura, en cuyo caso el caudal de agua recibido por el rodete es máximo.

El conjunto de alabes móviles del distribuidor se acciona por medio del anillo de mando, al que están unidas todos los alabes móviles.

8. *Alabes del rodete*

Los alabes del rodete están ubicados de la manera más apropiada para poder recibir el golpe del fluido, aprovechando así la mayor cantidad de energía, así se traduce en una mayor eficiencia de la turbina ya que este golpe le da el giro al eje y se generan las revoluciones necesarias para poder llegar a régimen.

En la siguiente fotografía se aprecia una sección del distribuidor donde se ubica el pasador de cizalle, el pasador excéntrico, la biela, el eslabón y una parte del anillo de mando.

Figura 2-5.- Alabes del rodete

Fuente: Central Antuco, Región del Biobío, empresa Enel S.A.

2.4.8. Unidad de mando - Servomotores

Para poder realizar el cierre de alabes, se deben accionar dos cilindros hidráulicos cada uno accionado por aceite a una presión de 30 (bar), estos reciben órdenes del regulador (*Figura 2-6.- Servomotores*), estos cilindros se pueden apreciar en las Figura 2-7.- Unidad de mando de los servomotores, *Figura 2-8.- Servomotor N°1* y *Figura 2-9.- Servomotor N°2*.

La función de los cilindros es que desplazan una gran biela, en sentido inverso una respecto a la otra a modo de brazos de un par de fuerzas, los cuales proporcionan un movimiento de giro alternativo a un aro móvil llamado anillo de mando de distribución, concéntrico con el eje de la turbina.

La función importante de estos servos para el caso de nuestro estudio es cuidar el par de todas las paletas de guía (alabes móviles) mientras estén cerrados, así soportando el torque que se produce por la presión del agua sobre el conjunto de alabes cerrado.

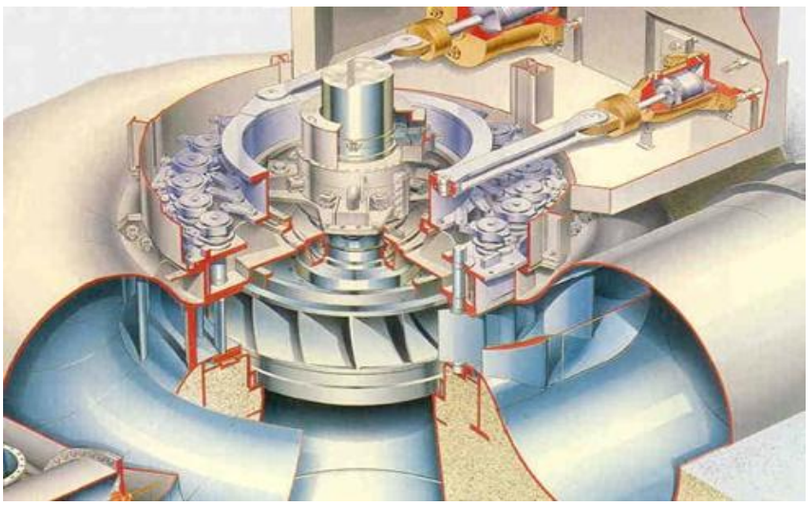

Figura 2-6.- Servomotores

Fuente: https://www.researchgate.net/publication/274721814_Guide_vanes_in_Francis_Turbine

Figura 2-7.- Unidad de mando de los servomotores

Fuente: Central Antuco, Región del Biobío, empresa Enel S.A.

Figura 2-8.- Servomotor N°1

Fuente: Central Antuco, Región del Biobío, empresa Enel S.A.

Figura 2-9.- Servomotor N°2

Fuente: Central Antuco, Región del Biobío, empresa Enel S.A.

2.4.9. Tiempo cambio de pasador

De la *Tabla 2-1* se puede apreciar que existen años en los cuales no hubo falla, esto se debe a que hay periodos en los cuales no se hace mantenimiento con unidad detenida y por lo tanto no se realizó el cierre de alabes lo cual significa que no hubo rompimiento de pasador.

Se puede ver que desde el año 2010 las fallas por ruptura del pasador se hacen más frecuentes, ello conlleva un aumento del presupuesto de mantenimiento en los últimos cinco años, de ahí la importancia de buscar una solución para poder controlar los gastos de este ítem.

Por otra parte, existen más fallas asociadas al pasador de cizalle, pero no se muestran en la tabla porque no existen datos que representen fielmente el tiempo transcurrido en que se desarrolla su reparación.

Denominación Equipo	Descripción	Duración Parada (Horas)	Inicio Avería	Fin de Avería	Hora Inicio Avería	Hora Fin Avería
TURBINA U 1	Pasador alabe cortado	4,1	14-10-2003	14-10-2003	14:00:00	18:10:00
TURBINA U 1	Pasador de cizalle 20 cortado	15,1	11-05-2005	11-05-2005	08:57:00	00:00:00
TURBINA U 1	Pasador cizalle 14 cortado	14,1	16-05-2005	16-05-2005	09:57:22	00:00:00
TURBINA U 1	Pasador cizalle 5 cortado	10,3	26-10-2005	26-10-2005	13:45:07	00:00:00
TURBINA U 1	Pasador cizalle 17 cortado	11,5	19-12-2005	19-12-2005	12:28:19	00:00:00
TURBINA U 1	Pasador de alabe Nº 4 roto	7,8	15-02-2006	15-02-2006	16:13:42	00:00:00
TURBINA U 2	17 con detector pasador alabe	12,8	06-12-2009	06-12-2009	05:12:43	18:00:00
TURBINA U 1	Pasador cizalle alabe 1 Roto	11,6	21-02-2010	21-02-2010	02:21:42	13:57:00
TURBINA U 1	Pasador alabe 4 roto	14,4	11-06-2010	12-06-2010	09:34:59	00:00:00
TURBINA U 2	Alarma falla pasadores de alabes	11,2	17-10-2011	18-10-2011	12:46:49	00:00:00
TURBINA U 2	Corte pasador Álabe N° 5	24,0	26-08-2013	27-08-2013	00:00:00	00:00:00
TURBINA U 1	Pasador cizalle alabe N° 18 cortado	24,2	02-06-2014	04-06-2014	16:17:10	16:30:00
TURBINA U 2	Pasador álabe cizzale N° 4 cortado	26,2	25-06-2014	26-06-2014	14:33:04	16:43:30
TURBINA U 1	Pasador de cizalle cortado de álabes	8,6	05-11-2014	05-11-2014	15:23:02	00:00:00
TURBINA U 1	Alabe 11 con pasador cizalle cortado	2,6	23-03-2015	23-03-2015	08:14:55	10:49:32
TURBINA U 1	Pasador de cizalle n°1 Cortado	12,6	07-06-2015	07-06-2015	00:23:40	13:00:59
TURBINA U 2	Corte pasador de álabe N° 7	84,0	26-06-2015	30-06-2015	11:33:36	00:00:00
	Total Horas Unidad Detenida	294,94				
	Promedio Horas Unidad Detenida por Falla	17,35				

Tabla 2-1.- Tiempos unidad detenida por falla

Fuente: Elaboración propia con datos extraídos de planilla de historial de fallas de central Antuco, empresa Enel S.A.

2.4.10. Costos asociados a cambio de pasador

En los últimos años el costo en mantenimiento se ha incrementado más de lo que se tenía en consideración en el departamento de mantenimiento de la empresa, esto motivo a buscar formas de bajar esta tendencia al alza en los costos del departamento de mantención mecánica.

El *Grafico 2-1.-* muestra el alto costo que últimamente se está presentando a causa del rompimiento de pasadores.

Grafico 2-1.- Incremento del costo de mantenimiento desde 2003 por falla en pasador de cizalle

Fuente: Elaboración propia con datos extraídos del historial de fallas y anomalías proporcionado por Enel S.A.

La tabla *Tabla 2-2.-* Costos asociados a la detención de las unidades muestra las perdidas por no producir mientras se realiza la reparación de la falla, sumado al costo en mano de obra involucrada.

Año	Horas Unidad Detenida	Potencia Declarada por Unidad (MWh)	Precio Promedio Venta del MW (Dólar)	Costo Unidad sin Producción (Dólar)	Costo Unidad sin Producción (CLP)	Costo Anual en Mano de Obra (CLP)	Costo Repuestos (CLP)	Costo Total Anual (CLP)
2003	4,08	160	$100	$65.280	$42.105.600	$1.224.000	$500.000	$43.829.600
2005	50,88			$814.080	$525.081.600	$15.264.000	$2.000.000	$542.345.600
2006	7,76			$124.160	$80.083.200	$2.328.000	$500.000	$82.911.200
2009	12,78			$204.480	$131.889.600	$3.834.000	$500.000	$136.223.600
2010	26,00			$416.000	$268.320.000	$7.800.000	$1.000.000	$277.120.000
2011	11,22			$179.520	$115.790.400	$3.366.000	$500.000	$119.656.400
2013	24,00			$384.000	$247.680.000	$7.200.000	$500.000	$255.380.000
2014	59,04			$944.640	$609.292.800	$17.712.000	$1.500.000	$628.504.800
2015	99,18			$1.586.880	$1.023.537.600	$29.754.000	$1.500.000	$1.054.791.600
						Costo Total		$3.043.780.800
						Promedio Anual		$234.136.985

Tabla 2-2.- Costos asociados a la detención de las unidades

Fuente: Elaboración propia con datos extraídos de planilla de historial de fallas e informe de ventas de central Antuco, empresa Enel S.A.

En los datos de la tabla podemos ver la gran cantidad de dinero que ha dejado de percibir la empresa sumado al gasto en reparación, esta suma llega a un total de 3.043.780.800 pesos, que representa una merma a las utilidades de la empresa.

CAPITULO 3
MARCO TEORICO

3.1. DEFINICIÓN Y CRACTERÍSTICAS GENERALES DE LAS TURBINAS HIDRAÚLICAS:

Las turbinas hidráulicas permiten la transferencia de energía del agua a un rotor provisto de alabes, mientras el flujo pasa a través de éstos. El paso del agua por el rotor se efectúa en dirección radial (turbina Francis). El paso por entre los alabes se hace en la dirección del eje de la máquina, es de tipo axial, (turbina Kaplan). Cuando la turbina es capaz de utilizar la energía estática del agua se llama de reacción, como son la Francis y la Kaplan. Las turbinas, Francis, Kaplan y Pelton, son conocidas como los tres grandes, por ser las principales turbinas hidráulicas empleadas en la actualidad.

Por tanto, la turbina es el órgano fundamental de todo aprovechamiento hidroeléctrico, por ser el que transforma la energía del agua en energía mecánica. El rotor de la turbina con sus álabes, es el elemento básico de la turbina, pues en él se logra la transferencia energética. En las turbinas de reacción (Francis y Kaplan) se dispone un ducto 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 con la potencia exigida a la turbina y además impone al líquido el giro necesario para su acción sobre los álabes. En la descarga del agua de la máquina se instala otro ducto abocinado, llamado tubo de desfogue, que permite una ganancia en la gradiente de presión y mejora el rendimiento de la máquina.

3.1.1. Según el número de revoluciones (ns):

Si la turbina Francis de central Antuco con velocidad nominal de 250 [RPM] se ubica en el siguiente cuadro de clasificación de turbinas según su número de revoluciones se puede apreciar que entonces se trata de una turbina Francis rápida.

$2 < ns < 30$	Pelton de un inyector
$30 < ns < 60$	Pelton de varios inyectores
$60 < ns < 200$	Francis lenta
$ns = 200$	Francis normal
$200 < ns < 450$	Francis rápida
$450 < ns < 500$	Francis de varios rodetes, y T. hélice
$500 < ns < 1350$	T. hélice y Kaplan

3.1.2. Según la posición del eje:

Existe dos posiciones del eje de una turbina, la turbina horizontal y la vertical, en el caso de este Trabajo de Titulo la turbina es de eje vertical.

3.1.3. Límite de aplicación de las turbinas Pelton, Francis y Kaplan de acuerdo con la carga y la velocidad específica:

También se puede seleccionar o saber el tipo de turbina si se tiene como dato la diferencia de altura entre la bocatoma del caudal y la turbina, cómo se puede apreciar en la siguiente figura ingresamos con esta altura y la velocidad en revoluciones por minuto y se obtiene que es una turbina Francis rápida.

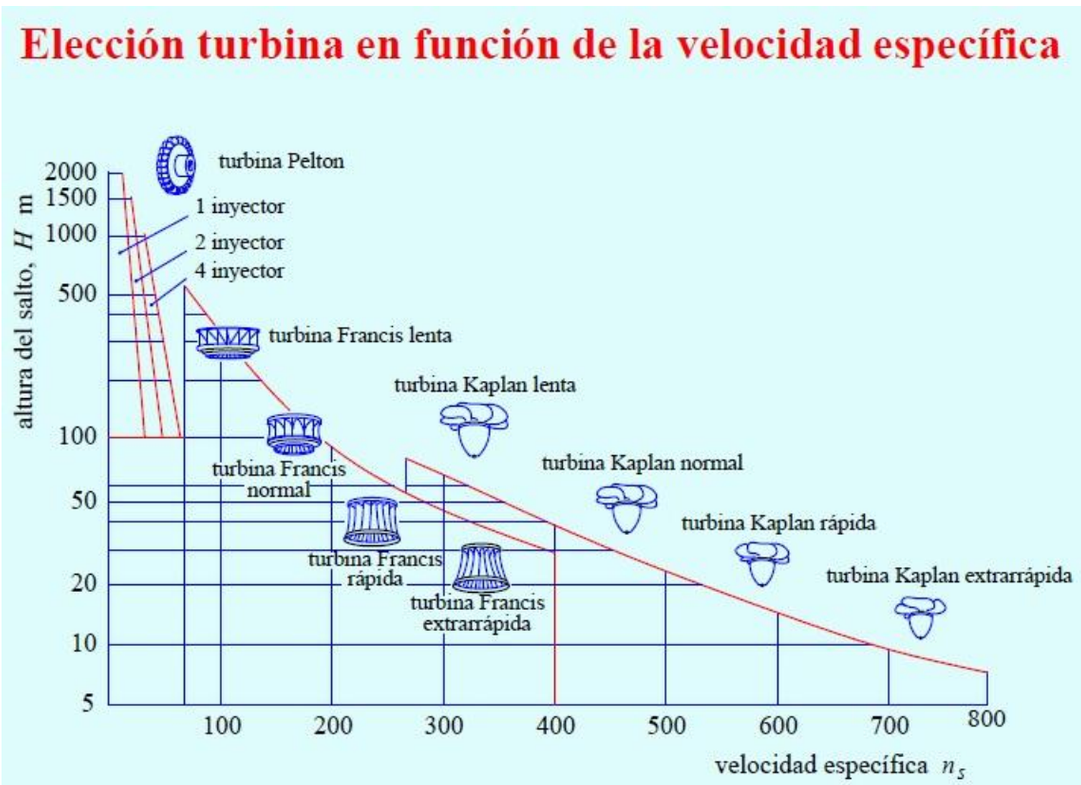

Figura 3-1.- Elección de turbina en función de la velocidad específica

Fuente: José Agüera Soriano, Centrales Hidroeléctricas, 2012

3.2. COMPONENTES DE TURBINA FRANCIS DE EJE VERTICAL:

En la *Figura 3-2.- Esquema general del montaje de una turbina Francis* se muestra el esquema general de la parte mecánica de la turbina de la Central Antuco, en ella se aprecian los sub equipos en los cuales se dividen las principales partes de una turbina Francis.

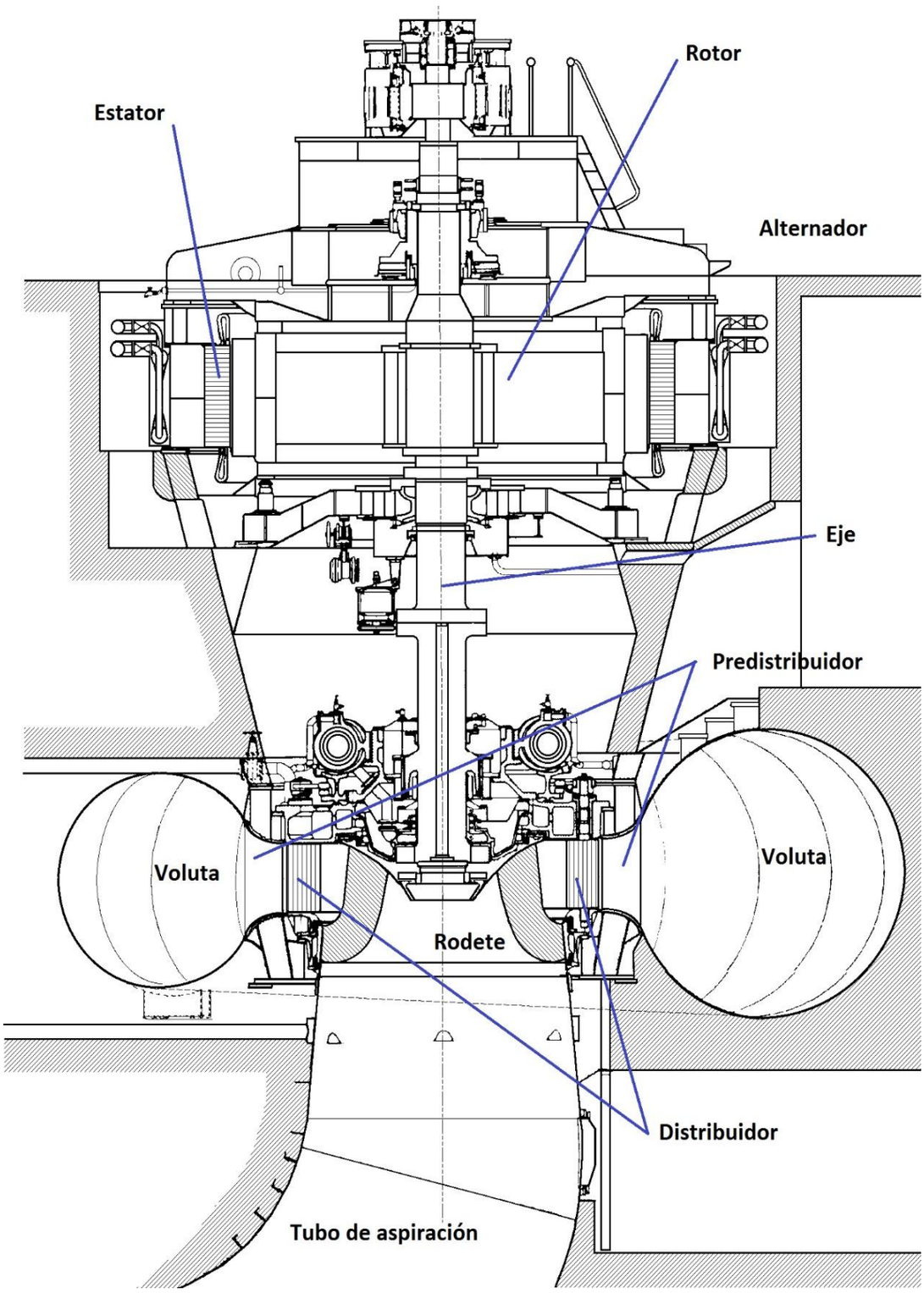

Figura 3-2.- Esquema general del montaje de una turbina Francis

Fuente: http://es.pfernandezdiez.es/?pageID=19

3.2.1. Eje

Es por medio del eje de la turbina, que, al estar rígidamente unido mediante un acoplamiento al eje del generador, transmite al rotor del generador el movimiento de rotación, es sobre el eje del generador donde se dispone del sistema para soportar todo el peso del conjunto formado por: los ejes, el rotor del generador, la turbina y el empuje del agua sobre los alabes de la turbina. En el caso del eje de la turbina en estudio el diámetro es de 1000 [mm] este eje se aprecia en *Figura 3-3.- Eje Turbina Francis*.

Figura 3-3.- Eje Turbina Francis

Fuente: Central Antuco, Región del Biobío, empresa Enel S.A.

3.2.2. Voluta o cámara espiral

Tiene como misión dirigir convenientemente el flujo de agua hacia el distribuidor, su forma es tal que la velocidad media es la misma en cualquier punto de la espiral. Pueden ser de sección circular, aunque también puede ser rectangular. El agua debe ingresar a una velocidad que evite pérdidas excesivas.

Está constituida por la unión sucesiva de una serie de virolas tronco-cónicas, cuyos ejes respectivos forman una espiral. Desde el acoplamiento con la tubería forzada, donde el diámetro interior de la virola correspondiente alcanza su valor máximo, la sección interior, circular en la mayoría de los casos, va decreciendo paulatinamente hasta la virola que realiza el cierre de la cámara sobre sí misma, cuyo diámetro interior se reduce considerablemente. Esta disposición se conoce como el caracol de la turbina, en el que, debido a su diseño, se consigue que el agua circule con velocidad aparentemente constante y sin formar torbellinos, evitándose pérdidas de carga.

En la zona periférica interna, totalmente concéntrica con el eje de la turbina, y siguiendo planos paralelos, perpendiculares a dicho eje, se encuentra una abertura circular, formando un anillo, cuyos extremos están enlazados perpendicularmente por una sucesión de palas fijas, situadas equidistantemente unas de otras, a lo largo del contorno de la circunferencia descrita por dicho anillo, a través del cual, y por toda su periferia, fluirá el agua, cubriendo la totalidad de los orificios así formados. La zona mencionada, se suele denominar **Pre distribuidor**.

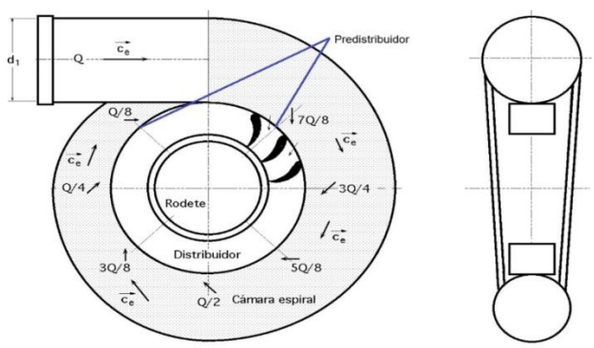

Figura 3-4.- Esquema general del montaje de una turbina Francis

Fuente: http://es.pfernandezdiez.es/?pageID=19

3.2.3. Rodete

Está constituido por un cierto número de álabes fijos que al entrar en contacto el agua con ellos hace girar al rodete.

Es la parte de la turbina donde se obtiene la energía mecánica deseada. Esta unido rígidamente a la parte inferior del eje, en situación perfectamente concéntrica con el distribuidor, ocupando el espacio circular que este delimita.

3.2.4. Alternador

El alternador es el conjunto que contiene al estator y rotor, es el encargado de transformar la energía mecánica transmitida por el eje en energía eléctrica.

3.2.5. Estator

Es la parte estática del alternador, es donde están ubicadas las bobinas que reciben el golpe electromagnético producido por la rotación de los polos de imanes.

3.2.6. Rotor

Es la parte móvil del alternador, en el rotor están ubicados los imanes que actúan dando el golpe electromagnético a las bobinas.

3.2.7. Pre distribuidor

Conjunto de alabes fijos a la caja espiral, conduce el fluido desde la caja espiral al distribuidor.

3.2.8. Tubo de aspiración

Para cualquier turbina a reacción, los objetivos de la tubería de aspiración o difusora son los siguientes:

- Conducir al flujo, después de haber cedido su energía en el rodete al canal de salida.
- Recuperar la altura estática de aspiración. Para recuperar esta altura estática bastaría un tubo de aspiración cilíndrico, el cual crea una succión a la salida del rodete.
- Recuperar la altura dinámica de la corriente a la salida del rodete. Para ello el tubo de aspiración ha de ser troncocónico.

3.3. DATOS GENERALES DE LOS MATERIALES

El procedimiento de confección del acero con el cual fueron fabricados los pasadores de cizalle y excéntrico es laminado en caliente (HR), esto aplica para los cálculos que se desarrollaran en el capítulo cuatro, según informa la norma del material de fabricación escrita en plano N°10S-174-822 (Pasador de cizalle), N°10S-180-851 (Pasador excéntrico), para realizar la transformación de equivalencia de norma japonesa a AISI se debe ingresar al sitio web www.totalmateria.com donde esta una de las base de datos más grandes del mundo en tipos y normas de materiales.

3.3.1. Acero SAE 1025 HR

Acero de bajo carbono. Tiene buenas características de forja, soldable, responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama. Por su dureza y tenacidad es utilizado para la fabricación de componentes de maquinaria.

3.3.2. Acero SAE 1045 HR

Acero de medio carbono. Tiene buenas características de forja, soldable, responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción. Por su dureza y tenacidad es utilizado para la fabricación de componentes de maquinaria. Apto para fabricaciones de exigencias moderadas.

Por sus características de temple, se tiene una amplia gama de aplicaciones automotrices y de maquinaria en general de resistencia media, tales como: ejes, semiejes, cigüeñales, engranajes, piñones, cuñas, tornillos, pernos, martillos, pasadores, remaches, partes de maquinaria y herramientas agrícolas.

3.3.3. Acero SAE 1055 HR

Aceros de alto % de carbono, se usa en aplicaciones en las que es necesario incrementar la resistencia al desgaste y altas durezas que no pueden lograrse con aceros de menor contenido de C. En general no se utilizan trabajados en frío, salvo plaqueados o el enrollado de resortes. Prácticamente todas las piezas son tratadas térmicamente antes de usar, debiéndose tener especial cuidado en estos procesos para evitar distorsiones y fisuras.

3.3.4. Resistencia última o esfuerzo máximo del material

Lo que nos determina la resistencia ultima es el esfuerzo máximo al que puede resistir un material, en cada material varia la resistencia debido a su composición o características.

En el diagrama mostrado en la parte inferior se muestra gráficamente la resistencia a la tensión al máximo esfuerzo que un material es capaz de desarrollar, diagrama entre esfuerzo y deformación para un metal no dúctil cargado hasta la ruptura por tensión:

Figura 3-5.- Resistencia ultima del material

Fuente: https://es.slideshare.net/MagnusMG/09-dimensiones-y-resistencias-de-los-tubulares

La resistencia a la compresión es el máximo esfuerzo de compresión que un material es capaz de desarrollar. Con un material quebradizo que falla en compresión por ruptura, la resistencia a la compresión posee un valor definido.

3.4. DATOS ESPECÍFICOS DE LOS MATERIALES PARA CÁLCULO

3.4.1. Datos de los materiales

Los materiales de las piezas del distribuidor están designados con la norma japonesa JIS, y fue necesario realizar la búsqueda de equivalencia en norma AISI, las propiedades mecánicas de los materiales en situación actual en *Tabla 3-1.- Características físicas de los materiales (Pasador de cizalle con material original)*.

Elemento	Material		Resistencia Última	Resistencia a la Fluencia	Flexión	Dureza Brinell	Modulo de Elasticidad E
	JIS	AISI-SAE	Mpa	MPa	MPa	MPa	Gpa
Pasador de Cizalle	SR55H	1045	680	420	450	197	200
Pasador de Excéntrico	SR55H	1045	680	420	450	197	200
Eslabón	SM41A	1025	460	270	370	160	190
Anillo de Mando	SM41A	1025	460	270	370	160	190
Biela	SC46	1025	460	270	370	160	190

Tabla 3-1.- Características físicas de los materiales (Pasador de cizalle con material original)

Fuente: http://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=Login&LN=ES

Propiedades mecánicas de los materiales con nuevo material SAE 1055 HR que es el seleccionado para realizar los cálculos del nuevo pasador se encuentran en *Tabla 3-2.- Características físicas del material (pasador de cizalle con nuevo material)*.

Elemento	Material		Resistencia Última	Resistencia a la Fluencia	Flexión	Dureza Brinell	Modulo de Elasticidad E
	JIS	AISI-SAE	kg/cm2	kg/cm2	MPa	MPa	Gpa
Pasador de Cizalle	SR55H-120	1055	730	460	560	220	210

Tabla 3-2.- Características físicas del material (pasador de cizalle con nuevo material)

Fuente: http://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=Login&LN=ES

Propiedades químicas de los materiales en *Tabla 3-3.- Características químicas de los materiales*.

Material (ASTM A29)	C	Mn	Si	P máx.	Máx.
SAE1055	0,55	0,75	0.4 max.	0,04	0,05
SAE1045	0,45	0,65	0.4 max.	0,04	0,05
SAE1025	0,25	0,55	0.4 max.	0,04	0,05

Tabla 3-3.- Características químicas de los materiales

Fuente: http://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=Login&LN=ES

3.5. DIMENSIONES BASICAS DE LOS PASADORES EN LAS CONDIONES ACTUALES

3.5.1. Dimensiones básicas pasador excéntrico para efectos de cálculo

El área resistente del pasador excéntrico es el barrido del área común entre la unión de las dos circunferencias descentradas una respecto de la otra, menos el área del agujero central de lubricación, esta área fue calculada con la función área del software Acad de Autodesk, de ahí por formula calculamos su diámetro y así poder ingresarlo a los cálculos, esto debido la complejidad que presenta la pieza para determinar su diámetro resistente. A continuación, en la *Figura 3-6.- Pasador excéntrico* se muestra achurada de color azul el área resistente en el corte A-A del pasador, luego el dibujo completo y con todas sus dimensiones se muestra en la *Figura 3-9.- Plano pasador excéntrico*.

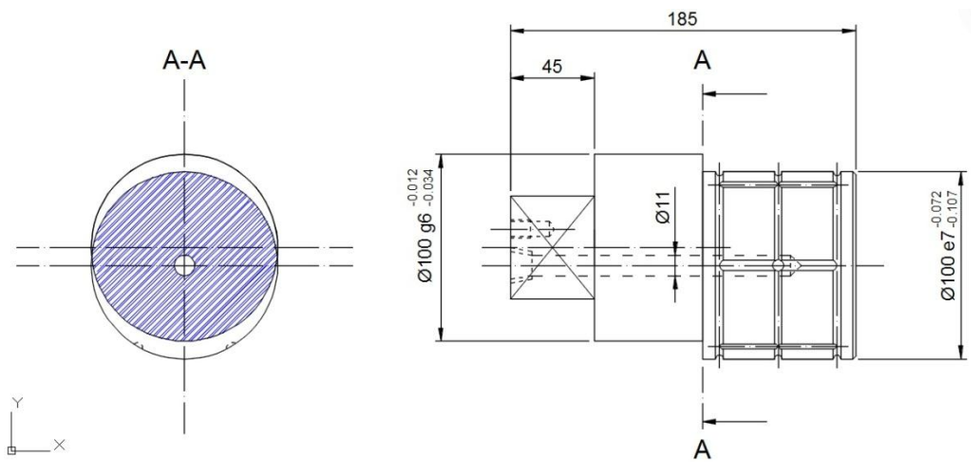

Figura 3-6.- Pasador excéntrico

Fuente: Elaboración propia en software AutoCAD de Autodesk con datos extraídos de plano S180-851. Central Antuco, empresa Enel S.A.

3.5.1.1. Área de la sección sometida a esfuerzo

Si se tiene el área de la sección resistente (calculada con software Acad de Autodesk) se puede despejar de la siguiente formula el diámetro, este diámetro es importante para que sea ingresado más adelante en los cálculos de esfuerzo.

Área

$$A = \frac{\pi \cdot Ø^2}{4}$$

Diámetro

$$Ø = \frac{\sqrt{4 * A}}{\pi}$$

3.5.2. Dimensiones básicas pasador de cizalle para efectos de cálculo

El diámetro resistente del pasador es de 50 [mm] menos los 15 [mm] de la perforación del canal de lubricación, como se muestra en el corte A-A en la sección achurada (*Figura 3-7.- Pasador de cizalle*), por lo tanto, queda de 35 [mm] de diámetro resistente, de ahí calculamos el área resistente, estas fórmulas ya fueron definidas en *Figura 3-8.- Plano pasador de cizalle*.

En el capítulo cuatro se aplicarán estas fórmulas, donde serán de suma importancia para llegar a calcular los esfuerzos a los cuales están sometidos estos pasadores, los cuales tienen por misión mantener una articulación y movilidad adecuada para que el distribuidor cumpla su función de regular el caudal que ingresa a la turbina y así a la vez también regular la velocidad de la misma. Este diámetro resistente es de especial importancia en el pasador de cizalle ya que esta sección resistente es la que debe soportar las cargas cuando ingresan materiales extraños al flujo de agua de la turbina, cuando son demasiado las cargas que se aplican en los alabes este pasador debe romperse para así no permitir que se dañe el equipo distribuidor.

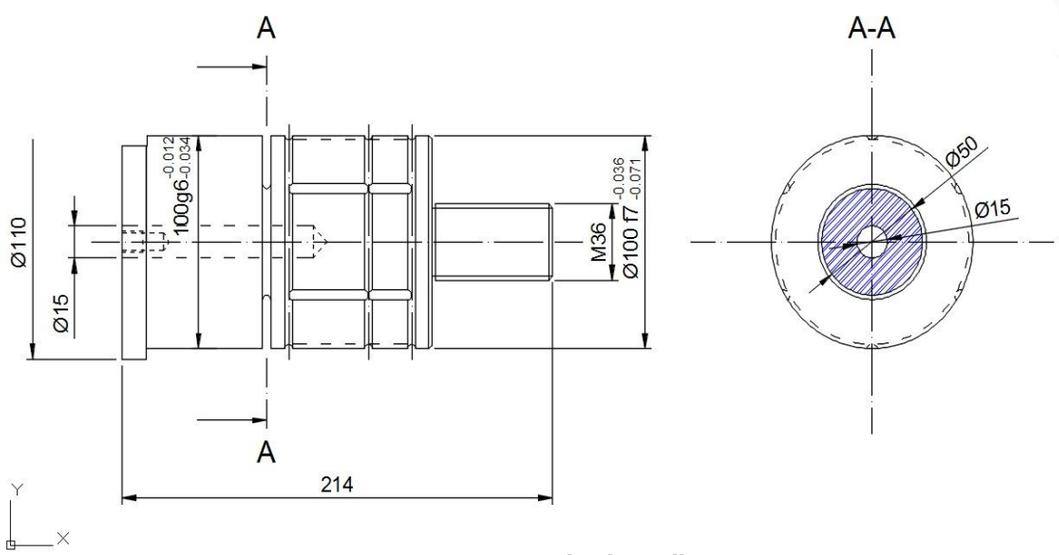

Figura 3-7.- Pasador de cizalle

Fuente: Elaboración propia en software Inventor de Autodesk con datos extraídos de plano S174-822. Central Antuco, empresa Enel S.A.

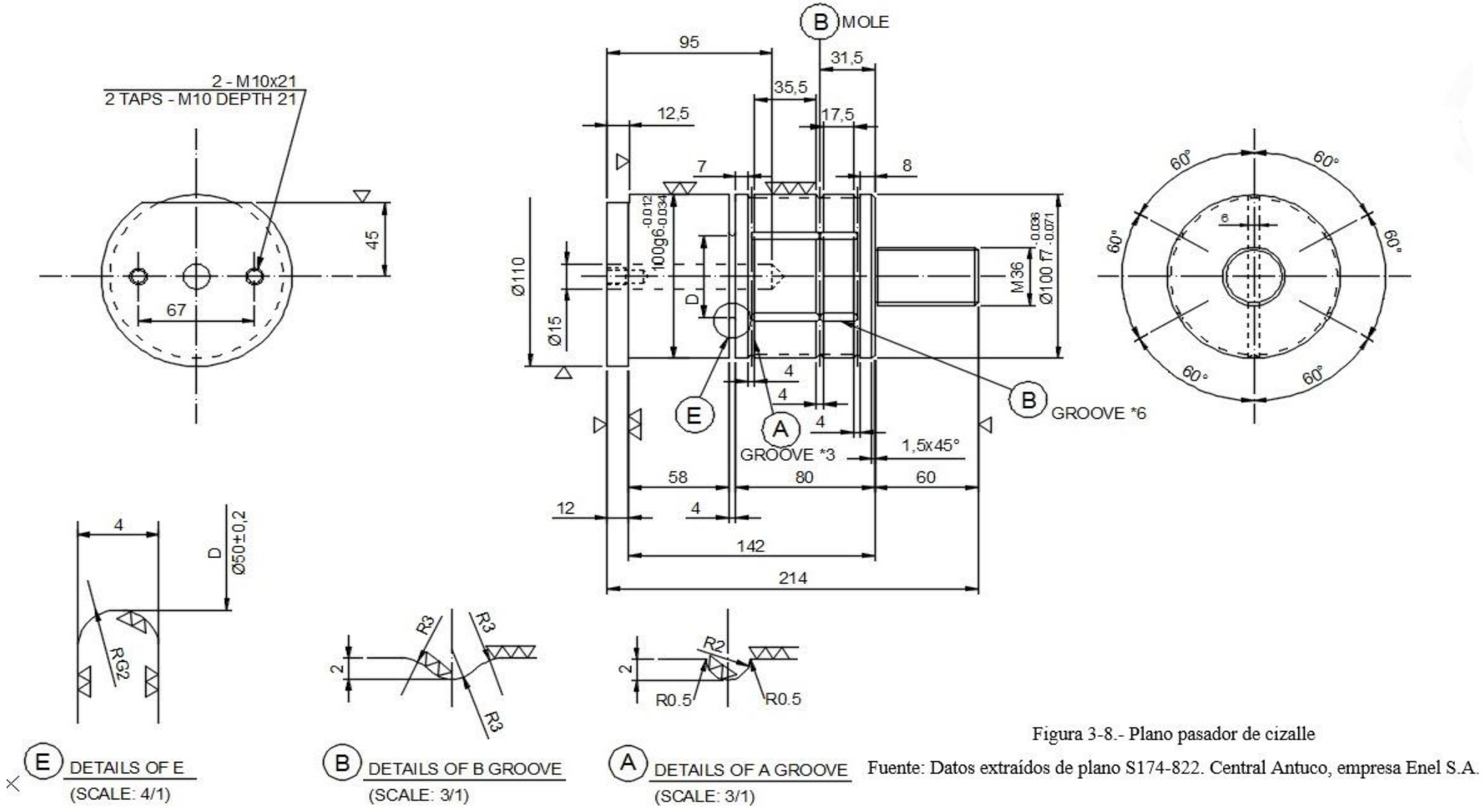

Figura 3-8.- Plano pasador de cizalle

Fuente: Datos extraídos de plano S174-822. Central Antuco, empresa Enel S.A.

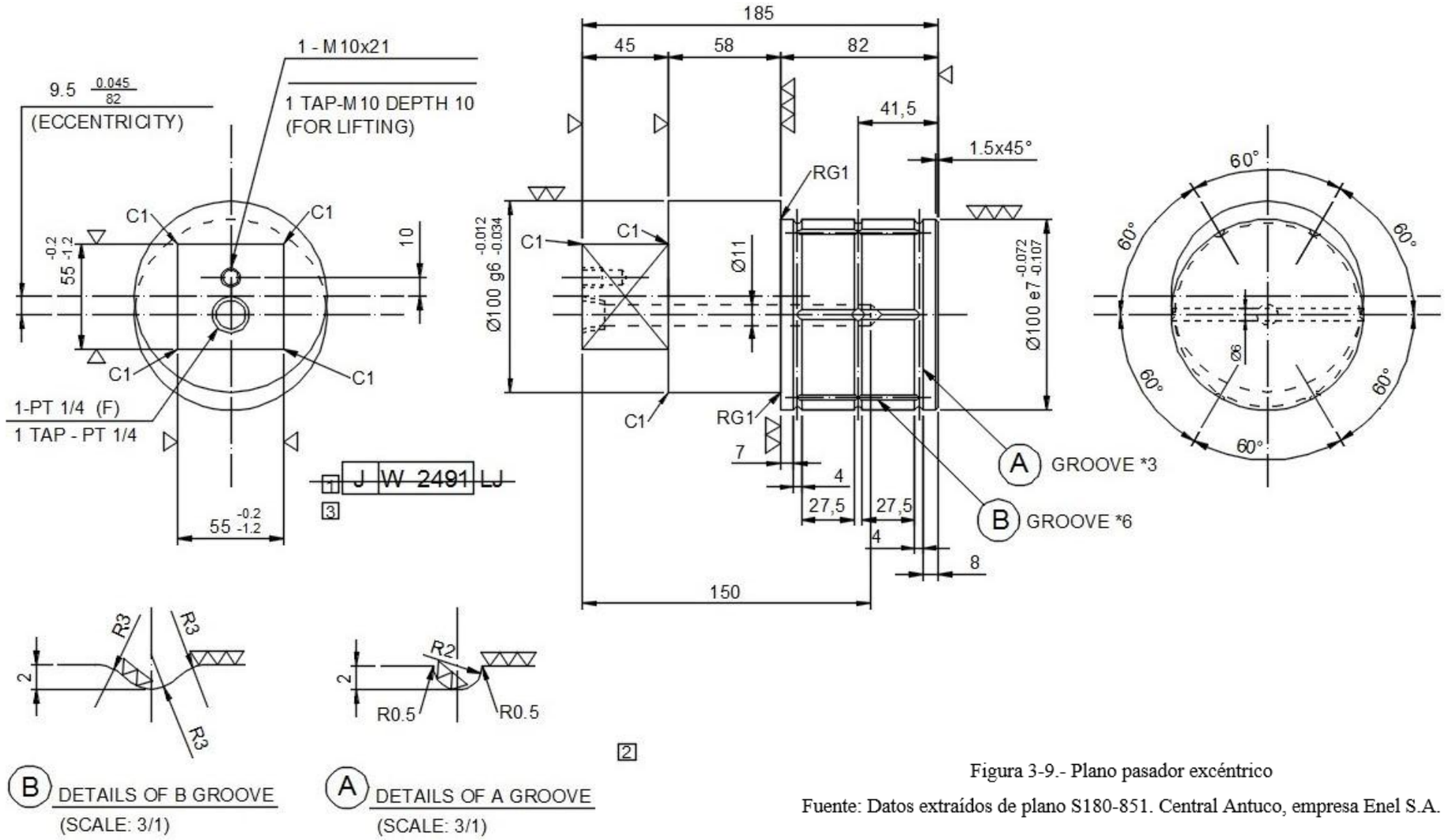

Figura 3-9.- Plano pasador excéntrico

Fuente: Datos extraídos de plano S180-851. Central Antuco, empresa Enel S.A.

3.6. FORMULAS QUE SE APLICARAN

3.6.1. Esfuerzo cortante torsional máximo

El módulo resistente (*W*) de la sección del pasador, que, al ser una pieza cilíndrica, viene dada por la siguiente expresión:

$W_{ef} = I / Ø / 2$

donde,

I es el momento de inercia de la sección del eje del pasador, de valor $I = (\pi \cdot Ø^4) / 64$, siendo *d* el diámetro del pasador.

Por lo que el módulo resistente (*W*) del pasador se puede calcular finalmente como:

$$W_{ef} = \pi * \frac{Ø^3}{32}$$

3.6.2. Resistencia cortante del pasador

Cuando un pasador esté dispuesto en la unión de tal manera que sólo esté sometido a un esfuerzo cortante (F_{Ed}), o esfuerzo de cortadura, entonces la resistencia ($F_{v,Rd}$) de dicho pasador de diámetro " d ", sección transversal "A" y fabricado de un tipo de acero que tenga una resistencia última a tracción f_{ub}, viene determinada por la siguiente expresión:

$$F_{v,Rd} = 0{,}6 * A * \frac{f_{ub}}{\gamma_{M2}}$$

donde γ_{M2} es el coeficiente parcial para la resistencia del acero del que está fabricado el pasador. En este caso, para uniones con pasador, se tiene que este coeficiente de seguridad vale $\gamma_{M2} = 1{,}25$.

Entonces se tendrá que él pasador empleado de diámetro " d " resistirá con garantías a la solicitación (F_{Ed}) que actúa sobre el pasador, si se cumple que:

$F_{V,Ed} / F_{V,Rd} \leq 1$

donde,

$F_{V,Rd}$ es la resistencia a cortante del pasador, calculada según la expresión anterior;
$F_{V,Ed}$ es el valor del esfuerzo cortante que actúa sobre el pasador.
$F_{v,Ed} = F_{Ed}$

Por otro lado, y una vez comprobado la resistencia del pasador, también habrá que comprobar si las piezas que enlaza el pasador son capaces de resistir igualmente el esfuerzo " F_{Ed} " actuante.

En efecto, dado una de las piezas enlazadas, tal como se muestra en la *Figura 3-10.- Esquema de resistencia cortante del pasador* adjunta, de espesor " t " y unidas a las otras piezas por un pasador de diámetro " d " que se encontrará alojado en el taladro practicado con diámetro " d_0 " en la pieza.

Entonces, para que la pieza sea capaz de transmitir con seguridad el esfuerzo " F_{Ed} " actuante, su geometría deberá cumplir con las siguientes condiciones:

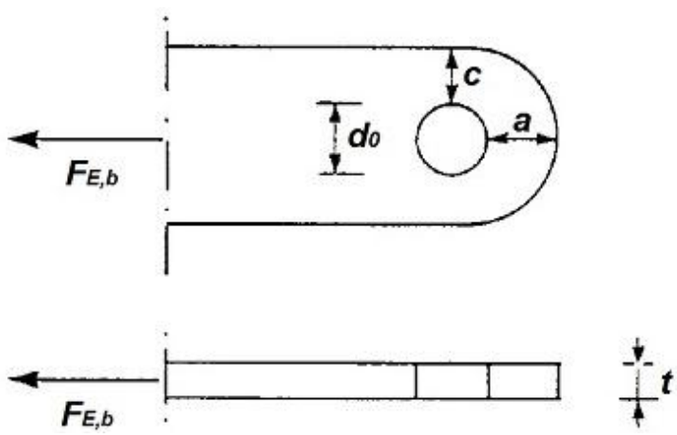

Figura 3-10.- Esquema de resistencia cortante del pasador

Fuente: http://caminos.udc.es/info/asignaturas/grado_itop/411/contenido_publico/recursos/tema07.pdf

• Distancia del borde del agujero de la pieza al borde más próximo que sea perpendicular al esfuerzo a transmitir:

$$a \geq \frac{F_{Ed} * \gamma_{M0}}{2 * t * f_y} + \frac{2 * d_0}{3}$$

• Distancia del borde del agujero de la pieza al borde más próximo paralelo al esfuerzo a transmitir:

$$c \geq \frac{F_{Ed} * \gamma_{M0}}{2 * t * f_y} + \frac{d_0}{3}$$

donde, " γ_{M0} " es el coeficiente parcial para la resistencia del acero del que está fabricado la pieza o placa que enlaza el pasador para la sección transversal, cuyo valor para los estados límites últimos vale $\gamma_{M0} = 1{,}05$.

Por otro lado, además se tiene que f_y es el límite elástico del acero de la pieza y " f_u " su resistencia última a la tracción.

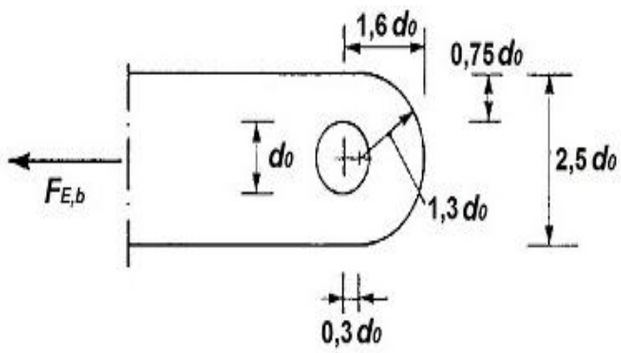

Figura 3-11.- Distancias mínimas que debes existir

Fuente: http://caminos.udc.es/info/asignaturas/grado_itop/411/contenido_publico/recursos/tema07.pdf

Además de las condiciones geométricas anteriores donde se han definido las distancias mínimas que deben existir desde el borde del taladro a los bordes de la pieza, se deben cumplir otras relaciones entre el diámetro del taladro practicado en la pieza y el espesor de ésta.

En efecto, si " d_0 " es el diámetro del taladro practicado en la pieza y " t " es el espesor de la pieza, para que ésta pueda resistir con garantías suficientes el esfuerzo "F_{Ed}" actuante sobre el pasador alojado en la pieza, entonces se deberá comprobar también que se cumple con los siguientes requisitos:

$$d_0 \leq 2{,}5 * t$$

$$t \geq 0{,}7 * \sqrt{\frac{F_{Ed} * \gamma_{M0}}{f_y}}$$

En caso de emplearse chapas de refuerzo dispuestas para aumentar el área neta de las piezas o su resistencia al aplastamiento, éstas deberán disponerse sin excentricidad y tendrán el tamaño suficiente para poder transmitir a la pieza el esfuerzo que le corresponda. La unión entre ambas piezas deberá dimensionarse para resistir este esfuerzo.

3.6.3. Resistencia a flexión del pasador

En ciertas configuraciones de montaje, se suele enlazar una pieza central (P1) que se encuentra sometida a un esfuerzo (F_{Ed}), con otras dos piezas laterales (P2) separadas una cierta distancia de la pieza central. En este caso, al emplear un pasador para enlazar dichas piezas, éste también se verá sometido a un esfuerzo de flexión.

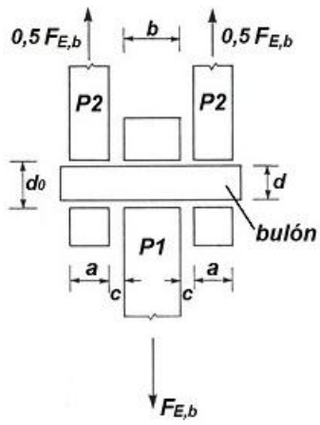

Figura 3-12.- Distancias y criterios teóricos para cálculo de resistencia a flexión del pasador
Fuente: http://caminos.udc.es/info/asignaturas/grado_itop/411/contenido_publico/recursos/tema07.pdf

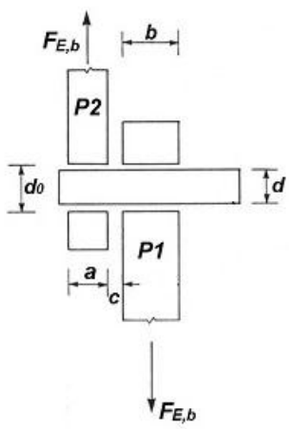

Figura 3-13.- Distancias y criterios aplicados al pasador en estudio para cálculo de resistencia a flexión
Fuente: http://caminos.udc.es/info/asignaturas/grado_itop/411/contenido_publico/recursos/tema07.pdf

Consideremos la configuración esquemática de la figura adjunta, donde se representa el montaje de una pieza central P1, de espesor " b ", que se encuentra sometida a un esfuerzo " F_{Ed} ", **en el caso de este proyecto de título P1 representa al eslabón del distribuidor.**

Esta pieza P1 (eslabón) se encuentra enlazada con otra pieza lateral P2 (anillo de mando) como se muestra en la *Figura 3-13* que tiene un espesor " a ", por medio de un pasador de diámetro " d ". Dicho pasador atraviesa todas las piezas transversalmente, a

las cuales se les ha practicado un taladrado con un diámetro del agujero " d_0 " para que el pasador pase a través de ellas.

Como se aprecia en la *Figura 3-13* adjunta, las piezas se encuentran separadas por una distancia " c ".

Pues bien, esta configuración genera también un momento flector " M_{ed} " en el pasador cuando sobre la pieza central actúa el esfuerzo " F_{Ed} ".

Además, el valor de este momento flector que se produce en el pasador se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$M_{ed} = F_{Ed} * \frac{(b + 4c + 2a)}{8}$$

De esta manera, para que el pasador con diámetro " d ", módulo resistente " W " y fabricado con un acero de límite elástico " f_{yb} " resista con garantías al momento flector, se deberá cumplir la siguiente condición:

$$M_{ed} \leq 1{,}5 * W * \frac{f_{yb}}{\gamma_{M2}}$$

donde " γ_{M2} " es el coeficiente parcial para la resistencia del acero del que está fabricado el pasador. En este caso, para uniones con pasador, se tiene que $\gamma_{M2} = 1{,}25$.

De la anterior expresión, se obtiene de este modo el momento resistente a flexión del pasador (M_{Rd}) de valor:

$$M_{Rd} = 0.8 * (\pi * Ø^3/32) * \frac{f_{yb}}{\gamma_{M2}}$$

Entonces se tendrá que él pasador empleado de diámetro " d " resistirá con garantías a la solicitación (F_{Ed}) respecto de la resistencia a flexión, si se cumple que:

$$\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \leq 1$$

3.6.4. Resistencia aplastamiento

En este apartado se mostrará cómo calcular la resistencia al aplastamiento de la pieza en contacto con el pasador.

En efecto, sea una pieza como la de la figura adjunta de espesor " t ", fabricada con un acero de límite elástico " f_y " que cuenta con un taladro de diámetro "d_0" por donde pasará un pasador de diámetro "d" ($d < d_0$) fabricado con un acero de límite elástico " f_{yb} ", cumpliéndose además que $f_y \leq f_{yb}$.

Entonces la resistencia al aplastamiento de la pieza ($F_{b,Rd}$) contra el pasador, viene dada por la siguiente expresión:

$$F_{b,\,Rd} = 1{,}5 * t * d * \frac{f_y}{\gamma_{M0}}$$

donde " γ_{M0} " es el coeficiente parcial para la resistencia del acero del que está fabricado la pieza situada contra el pasador, cuyo valor para los estados límites últimos es de γ_{M0} = 1,05.

Para que la unión del pasador contra la pieza presente seguridad suficiente al aplastamiento de la pieza, se deberá cumplir por tanto que:

$F_{b,Ed}$ / $F_{b,Rd} \leq 1$

Siendo " F_{ed} " el valor del esfuerzo cortante que actúa sobre el pasador.

$F_{b,Ed} = F_{ed}$

3.6.5. Resistencia esfuerzo combinado

Para los casos donde el pasador de acero esté sometido simultáneamente a la acción combinada de un esfuerzo cortante ($F_{V,Ed}$), y de un momento flector (M_{Ed}), entonces se deberá cumplir la siguiente relación, para que la resistencia que ofrezca el pasador en la unión sea suficiente:

$$\left(\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}}\right)^2 + \left(\frac{F_{V,\,Ed}}{F_{V,\,Rd}}\right)^2 \leq 1$$

siendo (M_{Rd}) el momento flector resistente y ($F_{V,Rd}$) la resistencia a cortante del pasador, que se calcula según las expresiones dadas en los apartados anteriores.

3.6.6. Coeficientes parciales de seguridad para determinar la resistencia

Para los coeficientes parciales para la resistencia se adoptarán, normalmente, los siguientes valores:

a) γ_{M0} = 1,0 5 coeficiente parcial de seguridad relativo a la plastificación del material.

b) γ_{M1} = 1,05 coeficiente parcial de seguridad relativo a los fenómenos de inestabilidad.

c) γ_{M2} = 1,25 coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia última del material o sección, y a la resistencia de los medios de unión.

d)

- γ_{M3} = 1,1 coeficiente parcial para la resistencia al deslizamiento de uniones con tornillos pretensados en Estado Límite de Servicio.
- γ_{M3} = 1,25 coeficiente parcial para la resistencia al deslizamiento de uniones con tornillos pretensados en Estado Límite de Último.
- γ_{M3} = 1,4 coeficiente parcial para la resistencia al deslizamiento de uniones con tornillos pretensados y agujeros rasgados o con sobre medida.

3.7. PROCEDIMIENTOS Y RESULTADOS PREVIOS DE LOS CALCULOS

Los cálculos se dividirán en cuatro secciones, en la primera se someterá a calculo el pasador de excéntrico, para poder descartar que este no presentara falla por las fuerzas aplicadas y ver si este cumple con las restricciones de confiabilidad del pasador, si es menor a uno se considerara valido si es mayor a uno se considerara no valido, se analizara la resistencia cortante del pasador, la resistencia a flexión del pasador, la resistencia por aplastamiento del eslabón, anillo de mando y biela según corresponda. Lo mismo aplicará para la segunda sección que someterá a cálculos al pasador de cizalle en las condiciones actuales de funcionamiento. Luego será sometido a cálculo el pasador cambiando su diámetro y por último el cálculo del pasador manteniendo el mismo diámetro del original, pero cambiando el acero.

Nota: *se considerará* ***valido*** *un resultado si este es menor a 1, y representara que el diseño cumple las restricciones de resistencia para su normal funcionamiento sin que este sobrepasé su límite de rotura y deformación y se considerara* ***no valido*** *si este valor es superior a 1 y este no cumple a cabalidad las restricciones de resistencia.*

Valores generales a considerar antes de realizar los cálculos

Fuerza máxima aplicada por los servomotores al anillo de mando

F= 141000 [kg] ÷ 20 = 7050 [kg] aplicado a cada pasador

Fuerza máxima aplicada a cada uno de los 20 alabes

F= 7050 [kg] x 9,8 = 69160,5 [N] = 69,16 [kN]

CAPITULO 4
DISEÑO DE LA SOLUCIÓN

4.1. CALCULO PARA DESCARTAR FUTURA ROTURA DE PASADOR EXCÉNTRICO

Para obtener el diámetro de la sección resistente del pasador excéntrico fue necesario calcularlo con la función área de AutoCAD y del área deducimos este diámetro, esto por la dificultad que presenta la pieza al ser excéntrica y la sección resistente es el área barrida entre la unión de dos circunferencias.

Datos

ESFUERZO DE CALCULO		
	$F_{Ed,X}$	2,00 [kN]
	$F_{Ed,Z}$	69,16 [kN]
	$F_{Ed,Z}$	**69,19 [kN]**

COEFICIENTES DE SEGURIDAD		
	γ_{M0}	1,05
	γ_{M2}	1,25

MATERIALES		
PASADOR	**ACERO**	SAE 1045
Resistencia ultima acero	f_{ub}	680 [MPa]
Resistencia a flexión	f_{yb}	450 [MPa]
Diámetro del pasador	**Ø**	50 [mm]
	$\pi \cdot Ø^2 / 4 = A$	19,60 [cm²]
ESLABON - BIELA	**ACERO**	SAE 1025
Resistencia ultima acero	f_u	460 [MPa]
Resistencia a flexión	f_y	370 [MPa]
Espesor de la sección que recibe	**a**	60,0 [mm]
Espesor de la sección que entrega.....	**b**	80,0 [mm]
Holgura.....	**c**	0,0340 [mm]
Diámetro del agujero	d_o	100 [mm]

4.1.1. Comprobación pasador excéntrico

1.– RESISTENCIA CORTANTE DEL PASADOR

$F_{Ed} = F_{v,Ed}$		69,19 [kN]
$0.6\cdot(\pi\cdot Ø^2/4)\cdot(f_{ub}/\gamma_{M2}) = F_{v,Rd}$		639,60 [kN]
$F_{V,Ed} / F_{V,Rd\ P} \leq 1$	**0,11**	**Valido**

2.– RESISTENCIA A FLEXIÓN DEL PASADOR

$F_{Ed}/8\cdot(b+4c+2a) = M_{Ed}$		1,73 [kN·m]
$0.8\cdot(\pi\cdot Ø^3/32)\cdot f_{yb}/\gamma_{M2} = M_{Rd}$		3,52 [kN·m]
$M_{Ed} / M_{Rd} \leq 1$	**0,49**	**Valido**

3.– RESISTENCIA APLASTAMIENTO BIELA

BIELA	t	80 [mm]
$F_{Ed} = F_{b,Ed}$		69,19 [kN]
$1.5\cdot t\cdot Ø\cdot f_y/\gamma_{M2} = F_{b,Rd}$		1774,22 [kN]
$F_{b,Ed} / F_{b,Ed} \leq 1$	**0,04**	**Valido**

4.– RESISTENCIA ESFUERZO COMBINADO

$(M_{Ed} / M_{Rd})^2 + (F_{V,Ed} / F_{V,Rd})^2 \leq 1$	**0,25**	**Valido**

4.2. CALCULO EN LA SITUACIÓN ACTUAL DEL PASADOR DE CIZALLE

Las dimensiones que aplican a estos cálculos son las del pasador de cizalle en la situación actual, y por ello es necesario revisar las condiciones de trabajo.

ESFUERZO DE CALCULO		
	$\mathbf{F_{Ed,X}}$	2,00 [kN]
	$\mathbf{F_{Ed,Z}}$	69,16 [kN]
	$\mathbf{F_{Ed,Z}}$	**69,19 [kN]**

COEFICIENTES DE SEGURIDAD		
	γ_{M0}	1,05
	γ_{M2}	1,25

MATERIALES		
PASADOR	**ACERO**	SAE 1045
Resistencia ultima acero	$\mathbf{f_{ub}}$	680 [MPa]
Resistencia a flexión	$\mathbf{f_{yb}}$	450 [MPa]
Diámetro del pasador	**Ø**	35 [mm]
	$\pi \cdot Ø^2 / 4 = A$	9,62 [cm²]
	$\pi \cdot Ø^3 / 32 = W_{ef}$	4,21 [cm³]
ANILLO DE MANDO - ESLABON	**ACERO**	SAE 1025
Resistencia ultima acero	$\mathbf{f_u}$	460 [MPa]
Resistencia a flexión	$\mathbf{f_y}$	370 [MPa]
Espesor de la sección que recibe	**a**	60,0 [mm]
Espesor de la sección que entrega.....	**b**	80,0 [mm]
Holgura.....	**c**	0,0340 [mm]
Diámetro del agujero	$\mathbf{d_o}$	100 [mm]

4.2.1. Comprobación pasador de cizalle en situación actual

1.– RESISTENCIA CORTANTE DEL PASADOR

$F_{Ed} = F_{v,Ed}$	69,19 [kN]
$0.6\cdot(\pi\cdot Ø^2/4)\cdot(f_{ub}/\gamma_{M2}) = F_{v,Rd}$	314,03 [kN]

$F_{V,Ed} / F_{V,Rd\ P} \leq 1$	**0,22**	**Valido**

2.– RESISTENCIA A FLEXIÓN DEL PASADOR

$F_{Ed}/8\cdot(b+4c+2a) = M_{Ed}$	1,73 [kN·m]
$0.8\cdot(\pi\cdot Ø^3/32)\cdot f_{yb}/\gamma_{M2} = M_{Rd}$	1,21 [kN·m]

$M_{Ed} / M_{Rd} \leq 1$	**1,43**	**No válido**

3.– RESISTENCIA APLASTAMIENTO ANILLO DE MANDO

ANILLO DE MANDO	t	80 [mm]

$F_{Ed} = F_{b,Ed}$	69,19 [kN]
$1.5\cdot t\cdot Ø\cdot f_y/\gamma_{M2} = F_{b,Rd}$	1243,20 [kN]

$F_{b,Ed} / F_{b,Ed} \leq 1$	**0,06**	**Valido**

4.– RESISTENCIA ESFUERZO COMBINADO

$(M_{Ed} / M_{Rd})^2 + (F_{V,Ed} / F_{V,Rd})^2 \leq 1$	**2,09**	**No válido**

4.3. CALCULO CON AUMENTO DE DIÁMETRO DE PASADOR DE CIZALLE (A 40 [MM])

El diámetro del pasador es de 50 [mm] en la sección donde se produce el esfuerzo cortante, pero a este se le debe restar la perforación que tienen en el centro, esta es de 15 [mm], por lo que el diámetro de la sección resistente es de 35 [mm], como los cálculos realizados anteriormente realizados con dicha dimensión arrojaron que no era válido con un coeficiente de seguridad de 1,25 entonces procedemos a cambiar el diámetro a 55 [mm] para que al restarle los 15 [mm] de la perforación nos quede en 40 [mm] de diámetro efectivo, este valor es el que hace que los cálculos de esfuerzos combinados se acerque más a 1 por debajo de este valor, es necesario que este cerca del 1 ya que el pasador no debe tener una elevada resistencia, para que cumpla con su fin de romperse si las cargas son demasiado altas por algún solido que golpee los alabes y así no perjudique a los demás equipos.

ESFUERZO DE CALCULO		
	$\mathbf{F_{Ed,X}}$	2,00 [kN]
	$\mathbf{F_{Ed,Z}}$	69,16 [kN]
	$\mathbf{F_{Ed,Z}}$	**69,19 [kN]**

COEFICIENTES DE SEGURIDAD		
	γ_{M0}	1,05
	γ_{M2}	1,25

MATERIALES		
PASADOR	**ACERO**	SAE 1045
Resistencia ultima acero	$\mathbf{f_{ub}}$	680 [MPa]
Resistencia a flexión	$\mathbf{f_{yb}}$	450 [MPa]
Diámetro del pasador	**Ø**	40 [mm]
	$\pi \cdot Ø^2 / 4 =$ A	12,57 [cm²]
	$\pi \cdot Ø^3 / 32 = W_{ef}$	6,28 [cm³]
ANILLO DE MANDO - ESLABON	**ACERO**	SAE 1025
Resistencia ultima acero	$\mathbf{f_u}$	460 [MPa]
Resistencia a flexión	$\mathbf{f_y}$	370 [MPa]
Espesor de la sección que recibe	**a**	60,0 [mm]
Espesor de la sección que entrega.....	**b**	80,0 [mm]
Holgura.....	**c**	0,0340 [mm]
Diámetro del agujero	$\mathbf{d_o}$	100 [mm]

4.3.1. Comprobación pasador de cizalle en con aumento de diámetro

1.– RESISTENCIA CORTANTE DEL PASADOR

	$F_{Ed} = F_{v,Ed}$	69,19 [kN]
	$0.6\cdot(\pi\cdot Ø^2/4)\cdot(f_{ub}/\gamma_{M2}) = F_{v,Rd}$	410,17 [kN]
$F_{V,Ed} / F_{V,Rd\,P} \leq 1$	**0,17**	**Valido**

2.– RESISTENCIA A FLEXIÓN DEL PASADOR

	$F_{Ed}/8\cdot(b+4c+2a) = M_{Ed}$	1,73 [kN·m]
	$0.8\cdot(\pi\cdot Ø^3/32)\cdot f_{yb}/\gamma_{M2} = M_{Rd}$	1,81 [kN·m]
$M_{Ed} / M_{Rd} \leq 1$	**0,96**	**Valido**

3.– RESISTENCIA APLASTAMIENTO ANILLO DE MANDO

ANILLO DE MANDO	t	80 [mm]
	$F_{Ed} = F_{b,Ed}$	69,19 [kN]
	$1.5\cdot t\cdot Ø\cdot f_y/\gamma_{M2} = F_{b,Rd}$	1420,80 [kN]
$F_{b,Ed} / F_{b,Ed} \leq 1$	**0,05**	**Valido**

4.– RESISTENCIA ESFUERZO COMBINADO

$(M_{Ed} / M_{Rd})^2 + (F_{V,Ed} / F_{V,Rd})^2 \leq 1$	**0,94**	**Valido**

4.4. CALCULO PASADOR DE CISALLE CONSERVANDO EL DIAMETRO PERO CAMBIANDO MATERIAL

En este cálculo se considerará el diámetro original del pasador, pero se realizará un cambio de material, del acero SAE 1045 original a un cero SAE 1055, lo que eleva su resistencia.

ESFUERZO DE CALCULO		
	$F_{Ed,X}$	2,00 [kN]
	$F_{Ed,Z}$	69,16 [kN]
	$F_{Ed,Z}$	**69,19 [kN]**

COEFICIENTES DE SEGURIDAD		
	γ_{M0}	1,05
	γ_{M2}	1,25

MATERIALES

PASADOR	**ACERO**	SAE 1055
Resistencia ultima acero	f_{ub}	810 [MPa]
Resistencia a flexión	f_{yb}	680 [MPa]
Diámetro del pasador	**Ø**	35 [mm]
	$\pi \cdot Ø^2 / 4 = A$	9,62 [cm²]
	$\pi \cdot Ø^3 / 32 = W_{ef}$	4,21 [cm³]

ANILLO DE MANDO - ESLABON	**ACERO**	SAE 1025
Resistencia ultima acero	f_u	460 [MPa]
Resistencia a flexión	f_y	370 [MPa]
Espesor de la sección que recibe	**a**	60,0 [mm]
Espesor de la sección que entrega.....	**b**	80,0 [mm]
Holgura.....	**c**	0,0340 [mm]
Diámetro del agujero	d_o	100 [mm]

4.4.1. Comprobación pasador de cizalle conservando diámetro pero cambiando material

1.– RESISTENCIA CORTANTE DEL PASADOR

	$F_{Ed} = F_{v,Ed}$	69,19 [kN]
	$0.6\cdot(\pi\cdot Ø^2/4)\cdot(f_{ub}/\gamma_{M2}) = F_{v,Rd}$	374,07 [kN]
$F_{V,Ed} / F_{V,Rd\ P} \leq 1$	**0,18**	**Valido**

2.– RESISTENCIA A FLEXIÓN DEL PASADOR

	$F_{Ed}/8\cdot(b+4c+2a) = M_{Ed}$	1,73 [kN·m]
	$0.8\cdot(\pi\cdot Ø^3/32)\cdot f_{yb}/\gamma_{M2} = M_{Rd}$	1,83 [kN·m]
$M_{Ed} / M_{Rd} \leq 1$	**0,95**	**Valido**

3.– RESISTENCIA APLASTAMIENTO ANILLO DE MANDO

ANILLO DE MANDO	t	80 [mm]
	$F_{Ed} = F_{b,Ed}$	69,19 [kN]
	$1.5\cdot t\cdot Ø\cdot f_y/\gamma_{M2} = F_{b,Rd}$	1243,20 [kN]
$F_{b,Ed} / F_{b,Ed} \leq 1$	**0,06**	**Valido**

4.– RESISTENCIA ESFUERZO COMBINADO

$(M_{Ed} / M_{Rd})^2 + (F_{V,Ed} / F_{V,Rd})^2 \leq 1$	**0,92**	**Valido**

4.5. CALCULOS

Los cálculos se dividirán en cuatro secciones igual que en las secciones 4.1., 4.2., 4.3. y 4.4., es por ello que en este capítulo no se dará mayor detalle sobre los mismos y se enfocará netamente en calcular y mostrar los resultados.

4.6. CALCULO PARA DESCARTAR FUTURA ROTURA DE PASADOR EXCÉNTRICO

4.6.1. Esfuerzo de cálculo

Datos

$\mathbf{F_{Ed,X}}$ = 2,00[kN]

$\mathbf{F_{Ed,Z}}$ = 69,16 [kN]

$\mathbf{F_{Ed,Z}}$ = $((F_{Ed,Z})^2 + (F_{Ed,X})^2)\wedge ½$

= $((69,16\ [kN])^2 + (2,00\ [kN])^2)\wedge ½$

= 69,19 [kN]

4.6.2. Coeficientes de seguridad

γ_{M0} = 1,05

γ_{M2} = 1,25

4.6.3. Material y características del pasador excéntrico

Pasador: Acero SAE 1045

Resistencia ultima acero $\mathbf{f_{ub}}$ = 680 [MPa]

Resistencia a flexión $\mathbf{f_{yb}}$ = 450 [MPa]

Diámetro del pasador **Ø** = 50 [mm]

Área Sección sometida a esfuerzo **A** = $\pi \cdot Ø^2 / 4$

= $\pi \cdot 50\ [mm^2] / 4$

= 19,60 [cm²]

4.6.4. Material y características de Eslabón – Biela

Eslabón – Biela: SAE 1025

Resistencia ultima acero $\mathbf{f_u}$ = 460 [MPa]

Resistencia a flexión $\mathbf{f_y}$ **=** 370 [MPa]

Espesor de la sección que recibe **a** = 60,0 [mm]

Espesor de la sección que entrega **b =** 80,0 [mm]

Holgura **c =** 0,0340 [mm]

Diámetro del agujero $\mathbf{d_o}$ **=** 100 [mm]

4.6.5. Resistencia cortante del pasador

$F_{Ed} = F_{v,Ed}$ = 69,19 [kN] = 69,19 [kN]

$F_{v,Rd} = 0.6 \cdot (\pi \cdot Ø^2 / 4)\cdot(f_{ub} / \gamma_{M2})$

$= 0.6 \cdot (\pi\cdot 50\ [mm^2] / 4)\cdot(680\ [MPa] / 1,25)$

= 639,60 [kN]

$F_{V,Ed} / F_{V,Rd\ P} \leq 1$

69,19 [kN] / 639,60 [kN] ≤ 1

0,11 ≤ 1

4.6.6. Resistencia a flexión del pasador

$M_{Ed} = F_{Ed}/8\cdot(b+4c+2a)$

= 69,19 [kN] /8·(80,0 [mm] + 4·0,0340 [mm] +2·60,0 [mm])

= 1,73 [kN·m]

$M_{Rd} = 0.8\cdot(\pi\cdot Ø^3/32)\cdot f_{yb}/\gamma_{M2}$

$= 0.8\cdot(\pi\cdot 50\ [mm^3]/32)\cdot 450\ [MPa] /1,25$

= 3,52 [kN·m]

$M_{Ed} / M_{Rd} \leq 1$

1,73 [kN·m] / 3,52 [kN·m] ≤ 1

0,49 ≤ 1

4.6.7. Resistencia aplastamiento biela

$F_{Ed} = F_{b,Ed} = 69,19$ [kN] = 69,19 [kN]

$F_{b,Rd} = 1.5 \cdot t \cdot Ø \cdot f_y / \gamma_{M2}$

$= 1.5 \cdot 80$ [mm]$\cdot 50$ [mm]$\cdot$ 370 [MPa] / 1,25

= 1774,22 [kN]

$F_{b,Ed} / F_{b,Ed} \leq 1$

69,19 [kN] / 1774,22 [kN] ≤ 1

0,04 ≤ 1

4.6.8. Resistencia esfuerzo combinado

$(M_{Ed} / M_{Rd})^2 + (F_{V,Ed} / F_{V,Rd})^2 \leq 1$

$(1,73$ [kN·m] /3,52 [kN·m])^2 + (69,19 [kN] /1774,22 [kN])^2 ≤ 1

0,242+ 0,0016 ≤ 1

0,25 ≤ 1

4.7. CALCULO EN LA SITUACIÓN ACTUAL DEL PASADOR DE CIZALLE

4.7.1. Esfuerzo de cálculo

Datos

$\mathbf{F_{Ed,X}}$ = 2,00 [kN]

$\mathbf{F_{Ed,Z}}$ = 69,16 [kN]

$\mathbf{F_{Ed,Z}}$ = ($(F_{Ed,Z})^2 + (F_{Ed,X})^2$)^½

= ($(69,16\ [kN])^2 + (2,00\ [kN])^2$)^½

= 69,19 [kN]

4.7.2. Coeficientes de seguridad

γ_{M0} = 1,05

γ_{M2} = 1,25

4.7.3. Material y características del pasador de cizalle

Pasador: Acero SAE 1045

Resistencia ultima acero $\mathbf{f_{ub}}$ = 680 [MPa]

Resistencia a flexión $\mathbf{f_{yb}}$ = 450 [MPa]

Diámetro del pasador **Ø** = 35 [mm]

Área Sección sometida a esfuerzo **A** = $\pi \cdot Ø^2 / 4$

= $\pi \cdot 35\ [mm]^2 / 4$

= 9,62 [cm²]

Esfuerzo cortante Torsional $W_{ef} = \pi \cdot Ø^3 / 32$

= $\pi \cdot 35\ [mm]^3 / 32$ = 4,21 [cm³]

4.7.4. Material y características de anillo de mando – eslabón

Anillo de mando - eslabón: SAE 1025

Resistencia ultima acero $\mathbf{f_u}$ = 460 [MPa]

Resistencia a flexión $\mathbf{f_y}$ = 370 [MPa]

Espesor de la sección que recibe **a** = 60,0 [mm]

Espesor de la sección que entrega **b** = 80,0 [mm]

Holgura **c** = 0,0340 [mm]

Diámetro del agujero $\mathbf{d_o}$ = 100 [mm]

4.7.5. Resistencia cortante del pasador

$F_{Ed} = F_{v,Ed}$ = 69,19 [kN] = 69,19 [kN]

$F_{v,Rd} = 0.6\cdot(\pi\cdot Ø^2/4)\cdot(f_{ub}/\gamma_{M2}) = 0.6\cdot(\pi\cdot 35\ [mm]^2/4)\cdot(\ 680\ [MP]a\ /1,25) = 314,03\ [kN]$

$F_{V,Ed} / F_{V,Rd\ P} \leq 1$

69,19 [kN] / 314,03 [kN] ≤ 1

0,22 ≤ 1

4.7.6. Resistencia a flexión del pasador

$M_{Ed} = F_{Ed}/8\cdot(b+4c+2a)$

$= 69,19\ [kN]\ /8\cdot(80,0\ [mm] + 4\cdot 0,0340\ [mm] +2\cdot 60,0\ [mm]) = 1,73\ [kN\cdot m]$

$M_{Rd} = 0.8\cdot(\pi\cdot Ø^3/32)\cdot f_{yb}/\gamma_{M2}$

$= 0.8\cdot(\pi\cdot 35\ [mm]^3/32)\cdot 450\ [MPa]\ /1,25 = 1,21\ [kN\cdot m]$

$M_{Ed} / M_{Rd} \leq 1$

1,73 [kN·m] / 1,21 [kN·m] ≤ 1

1,43 ≤ 1 Resultado no valido

4.7.7. Resistencia aplastamiento biela

$F_{Ed} = F_{b,Ed}$ = 69,19 [kN] = 69,19 [kN]

$F_{b,Rd} = 1.5\cdot t\cdot Ø\cdot f_y/\gamma_{M2}$

$= 1.5\cdot 80\ [mm]\cdot 35\ [mm]\cdot\ 370\ [MPa]\ /\ 1,25 = 1243,20\ [kN]$

$F_{b,Ed} / F_{b,Ed} \leq 1$

69,19 [kN] / 1243,20 [kN] ≤ 1

0,06 ≤ 1

4.7.8. Resistencia esfuerzo combinado

$(M_{Ed} / M_{Rd})^2 + (F_{V,Ed} / F_{V,Rd})^2 \leq 1$

$(1,73\ [kN\cdot m]/1,21\ [kN\cdot m])^2 + (69,19\ [kN]\ /1243,20\ [kN])^2 \leq 1$

2,05 +0,0036 ≤ 1

2,09 ≤ 1 Resultado no valido

4.8. CALCULO CON AUMENTO DE DIÁMETRO DE PASADOR DE CIZALLE (A 40 MM)

4.8.1. Esfuerzo de cálculo

$\mathbf{F_{Ed,X}}$ = 2,00 [kN]

$\mathbf{F_{Ed,Z}}$ = 69,16 [kN]

$\mathbf{F_{Ed,Z}}$ = $((F_{Ed,Z})^2 + (F_{Ed,X})^2)^{1/2}$

= $((69,16\ [kN])^2 + (2,00\ [kN])^2)^{1/2}$

= 69,19 [kN]

4.8.2. Coeficientes de seguridad

γ_{M0} = 1,05

4.8.3. Material y características del pasador de cizalle

Pasador: Acero SAE 1045

Resistencia ultima acero $\mathbf{f_{ub}}$ = 680 [MPa]

Resistencia a flexión $\mathbf{f_{yb}}$ = 450 [MPa]

Diámetro del pasador **Ø** = 40 [mm]

Área Sección sometida a esfuerzo **A** = $\pi \cdot Ø^2 / 4$

= $\pi \cdot 40\ [mm^2] / 4 = 12,47\ [cm^2]$

Esfuerzo cortante Torsional $W_{ef} = \pi \cdot Ø^3 / 32$

= $\pi \cdot 35\ [mm^3] / 32$

= $6,28\ [cm^3]$

4.8.4. Material y características de anillo de mando – eslabón

Anillo de mando - eslabón: SAE 1025

Resistencia ultima acero $\mathbf{f_u}$ = 460 [MPa]

Resistencia a flexión $\mathbf{f_y}$ = 370 [MPa]

Espesor de la sección que recibe **a** = 60,0 [mm]

Espesor de la sección que entrega **b** = 80,0 [mm]

Holgura **c** = 0,0340 [mm]

Diámetro del agujero $\mathbf{d_o}$ = 100 [mm]

4.8.5. Resistencia cortante del pasador

$F_{Ed} = F_{v,Ed}$ = 69,19 [kN] = 69,19 [kN]

$F_{v,Rd} = 0.6\cdot(\pi\cdot Ø^2/4)\cdot(f_{ub}/\gamma_{M2})$ = 0.6·(π·40 [mm²]/4)·(680 [MPa] /1,25) = 410,17 [kN]

$F_{V,Ed} / F_{V,Rd\,P} \leq 1$

69,19 [kN] / 410,17 [kN] ≤ 1

0,17 ≤ 1

4.8.6. Resistencia a flexión del pasador

$M_{Ed} = F_{Ed}/8\cdot(b+4c+2a)$

= 69,19 [kN] /8·(80,0 [mm]+4·0,0340 [mm]+2·60,0 mm) = 1,73 [kN·m]

$M_{Rd} = 0.8\cdot(\pi\cdot Ø^3/32)\cdot f_{yb}/\gamma_{M2}$

= 0.8·(π·40 [mm³]/32)·450 [MPa] /1,25 = 1,81 [kN·m]

$M_{Ed} / M_{Rd} \leq 1$

1,73 [kN·m] / 1,81 [kN·m] ≤ 1

0,96 ≤ 1

4.8.7. Resistencia aplastamiento biela

$F_{Ed} = F_{b,Ed}$ = 69,19 [kN] = 69,19 [kN]

$F_{b,Rd} = 1.5\cdot t\cdot Ø\cdot f_y/\gamma_{M2}$ = 1.5·80 [mm]·40 [mm]· 370 [MPa] / 1,25 = 1420,80 [kN]

$F_{b,Ed} / F_{b,Ed} \leq 1$

69,19 [kN] / 1420,80 [kN] ≤ 1

0,05 ≤ 1

4.8.8. Resistencia esfuerzo combinado

$(M_{Ed} / M_{Rd})^2 + (F_{V,Ed} / F_{V,Rd})^2 \leq 1$

(1,73 [kN·m] /1,81 [kN·m])² + (69,19 [kN] /1420,80 [kN])² ≤ 1

0,93 +**0,0025**≤ 1

0,94 ≤ 1

4.9. CALCULO CON CAMBIO DE MATERIAL DEL PASADOR

4.9.1. Esfuerzo de cálculo

$\mathbf{F_{Ed,X}}$ = 2,00 [kN]

$\mathbf{F_{Ed,Z}}$ = 69,16 [kN]

$\mathbf{F_{Ed,Z}}$ = ($(F_{Ed,Z})^2 + (F_{Ed,X})^2$)^½

= ($(69{,}16\ [kN])^2 + (2{,}00\ [kN])^2$)^½

= 69,19 [kN]

4.9.2. Coeficientes de seguridad

γ_{M0} = 1,05

γ_{M2} = 1,25

4.9.3. Material y características del pasador de cizalle

Pasador: Acero SAE 1055

Resistencia ultima acero $\mathbf{f_{ub}}$ = 810 [MPa]

Resistencia a flexión $\mathbf{f_{yb}}$ = 680 [MPa]

Diámetro del pasador **Ø** = 35 [mm]

Área Sección sometida a esfuerzo **A** = $\pi \cdot Ø^2 / 4$

= $\pi \cdot 40\ [mm^2] / 4 = 9{,}62\ [cm^2]$

Esfuerzo cortante Torsional $W_{ef} = \pi \cdot Ø^3 / 32$

= $\pi \cdot 35\ [mm^3] / 32 = 4{,}21\ [cm^3]$

4.9.4. Material y características de anillo de mando – eslabón

Anillo de mando - eslabón: SAE 1025

Resistencia ultima acero $\mathbf{f_u}$ = 460 [MPa]

Resistencia a flexión $\mathbf{f_y}$ = 370 [MPa]

Espesor de la sección que recibe **a** = 60,0 [mm]

Espesor de la sección que entrega **b** = 80,0 [mm]

Holgura **c** = 0,0340 [mm]

Diámetro del agujero $\mathbf{d_o}$ = 100 [mm]

4.9.5. Resistencia cortante del pasador

$F_{Ed} = F_{v,Ed}$ = 69,19 [kN] = 69,19 [kN]

$F_{v,Rd} = 0.6\cdot(\pi\cdot Ø^2/4)\cdot(f_{ub}/\gamma_{M2})$ = 0.6·(π·35 [mm²] / 4)·(810 [MPa] /1,25) = 374,07 [kN]

$F_{V,Ed} / F_{V,Rd\,P} \leq 1$

69,19 [kN] / 374,07 [kN] ≤ 1

0,18 ≤ 1

4.9.6. Resistencia a flexión del pasador

$M_{Ed} = F_{Ed}/8\cdot(b+4c+2a)$ = 69,19 [kN] /8·(80,0 [mm] + 4·0,0340 [mm] +2·60,0 [mm])

= 1,73 [kN·m]

$M_{Rd} = 0.8\cdot(\pi\cdot Ø^3/32)\cdot f_{yb}/\gamma_{M2}$ = 0.8·(π·35 [mm³] / 32)·680 [MPa] /1,25 = 1,83 [kN·m]

$M_{Ed} / M_{Rd} \leq 1$

1,73 [kN·m] / 1,83 [kN·m] ≤ 1

0,95 ≤ 1

4.9.7. Resistencia aplastamiento biela

$F_{Ed} = F_{b,Ed}$ = 69,19 [kN] = 69,19 [kN]

$F_{b,Rd} = 1.5\cdot t\cdot Ø\cdot f_y/\gamma_{M2}$ = 1.5·80 [mm]·35 [mm]· 370 [MPa] / 1,25 = 1243,20 [kN]

$F_{b,Ed} / F_{b,Ed} \leq 1$

69,19 [kN]/ 1243,20 [kN] ≤ 1

0,06 ≤ 1

4.9.8. Resistencia esfuerzo combinado

$(M_{Ed} / M_{Rd})^2 + (F_{V,Ed} / F_{V,Rd})^2 \leq 1$

(1,73 [kN·m] /1,83 [kN·m])² + (69,19 [kN] /1243,20 [kN])² ≤ 1

0,915 +0,0036 ≤ 1

0,92 ≤ 1

CAPITULO 5
EVALUACIÓN ECONÓMICA

La evaluación económica se presentará mostrando primero el costo de implementación del proyecto cambiando el diámetro de la pieza y posteriormente con el cambio de material y manteniendo su diámetro original.

5.1. ANALISIS DE COSTOS CON AUMENTO DE DIAMETRO PASADOR

5.1.1. Costo asociado a unidad detenida

Como se muestra en la *Tabla 5-1.- Costos unidad detenida con cambio de diámetro* el costo por unidad detenida supera enormemente los demás costos asociados a la falla, por lo que es urge realizar los cambios de pasadores en el menor tiempo posible realizando este trabajo de manera coordinada y con la mayor eficacia posible.

Costo Unidades Detenidas	
Tiempo Unidad Detenida por Cambio de Pasador [horas]	1,5
Numero de Pasadores a Cambiar	40
Tiempo Total Unidad Detenida [horas]	60
Potencia Declarada Unidad [MWh]	160
Precio Promedio Venta del MW [Dólar]	100
Costo Unidad sin Producción [Dólar]	$ 960.000
Costo Unidad sin Producción [CLP]	**$ 619.200.000**

Tabla 5-1.- Costos unidad detenida con cambio de diámetro

Fuente: Elaboración Propia con datos extraídos del departamento de mantención mecánica de Enel S.A.

5.1.2. Costo asociado a mano de obra

El costo por mano de obra como lo indica la *Tabla 5-2.- Costos mano de obra con cambio de diámetro* es menor que el de no producir por lo que la prioridad no es reducir costos por mano de obra sino optimizar y reducir los tiempos de cambio de pasadores. Por otra parte los valores referenciales a este costo son proporcionados por la empresa Imtech Ltda. que es la que tiene el contrato de mantenimiento de todas las centrales hidráulicas de Enel S.A.

Costos Mano de Obra	
Costo Mano de Obra por Hora	$ 300.000
Total [CLP]	**$ 18.000.000**

Tabla 5-2.- Costos mano de obra con cambio de diámetro

Fuente: Elaboración Propia con datos extraídos del departamento de mantención mecánica de Enel S.A.

5.1.3. Costo asociado a confección de los pasadores

Este costo al igual que el asociado a mano de obra no es elevado en relación al de unidad detenida por lo que no profundizaremos en el más que solo mostrar la tabla *Tabla 5-3.- Costo de fabricación de pasadores con cambio de diámetro* con los costos básicos.

Costos Pasadores	
Numero de Pasadores a Cambiar	40
Costo Repuestos [CLP]	$385.000
Total [CLP]	**$15.400.000**

Tabla 5-3.- Costo de fabricación de pasadores con cambio de diámetro

Fuente: Elaboración Propia con datos extraídos del departamento de mantención mecánica de Enel S.A.

5.1.4. Costo total

Acá se tiene la suma de costo por unidad detenida, por mano de obra y por confección de los pasadores (*Tabla 5-4.- Costo total cambio de pasador con cambio de diámetro*).

Costo Total Proyecto Cambio de Pasadores	**$ 652.600.000**

Tabla 5-4.- Costo total cambio de pasador con cambio de diámetro

Fuente: Elaboración Propia con datos extraídos del departamento de mantención mecánica de Enel S.A.

5.2. ANALISIS DE COSTOS CON CAMBIO DE MATERIAL

5.2.1. Costo asociado a unidad detenida

El costo por unidad detenida con cambio de material es el mismo que el costo con aumento de diámetro, esto ya que el tiempo que la unidad debe estar detenida para realizar los cambios de pasador es el mismo en ambos casos.

Costo Unidades Detenidas	
Tiempo Unidad Detenida por Cambio de Pasador [horas]	1,5
Numero de Pasadores a Cambiar	40
Tiempo Total Unidad Detenida [horas]	60
Potencia Declarada Unidad [MWh]	160
Precio Promedio Venta del MW [Dólar]	100
Costo Unidad sin Producción [Dólar]	$ 960.000
Costo Unidad sin Producción [CLP]	**$ 619.200.000**

Tabla 5-5.- Costo total cambio de pasador con cambio de material

Fuente: Elaboración Propia con datos extraídos del departamento de mantención mecánica de Enel S.A.

5.2.2. Costo asociado a mano de obra

El costo por mano de obra con cambio de material es el mismo que el costo por mano de obra con cambio de diámetro, los datos proporcionados también fueron consultados a Imtech Ltda.

Costos Mano de Obra	
Costo Mano de Obra por Hora	$ 300.000
Total [CLP]	**$ 18.000.000**

Tabla 5-6.- Costo total cambio de pasador con cambio de material

Fuente: Elaboración Propia con datos extraídos del departamento de mantención mecánica de Enel S.A.

5.2.3. Costo asociado a confección de los pasadores

Este costo es relativamente bajo al igual que en el caso anterior (con cambio de diámetro) por lo que no afecta demasiado el monto final del proyecto.

Costos Pasadores	
Numero de Pasadores a Cambiar	40
Costo Repuestos [CLP]	$ 460.000
Total [CLP]	**$ 18.400.000**

Tabla 5-7.- Costo total cambio de pasador con cambio de material

Fuente: Elaboración Propia con datos extraídos del departamento de mantención mecánica de Enel S.A

5.2.4. Costo total

Se puede apreciar que el costo total del proyecto cuando se realiza cambio de material es levemente mayor (mayor en tres millones de pesos) que el proyecto con aumento de diámetro del pasador.

Costo Total Proyecto Cambio de Pasadores	**$ 655.600.000**

Tabla 5-8.- Costo total cambio de pasador con cambio de material

Fuente: Elaboración Propia con datos extraídos del departamento de mantención mecánica de Enel S.A.

RECOMENDACIONES

Como recomendación principal, se puede decir que las fallas de este tipo con tiempo aumentaran, así como la tendencia que muestran los registros, por lo que se debe tomar acción al respecto por lo que se debe tomar en cuenta cualquiera de las dos opciones presentadas en este trabajo de título.

Tomando en cuenta que en doce años la falla causo un costo total de 3.043.7800 [pesos] y el costo de implementación del proyecto es 655.000.000 [pesos], se recomienda la implementación de este ya que permitirá un gran ahorro a la empresa en tiempo y confiabilidad en el equipo principal de producción, específicamente las turbinas, se hace mención a que cuanto antes se tomen medidas mayor será el ahorro en el coste por mantenimiento.

CONCLUSIÓN

Del presente trabajo de título podemos concluir:

- Que la investigación realizada en el pasador de cizalle nos da una solución práctica para detener el incremento de fallas por el rompimiento de este elemento, así también el costo que representa que la unidad se encuentre detenida para su mantenimiento.

- Que por el lado de los costos se puede apreciar que cuando ocurre la falla se merma considerablemente los ingresos por venta de electricidad de esta empresa, y si bien implementar un plan de cambio en la totalidad de los pasadores involucra un alto costo, este es siempre menor al gasto que se ha de realizar en la implementación de la propuesta.

- Se logró adquirir conocimiento del funcionamiento y operación de una central hidráulica, específicamente de una turbina Francis de eje vertical.

- Se logra entregar un aporte de una posible solución a una problemática en el departamento de mantenimiento de la central que ha ido en aumento atreves del tiempo.

- Se amplían conocimientos sobre los criterios, protocolos y procedimientos de mantenimiento y operación de una central hidroeléctrica, los cuales acercan a la vida laboral al estudiante.

BIBLIOGRAFIA

LIBROS - MANUALES

- **Selección y Dimensionamiento de Turbinas Hidráulicas para Centrales Hidroeléctricas.**

Autor: Héctor García Gutiérrez, Arturo Nava Mastache

Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería

Año: 2013

- **Compendio de Normas para Productos de Acero.**

Tercera Edición

Año: 2000

- **Manual de Uniones Atornilladas Laterales**

Autor: Dr. Eng. JESÚS ORTIZ - **HCA** y Dp. Estr. Edif., **ETSAM, UPM**

Año: 2009

- **Manual de Construcción de Turbinas Central Hidroeléctrica Antuco, Región del Biobío, Chile.**

Autor: Hitachi

Año: 1980

- **Manual de Operación de Turbinas Central Hidroeléctrica Antuco, Región del Biobío, Chile.**

Autor: Hitachi

Año: 1980

- **Trabajo de grado "Caracterización de una Turbina del Tipo Francis Utilizada por una Empresa Local de Generación de Energía"**

Autor: Juan Esteban Gallego Betancur, Universidad EAFIT

Año: 2006

INTERNET

- www.totalmateria.com
- https://www.researchgate.net/publication/274721814_Guide_vanes_in_Francis_Turbine
- http://es.pfernandezdiez.es/?pageID=19
- https://es.slideshare.net/MagnusMG/09-dimensiones-y-resistencias-de-los-tubulares
- http://caminos.udc.es/info/asignaturas/grado_itop/411/contenido_publico/recursos/tema07.pdf
- http://www.totalmateria.com/page.aspx?ID=Login&LN=ES

ANEXOS

- Grafico 2-1 [Los datos de este grafico fueron extraídos del historial de fallas y anomalías proporcionado por Enel S.A.]

Etiquetas de fila	Suma de Costo Total Anual [CLP]
2003	$43.829.600
2005	$542.345.600
2006	$82.911.200
2009	$136.223.600
2010	$277.120.000
2011	$119.656.400
2013	$255.380.000
2014	$628.504.800
2015	$1.054.791.600
Total General	**$3.140.762.800**

- Como anexo se muestran a continuación los planos de las piezas involucradas en la investigación de este trabajo de título, el orden es: N° 10S-174-822 (Pasador de cizalle), N° 10S-180-851 (Pasador excéntrico), N° 10S-174-989 (Eslabón), N° 10S-120-377 (Biela), N° 10P-051-409 (Vista general del anillo de mando), N° 10Q-078-041 (esquema del cierre de alabes), N10R-115-302 (Materiales de los elementos).