

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA
SALESIANA**
Carrera de Ingeniería Mecánica

**“EMPLAZAMIENTO, IMPLEMENTACIÓN, MONITOREO Y
EVALUACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE
UN SISTEMA EÓLICO PARA RIEGO EN LA LOCALIDAD DE
PAUTE – AZUAY”**

**TESIS DE GRADO PREVIO A
LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO MECÁNICO**

**AUTORES: Edgar Fabián Llivichuzca Chacha
Rodrigo Mauricio Orden Verdugo**

DIRECTOR: Ing. John Calle Msc.

Cuenca, Enero de 2012

DECLARACIÓN

Nosotros, Edgar Fabián Llivichuzca Chacha y Rodrigo Mauricio Orden Verdugo, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Edgar Fabián Llivichuzca Chacha

Rodrigo Mauricio Orden Verdugo

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Edgar Fabián Llivichuzca Chacha y Rodrigo Mauricio Orden Verdugo, bajo mi supervisión.

Ingeniero John Calle
DIRECTOR DE PROYECTO

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a Dios, a mis padres: Juan Llivichusca, Concepción Chacha, que me brindaron el apoyo y fortaleza en el desarrollo de este proyecto y a culminar la carrera profesional que tanto anhele en mi vida, a mi hijo Damián y a mi esposa Mónica, que con amor y paciencia me apoyo en los momentos más difíciles.

Fabián

DEDICATORIA

Esta tesis va dedicada con el más grande cariño y afecto mis padres, ya que sin su apoyo y paciencia, no hubiese llegado a estar donde estoy, ni ser lo que soy, son y serán mi ejemplo más grande a seguir.

Gracias Rodrigo, Julia y Jenny, por su respaldo incondicional que hoy se ve plasmado en la finalización de mi carrera y gracias a ti Belén por brindarme tu amor y paciencia.

Mauricio

AGRADECIMIENTOS

Darles las gracias es lo menos que podemos hacer a todas las personas que estuvieron a nuestro alrededor y fueron parte de una u otra forma del desarrollo de nuestra tesis.

- Compañeros de aula, que se convirtieron en grandes amigos y estuvieron presentes para celebrar nuestros logros y ser el apoyo en nuestros fracasos, tanto universitarios como del diario vivir.
- Nuestras familias que soportaron todos estos años de vida universitaria y nunca dejaron de brindarnos el valor para seguir adelante.
- Todos los profesionales, maestros y amigos que con sus conocimientos y experiencias nos brindaron su ayuda para el desarrollo de este proyecto.
- A nuestro director de tesis, Ingeniero John Calle quién supo dirigirnos con sabiduría en el transcurso de la elaboración del proyecto.
- A la Universidad Politécnica Salesiana, por los conocimientos brindados a lo largo de todos los años de estudio y por el financiamiento para la elaboración del proyecto de tesis

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTULO I	1
DIAGNÓSTICO DEL SECTOR DE EMPLAZAMIENTO	1
INTRODUCCIÓN	1
1.1 DETERMINACIÓN DE LA ZONA DE EMPLAZAMIENTO	2
1.2 ESTUDIOS DE LA ZONA DE EMPLAZAMIENTO	5
1.2.1 MEDICIÓN DE LA VELOCIDAD DE VIENTO	5
1.2.1.1 Instrumento de medición utilizado	6
1.2.1.2 Velocidades de viento previas al emplazamiento	7
1.2.1.3 Análisis de Resultados	9
CAPÍTULO II	10
ESTADO DEL ARTE DE LAS BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO	10
INTRODUCCIÓN	10
2.1 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS DE AGUA	11
2.1.1 TIPOS DE BOMBAS	11
2.1.1.1 Según el principio de funcionamiento	11
2.1.2 BOMBAS CENTRÍFUGAS	15
2.1.3 PRINCIPIO DEL DESPLAZAMIENTO POSITIVO	16
2.1.3.1 Comparación de las bombas rotodinámicas y las bombas de émbolo	17
2.1.3.2 Caudal teórico, caudal real y caudal instantáneo	18
2.1.3.3 Potencia indicada y potencia útil: diagrama del indicador	21
2.1.3.4 Tipos diversos de bombas de pistón	23
2.2 DISEÑO DE LA BOMBA RECIPROCANTE	27
2.2.1 TORQUE Y CAUDAL	27
2.2.2 EFICIENCIAS VOLUMÉTRICA Y MECÁNICA	30
2.2.3 ACOPLAMIENTO DE UNA BOMBA A UN ROTOR EÓLICO	31
2.2.3.1 Punto de coincidencia de diseño	32
2.2.3.2 Salida a largo plazo y disponibilidad de salida	33
2.2.4 FUERZAS EN EL EJE DE LA BOMBA	34
2.2.4.1 Examinación de las fuerzas en la varilla de bombeo	35
2.2.4.2 Fuerza en la varilla de bombeo	38
2.2.5 ELECCIÓN DEL TAMAÑO DE LA BOMBA	38
2.2.5.1 Elección de la velocidad de viento de diseño	39
2.2.5.2 Elección del esfuerzo de la bomba	41
2.2.5.3 Control de la fuerza de la varilla de la bomba	41
2.2.6 ELECCIÓN DE MATERIALES	42
2.2.6.1 Válvula	42
2.2.6.2 Cilindro	42
2.2.6.3 Varilla de la bomba	43
2.2.6.4 Salida principal	43
2.2.6.5 Sello	43
2.2.7 MATERIALES Y CORROSIÓN	44
2.2.7.1 Erosión corrosiva	44
2.2.7.2 Cavitación erosiva	44
2.2.7.3 Picaduras	44
2.2.7.4 Grietas	45
2.2.7.5 Corrosión galvánica	45
2.2.7.6 Fatiga	45

2.2.8	DISEÑO DE LA VÁLVULA	46
2.2.8.1	Válvula: altura de elevación	47
2.2.8.2	Procedimiento de diseño: Válvula de disco plano	47
CAPÍTULO III		50
DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE MEJORAS		50
INTRODUCCIÓN		50
3.1	CONSTRUCCIÓN DE LA BASE DE EMPLAZAMIENTO	51
3.1.1	DISEÑO DE LAS ZAPATAS	51
3.1.1.1	Consideraciones Generales para el Diseño	52
3.1.2	DIMENSIONAMIENTO DE LA PLACA BASE	54
3.1.3	DIMENSIONAMIENTO DEL POZO DE ABASTECIMIENTO DE LA BOMBA	54
3.1.4	CONEXIÓN PISCINA – POZO DE ABASTECIMIENTO	55
3.2	PROPUESTA DE MEJORAS	59
3.2.1	PROPUESTA DE MEJORAS PARA EL SISTEMA DE BOMBEO	61
3.3	DISEÑO DE LA BOMBA DIFERENCIAL	62
3.3.1	CÁLCULO DE LA FUERZA EJERCIDA POR EL AGUA SOBRE EL PISTÓN	62
3.3.2	CÁLCULO DE RPM Y CICLOS POR SEGUNDO	63
3.3.3	CÁLCULO DEL CAUDAL MEDIO	63
3.3.4	CÁLCULO DEL TORQUE	64
3.3.4.1	Torque Inicial	64
3.3.4.2	Torque medio	64
3.3.5	CÁLCULO DE POTENCIAS Y EFICIENCIAS	64
3.3.5.1	Cálculo de Potencia Hidráulica	64
3.3.5.2	Cálculo de Potencia Mecánica	64
3.3.5.3	Cálculo de Eficiencia Volumétrica y Mecánica	65
3.3.6	PUNTO DE COINCIDENCIA DE DISEÑO	65
3.3.6.1	Cálculo de la Velocidad de viento de Diseño	65
3.3.6.2	Cálculo de Caudal de Diseño	66
3.3.7	SALIDA A LARGO PLAZO Y DISPONIBILIDAD DE SALIDA	66
3.3.7.1	Disponibilidad de Salida	66
3.3.7.2	Producción a Largo Plazo	66
3.3.8	FUERZAS EN EL EJE DE BOMBEO	67
3.3.8.1	Fuerza Estática	67
3.3.8.2	Fuerza de Aceleración de la columna de agua	67
3.3.8.3	Fuerza del Eje de Bombeo	67
3.3.9	ESFUERZO MÁXIMO EN EL EJE DE BOMBEO	68
3.3.10	CONTROL DE LA FUERZA DEL EJE DE BOMBEO	68
3.3.10.1	Velocidad Máxima de la Bomba	68
3.3.10.2	Velocidad Máxima Eficaz	69
3.3.10.3	Fuerza Máxima en el Eje de Bombeo	69
3.3.11	DISEÑO DE LA VÁLVULA	72
3.3.12	DIMENSIONAMIENTO DE LA BOMBA DIFERENCIAL	74
3.3.12.1	Dimensionamiento del vástago.	74
3.3.12.2	Dimensionamiento del émbolo.	74
3.3.12.3	Dimensionamiento de la Cámara de la Bomba	75
3.3.12.4	Dimensionamiento de la Cámara de Aire	76
3.4	CONSTRUCCIÓN DE LA BOMBA DIFERENCIAL	76
3.4.1	CONSTRUCCIÓN DEL VÁSTAGO	76
3.4.1.1	Construcción del Vástago	76
3.4.2	CONSTRUCCIÓN DEL ÉMBOLO	77
3.4.2.1	Construcción de la base del émbolo	77

3.4.2.2	Construcción de los separadores de empaques	78
3.4.2.3	Construcción de los empaques	78
3.4.2.4	Construcción de la válvula check	79
3.4.3	CONSTRUCCIÓN DE LA CÁMARA	80
3.4.3.1	Construcción de la cámara (Cuerpo)	80
3.4.3.2	Construcción de los pernos tensores	81
3.4.3.3	Construcción de las bridas superior e inferior	82
3.4.4	CONSTRUCCIÓN DE LA CÁMARA DE AIRE	83
3.5	FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA DIFERENCIAL	84
3.6	IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	85
3.6.1	IMPLEMENTACIÓN DE LA BOMBA DIFERENCIAL	85
3.6.2	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	86
CAPÍTULO IV		91
ANÁLISIS DE COSTOS		91
INTRODUCCIÓN		91
4.1	COSTO DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA	91
4.1.1	COSTO MANTENIMIENTO DE LA ESTRUCTURA, ROTOR Y SISTEMA DE ORIENTACIÓN	91
4.1.2	COSTO MANTENIMIENTO DEL REDUCTOR DE VELCIDAD.	93
4.1.3	COSTO TOTAL DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA.	93
4.2	COSTO DE DESMONTAJE Y MONTAJE DEL SISTEMA.	93
4.2.1	COSTO DE DESMONTAJE DEL SISTEMA Y TRASLADO AL TALLER DE MANTENIMIENTO.	94
4.2.2	COSTO DE MONTAJE DEL SISTEMA EN EL LUGAR DE EMPLAZAMIENTO.	94
4.2.3	COSTO TOTAL DE DESMONTAJE Y MONTAJE DEL SISTEMA.	94
4.3	COSTO DE OBRA CIVIL.	94
4.3.1	COSTO DE ZAPATAS Y POZO DE RECEPCION DE AGUA.	95
4.3.2	COSTO DE DUCTO DE CONEXIÓN POZO-RESERVORIO	95
4.3.3	COSTO DEL MURO DE PROTECCION.	95
4.3.4	COSTO TOTAL DE LA OBRA CIVIL.	96
4.4	COSTO TOTAL DE EMPLAZAMIENTO DEL SISTEMA EOLICO.	96
4.5	COSTO DE LA CONSTRUCCION DE MEJORAS.	96
4.5.1	COSTO DE LA BOMBA CON SISTEMA DIFERENCIAL.	96
4.5.2	COSTO DE LA CAMARA DE AMORTIGUACION.	98
4.5.3	COSTO DE LAS RUEDAS ESTABILIZADORAS DEL EJE DE ACCIONAMIENTO.	99
4.5.4	COSTO DE LA INSTALACION DE LOS ELEMENTOS CON SUS DEBIDOS ACCESORIOS.	99
4.5.5	COSTO TOTAL DE LA IMPLEMENTACION DE MEJORAS.	100
4.6	COSTO TOTAL DEL PROYECTO.	100
4.7	ANALISIS DE COSTOS.	101
4.7.1	COSTO DE LA AEROBOMBA	101
4.7.2	COSTO DE INSTALACIÓN OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	101
4.7.3	COSTO APROXIMADO DE LA AEROBOMBA	101

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1 Velocidad del Viento en puntos considerados en el Campus Juan Lunardi</i>	2
<i>Tabla 2 Posibilidad de uso de Energía Eólica basada en la velocidad de viento</i>	3
<i>Tabla 3 Velocidades de viento en (m/s) medidas en el sector de emplazamiento</i>	8
<i>Tabla 4 Velocidades promedio y porcentajes obtenidos</i>	8
<i>Tabla 5 Carga de trabajo para diferentes tipos de terreno</i>	51
<i>Tabla 6 Propiedades físicas del agua según el Sistema Internacional.</i>	56
<i>Tabla 7 Tabla de cañerías galvanizadas</i>	68
<i>Tabla 8 Fuerza aplicada al eje de bombeo</i>	70
<i>Tabla 9 Fuerza máxima aplicada sobre el eje de bombeo</i>	71
<i>Tabla 10 Revoluciones por minuto alcanzadas por el sistema y Figura 46 Gráfica del giro del rotor</i>	86
<i>Tabla 11 Datos generados por el sistema de aerobomba con $s = 0,26m$</i>	87
<i>Tabla 12 Datos generados por el sistema de aerobomba con $s = 0,15m$</i>	89
<i>Tabla 13 Costo de elementos utilizados para el mantenimiento preventivo de la estructura</i>	92
<i>Tabla 14 Costo de materiales utilizados para reparación</i>	92
<i>Tabla 15 Costo de materiales para el mantenimiento del reductor de velocidad</i>	93
<i>Tabla 16 Costo total de mantenimiento del sistema</i>	93
<i>Tabla 17 Costo total de desmontaje del sistema</i>	94
<i>Tabla 18 Costo total de montaje del sistema</i>	94
<i>Tabla 19 Costo total de desmontaje y montaje del sistema</i>	94
<i>Tabla 20 Costo de la construcción de la zapatas y pozo de recepción</i>	95
<i>Tabla 21 Costo del ducto de conexión</i>	95
<i>Tabla 22 Costo del muro de protección</i>	95
<i>Tabla 23 Costo de la obra civil</i>	96
<i>Tabla 24 Costo total de emplazamiento del sistema eólico</i>	96
<i>Tabla 25 Costo total de materiales empleados en la bomba diferencial</i>	97
<i>Tabla 26 Costo total de la bomba diferencial</i>	97
<i>Tabla 27 Tabla de designaciones de elementos</i>	97
<i>Tabla 28 Costo de materiales empleados en la cámara de amortiguación</i>	98
<i>Tabla 29 Costo total de la cámara de amortiguación</i>	98
<i>Tabla 30 Tabla de designaciones de elementos</i>	98
<i>Tabla 31 Costo de materiales empleados en las ruedas estabilizadoras</i>	99
<i>Tabla 32 Costo total – rueda estabilizadora</i>	99
<i>Tabla 33 Designaciones de elementos</i>	99
<i>Tabla 34 Elementos y accesorios para la instalación</i>	99
<i>Tabla 35 Costo total de la implementación de las mejoras</i>	100
<i>Tabla 36 Costo total del proyecto</i>	100
<i>Tabla 37 Costo Aproximado de la Aerobomba</i>	101
<i>Tabla 38 Costo Aproximado de la Aerobomba</i>	102
<i>Tabla 39 Costo por m^3 de agua con $s = 0,26m$</i>	102
<i>Tabla 40 Costo por m^3 de agua con $s = 0,15m$</i>	103
<i>Tabla 41 Costo del m^3 de agua con distintas fuentes de energía</i>	103

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Aerobomba instalada para bombeo directo	1
Figura 2 Aerobomba instalada para bombeo remoto	2
Figura 3 Velocidades promedio	8
Figura 4 Velocidades Promedio	8
Figura 5 Bomba de agua antigua	10
Figura 6 Bomba de lóbulos	12
Figura 7 Bomba rotodinámica axial	13
Figura 8 Bomba centrífuga de 5 etapas	13
Figura 9 Clasificación de Bombas	14
Figura 10 Impulsor y carcasa de una bomba centrífuga	15
Figura 11 Cilindro de una bomba de desplazamiento positivo	16
Figura 12 Campo de aplicación de las bombas	18
Figura 13 Esquema de bomba de pistón de simple efecto	18
Figura 14 Diagramas diversos del indicador. El diagrama (a) acusa que la válvula de impulsión no se cierra a tiempo; (b) ambas válvulas funcionan mal; (c) la válvula de aspiración no se cierra a tiempo; (d) vacío insuficiente.	22
Figura 15 Bomba de pistón sin válvulas	23
Figura 16 Bomba diferencial	24
Figura 17 Esquema de una bomba de doble efecto	24
Figura 18 Bomba vertical de potencia triplex	26
Figura 19 Aerobomba con bomba de pistón de simple efecto	28
Figura 20 Variación de la carga sobre la varilla de la bomba	36
Figura 21 Varilla de acoplamiento, geometría crítica	38
Figura 22 Valores de la salida en relación de VdV_{med}	40
Figura 23 Disponibilidad de salida de más de 10% de la producción de diseño en relación de VdV_{med} para el factor de Weibullk = 2.	40
Figura 24 Lay-out de un diseño de válvula plana	46
Figura 25 Lay-out de un diseño de válvula cónica	46
Figura 26 Lay-out de un diseño de válvula de bola	47
Figura 27 Modelo de válvula plana con agujero central	48
Figura 28 Placa base galvanizada. Figura 29 Placa base fundida en el interior de la zapata	54
Figura 30 Pozo de abastecimiento con paredes de ladrillo y al interior enlucido	55
Figura 31 Ubicación del pozo de abastecimiento con respecto a la piscina de reserva	55
Figura 32 Flujo a través de la cañería desde la piscina de reserva	57
Figura 33 Pistón de doble acción. Dúplex	61
Figura 34 Bomba Diferencial	62
Figura 35 Desplazamiento al aplicar la fuerza normal sobre el eje de bombeo	70
Figura 36 Desplazamiento al aplicar la fuerza máxima sobre el eje de bombeo	71
Figura 37 Válvula acoplada al émbolo	73
Figura 38 Vástago de la bomba	74
Figura 39 y Figura 40 Émbolo de la bomba	75
Figura 41 y Figura 42 Cámara de la bomba	75
Figura 43 Cámara de Aire	76
Figura 44 Funcionamiento de la bomba diferencial a) Bomba en estado inicial, b) Proceso de aspiración, c) Bomba estado superior, d) Apertura de válvula, e) Proceso de impulsión y f) Estado inicial, cierre de válvula.	84
Tabla 10 Revoluciones por minuto alcanzadas por el sistema y Figura 45 Gráfica del giro del rotor	86
Figura 46 Caudal obtenido en l/s con $s = 0,26m$	88
Figura 47 Caudal obtenido en l/h con $s = 0,26m$	88
Figura 48 Caudal obtenido en l/s con $s = 0,15m$	90
Figura 49 Caudal obtenido en l/h con $s = 0,15m$	90

ÍNDICE DE FOTOGRAFÍAS

<i>Fotografía 1 Dirección del viento en uno de los posibles lugares de instalación (Campus Juan Lunardi, sector Yumacay - Paute - Azuay)</i>	3
<i>Fotografía 2 Sector elegido para la implementación del sistema eólico</i>	4
<i>Fotografía 3 Sector elegido para la implementación del sistema eólico</i>	5
<i>Fotografía 4 Anemómetro Digital Kestrel 4000</i>	6
<i>Fotografía 5 y Fotografía 6 Anemómetro con base de direccionamiento</i>	7
<i>Fotografía 7 Perforado de suelo con la ayuda de una retroexcavadora</i>	58
<i>Fotografía 8 Componentes del terreno para el emplazamiento</i>	58
<i>Fotografía 9 y Fotografía 10. Construcción del pozo de abastecimiento y zapatas</i>	58
<i>Fotografía 11 y Fotografía 12. Pruebas del sistema en funcionamiento</i>	59
<i>Fotografía 13 Sujeción anterior de diagonales con grilletes y guías de la varilla de bombeo con tensores.</i>	59
<i>Fotografía 14 Sujeción actual de diagonales con pernos. Fotografía 15 Orientación de la tubería de bombeo con ruedas guías</i>	60
<i>Fotografía 16 Sistema articulado en la sujeción sistema de orientación - caja reductora</i>	60
<i>Fotografía 17 Aerobomba con eje de bombeo instalado</i>	69
<i>Fotografía 18 Vástago de la bomba</i>	77
<i>Fotografía 19 Base del émbolo</i>	77
<i>Fotografía 20 Separadores de empaques</i>	78
<i>Fotografía 21 Empaques de suela</i>	78
<i>Fotografía 22 Empaques de poliuretano</i>	79
<i>Fotografía 23 Válvula check</i>	79
<i>Fotografía 24 Émbolo armado</i>	80
<i>Fotografía 25 Émbolo y vástago acoplados</i>	80
<i>Fotografía 26 Cámara o cuerpo de la bomba</i>	81
<i>Fotografía 27 Pernos tensores</i>	81
<i>Fotografía 28 Brida inferior. Fotografía 29 Brida Superior</i>	82
<i>Fotografía 30 Bomba diferencial armada</i>	82
<i>Fotografía 31 Cámara de aire</i>	83
<i>Fotografía 32 Implementación de la bomba</i>	85
<i>Fotografía 33 Bomba diferencial instalada</i>	85
CONCLUSIONES	104
RECOMENDACIONES	106
BIBLIOGRAFÍA	107
ANEXOS	108

INTRODUCCIÓN

Las energías renovables o también llamadas energías limpias están siendo estudiadas ya desde mucho tiempo atrás en varios países a nivel mundial; la Universidad Politécnica Salesiana se encuentra investigando la aplicación de estas energías, ya se encuentran implementadas en algunos sectores del país.

Hablando en particular de los molinos de viento mecánicos para el bombeo de agua conocidos como aerobombas, son utilizados para una variedad de aplicaciones como el suministro de agua limpia para fines domésticos, suministro de agua para ganado, labores de irrigación, drenaje, movimiento de agua en granjas, piscícolas, entre otras.

Dependiendo de la aplicación y de la disponibilidad tecnológica, diferentes tipos de sistemas de aerobombeo se han desarrollado. La elección del tipo de bombas es bastante amplia y se han realizado diseños con bombas de pistón, bombas centrífugas, de tornillo, de ascenso de aire, entre otras; indudablemente que cualquier combinación depende de la fuente de agua disponible

Con los estudios del sector de emplazamiento, contando con una fuente de agua, como de velocidades de viento que garanticen el arranque y movimiento del sistema, el sistema más utilizado es el de molino multipala. acoplado a una bomba de simple efecto, estas instalaciones son muy comunes en nuestro país y son muy utilizadas para la oxigenación del agua, pero dependen de velocidades de viento superiores a 3 m/s, es por esto que en el presente proyecto se analiza la forma de aprovechar de velocidades de viento iguales o menores a 3m/s y que puedan trabajar en el bombeo de agua en sectores que presenten velocidades de viento irregulares, ya que los sistemas implementados en la actualidad funcionan en zonas con excelentes velocidades de viento.

El sistema mecánico de la estructura, el rotor y la transmisión, son parámetros ya probados de una aerobomba, desarrollado en un proyecto de tesis anterior por Luis Chunchi y Juan Pablo Guamán, entonces el proyecto se apunta directamente al diseño mecánico de la bomba. Lo ideal sería obtener un flujo continuo de salida de agua que puede lograrse con la instalación de una bomba de doble efecto pero por la robustez de esta y el alto coste de los implementos necesarios para su construcción hacen que no se utilicen estos sistemas, para lo cual con las investigaciones realizadas se observó de la poca aplicación de las bombas diferenciales debido a problemas de cavitación que se presentan dentro de la bomba. Basándonos en los esquemas de estas bombas se plantea el diseño de la bomba diferencial que mediante el diseño en CAD y cálculos podemos realizar esta construcción y que nos permitirá la obtención de un flujo continuo de agua utilizando materiales similares a los utilizados para la construcción de una bomba de simple efecto, y es más la bomba diferencial trabaja como una bomba de simple efecto en el momento de aspiración y como una bomba de doble efecto al momento succión.

Con los diseños realizados y con las dimensiones de la bomba se procede a la construcción de cada uno de los elementos de la bomba mediante procesos de mecanizado con y sin arranque de viruta, para posteriormente realizar el ensamblaje de la bomba como se indica en el capítulo III.

Emplazado el sistema y acoplada la bomba se realizan las pruebas de funcionamiento, obteniendo el flujo de salida de agua de continuo con la bomba diferencial se procede al análisis técnico financiero para determinar la rentabilidad del sistema.

Comprobando que el sistema funciona en condiciones críticas de viento y que puede funcionar con velocidades inferiores a 3 m/s, se concluye que estos sistemas de aerobomba trabajando con una bomba diferencial y con una carrera de desplazamiento baja pueden elevar altas cabezas de bombeo con caudales continuos, ayudando con esto al uso y aplicación de energías renovables.

CAPÍTULO I

DIAGNÓSTICO DEL SECTOR DE EMPLAZAMIENTO

INTRODUCCIÓN

En la provincia del Azuay no existen montes muy elevados a excepción del Quinza – Cruz, que alcanza los 4478 metros; el resto tiene una altura inferior a 4000 metros, esto enlazado con los valles que encierra la provincia como son los valles de Tomebamba, Paute, Gualaceo y Burgay y el amplio altiplano de Tarqui, hacen que la provincia presente características idóneas en su geografía para la aplicación de sistemas de bombeo impulsado por la molinos de viento.

Las bondades climáticas y orográficas de la provincia, hacen posible la implementación de sistemas de aerobombeo, que aprovechen las velocidades de viento existentes en todos los cantones del Azuay.

Estos sistemas de aerobomba están ya siendo utilizados en cantones como Paute, Chordeleg y en el sector de Tarqui, donde existen velocidades de viento muy elevadas, que están presentes en la mayor parte del día.

Las situaciones de bombeo que son más comunes dentro de la provincia son las que se indican a continuación:

Primera situación de bombeo: Cuando la fuente de agua es un se aplica el bombeo directo en el cual el molino se coloca directamente sobre la fuente de agua. Este tipo de instalación es la más común de las aplicaciones de aerobombeo.

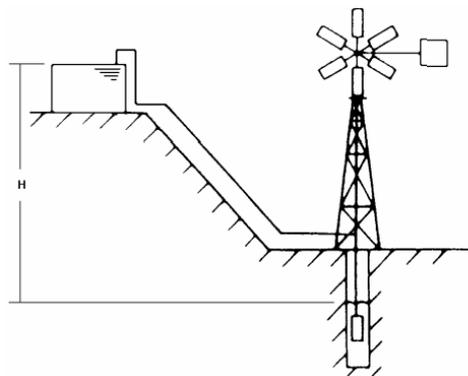


Figura 1 Aerobomba instalada para bombeo directo

Fuente:

Guía para la Utilización de la Energía Eólica para Bombeo de Agua (Energética, 2003, pág. 8)¹.

¹ Energética, U. d. (2003). *GUÍA PARA LA UTILIZACIÓN DE LA ENERGÍA EÓLICA PARA BOMBEO DE AGUA*. Bogotá: UPME.

Segunda Situación: Cuando la bomba está extrayendo agua de un río y la bomba hidráulica puede ser localizada en la base de la torre y la acción de bombeo de realiza lateralmente.

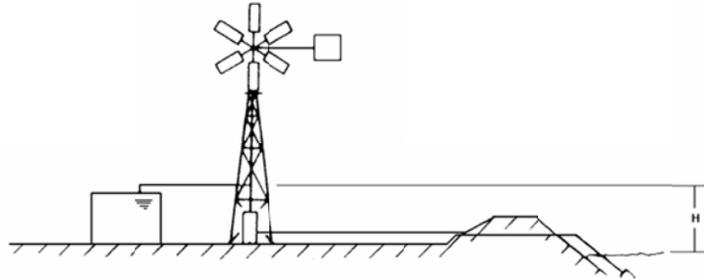


Figura 2 Aerobomba instalada para bombeo remoto
Fuente: Guía para la Utilización de la Energía Eólica para Bombeo de Agua (Energética, 2003, pág. 8).

Dependiendo del tipo de instalación, sea directa o de bombeo remoto, se han desarrollado esquemas de bombeo en la cual se incluyen transmisiones de movimiento de diversas formas. Por lo tanto cada solución determina el tipo de bomba hidráulica que se puede utilizar.

1.1 DETERMINACIÓN DE LA ZONA DE EMPLAZAMIENTO

El sistema de aerobomba a ser emplazado presenta el tipo de aerobomba para bombeo directo, para esto debemos determinar la zona en donde el viento sea favorable al sistema y tengamos una fuente de agua que nos sirva de alimentación para de ahí bombearla a un reservorio superior que nos permita utilizarla para riego mediante gravedad.

La primera propuesta de emplazamiento se la hace en el sector del Campus Juan Lunardi, en el sector de Yumacay – Paute – Azuay, propiedad de la Universidad Politécnica Salesiana, y que se considera un lugar adecuado para el emplazamiento, debido a que se pueden realizar estudios posteriores, utilizándolo como un sistema de pruebas.

En el campus se realizan mediciones de viento en diferentes puntos obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 1 Velocidad del Viento en puntos considerados en el Campus Juan Lunardi

Puntos	Velocidad Máx. del Viento (m/s)
Punto 1	3,2
Punto 2	3,5
Punto 3	4,2

Fuente: Elaboración Propia.

Con las velocidades de viento obtenidas se determina que el sector puede considerarse como un posible lugar de emplazamiento del sistema comparando los datos obtenidos con los datos de la siguiente tabla:

Tabla 2 Posibilidad de uso de Energía Eólica basada en la velocidad de viento

Promedio Anual de Velocidad de viento 10 metros de altura

Posibilidad de Uso de Energía Eólica

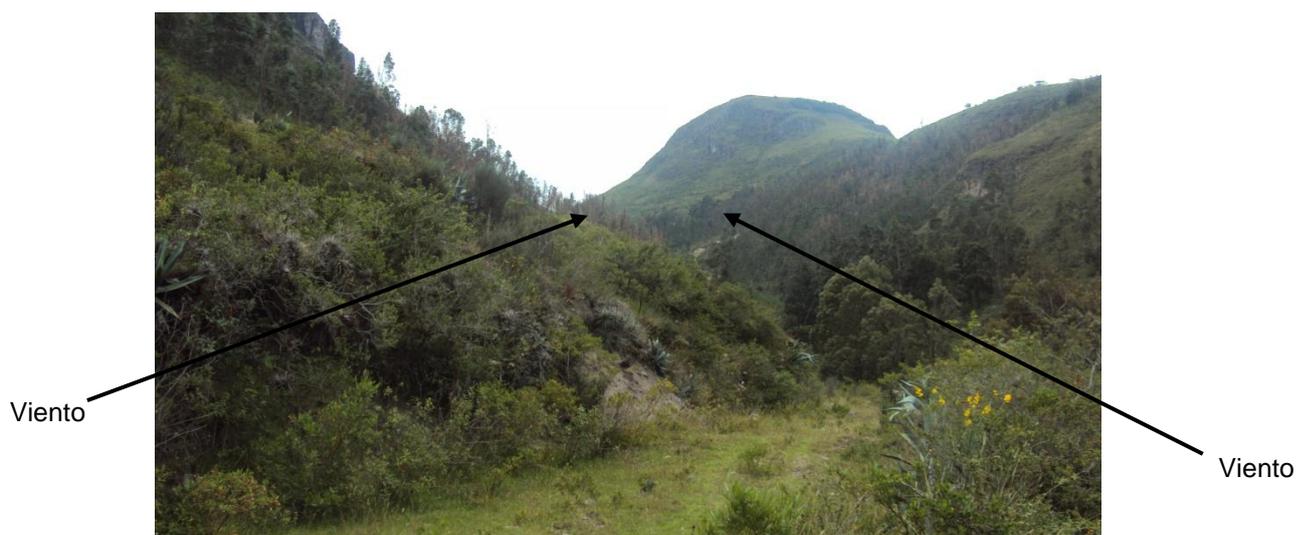
Menor a 3 m/s	Usualmente no es viable, a menos que existan circunstancias especiales para una mejor evaluación
3 - 4 m/s	Puede ser una buena opción para equipos de aerobombeo, poco viable para aerogeneración eléctrica
4 - 5 m/s	Aerobombas son competitivas económicamente a los equipos Diesel, bombeo aero-eléctrico es viable
Más de 5 m/s	Viable para aerobombeo y aerogeneración eléctrica.
Más de 6 m/s	Viable para aerobombeo, aerogeneración con sistemas autónomos y para sistemas conectados a la red eléctrica.

Fuente:

Guía para la Utilización de la Energía Eólica para Bombeo de Agua (Energética, 2003, pág. 26).

En el proceso de las mediciones de la velocidad de viento en el Campus Juan Lunardi, se detectan problemas debido a que la dirección del viento es convergente lo que una vez instalado el sistema ocasionaría problemas para el arranque del mecanismo. (Fotografía 1).

Por otra parte, lo ideal para el proyecto es emplazarlo y monitorearlo en condiciones reales de bombeo, y en el sector de Yumacay no existe una aplicación directa del sistema y sería instalado solamente para pruebas, por lo que se sugiere un cambio en la localidad para que el sistema sea implementado, por lo que se procede a investigar otros posibles lugares pertenecientes a los Salesianos en donde se pueda implementar el sistema.



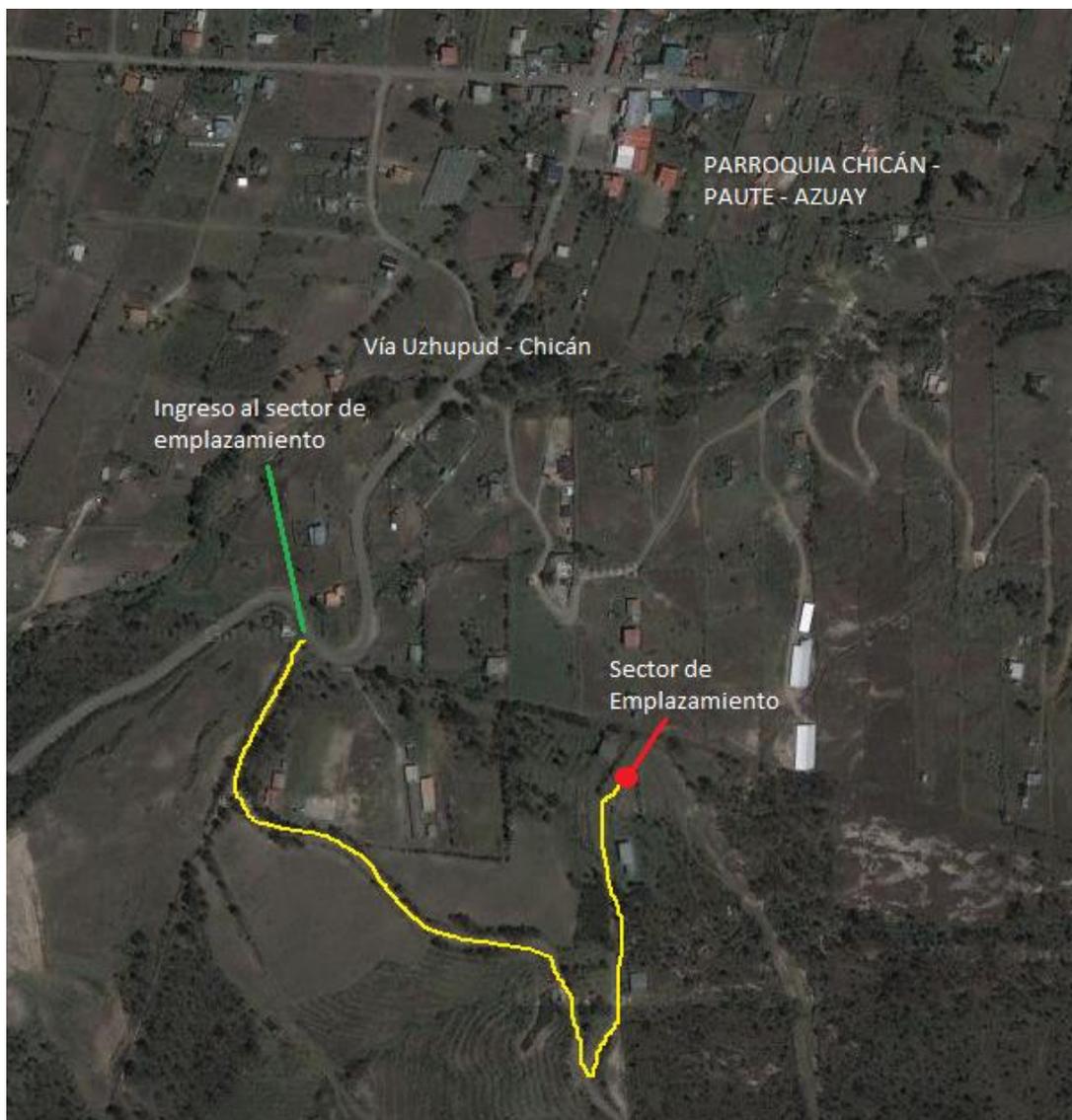
Fotografía 1 Dirección del viento en uno de los posibles lugares de instalación (Campus Juan Lunardi, sector Yumacay - Paute - Azuay)

Fuente: Elaboración Propia.

Debido a esta complicación se estudia la posibilidad de un terreno que está localizado en el sector de Uzhupud – Paute – Azuay, por lo que se procede a la visita del sector y se conversa con el personal administrativo de la zona, a quienes se les explica el objetivo y finalidad del proyecto, indicando la posibilidad de instalarlo en los terrenos del colegio para que sea utilizado para riego de los campos de sembrío pertenecientes a dicho establecimiento.

El posible sector de emplazamiento ubicado en la parroquia de Chicán – Paute – Azuay, cuenta con una piscina para reserva de agua, la cual puede ser utilizada con el sistema para llevar agua mediante bombeo hacia otro pozo existente en la parte superior de este terreno, para que posteriormente se utilice el agua por gravedad para riego y tengan una mayor cantidad de reserva de agua.

El sector de emplazamiento se encuentra a pocos minutos del centro parroquial de Chicán, la siguiente fotografía detalla la ubicación del lugar de emplazamiento.



Fotografía 2 Sector elegido para la implementación del sistema eólico
Fuente: Google Maps.



Fotografía 3 Sector elegido para la implementación del sistema eólico
Fuente: Elaboración Propia.

Uno de los principales objetivos del proyecto, es el sistema de riego, y a más, una directa aplicación, se decide implementar el sistema junto a la piscina de reserva. El sistema en este sector va a tener una ayuda directa a la comunidad ya que de esta piscina no se utiliza el agua solamente para el riego de los terrenos de cultivo del Colegio Agronómico Salesiano, sino también, para personas de dicha localidad.

1.2 ESTUDIOS DE LA ZONA DE EMPLAZAMIENTO

La zona de emplazamiento nos presenta excelentes recursos para la implementación del sistema en el sector antes indicado, estos recursos son:

- Fácil acceso
- Agua
- Terreno apto para trabajos
- Velocidades de viento superiores a 3 m/s
- Redes eléctricas
- Seguridad

Se realiza el estudio de suelo para la construcción de la base de emplazamiento (Capítulo III), y se realizan mediciones de las velocidades de viento existentes en la zona para elaborar un registro que nos ayuda a determinar el funcionamiento del sistema.

1.2.1 MEDICIÓN DE LA VELOCIDAD DE VIENTO

Dado que la velocidad del viento es un factor de primordial importancia, es necesario mencionar que la velocidad del viento se incrementa al ascender a una mayor altura sobre la superficie. El cambio de velocidad con la altura varía de lugar en lugar. En un terreno plano, la velocidad de viento se incrementa en un

10 % al duplicar la altura. Por ejemplo, al tener una velocidad de viento de 5 m/s a la altura de medición meteorológica estándar de 10 metros, la velocidad será de 5,5 m/s a una altura de 20 metros desde la superficie, por lo tanto el nivel de potencia eólica disponible (a 20 metros) se aumenta en un 33 %.

El sector de emplazamiento se encuentra a 2454 metros sobre el nivel del mar, por lo que las velocidades de viento son buenas para el emplazamiento del sistema, como el sistema tendrá una aplicación real de bombeo, se deben realizar las mediciones de las velocidades de viento existentes en el sector en diferentes horas del día.

1.2.1.1 Instrumento de medición utilizado

El sistema de bombeo es activado por el rotor instalado en la torre que aprovecha la velocidad de viento, por esto, durante los meses de octubre a diciembre se realizan mediciones de viento en el sector. Las mediciones se realizan con un anemómetro digital. (Fotografía 4).



Fotografía 4 Anemómetro Digital Kestrel 4000²

Fuente: Elaboración Propia.

El anemómetro como se observa en la figura, necesita de la ayuda de posicionamiento para tomar las mediciones en la misma dirección del viento, es por esto que se construye una base con veleta para que el anemómetro se establezca en la dirección del viento y así realizar mediciones más exactas con la ayuda del posicionamiento de la base. (Fotografía 5 y 6).

² Anemómetro Digital Kestrel 4000, facilitado por la Universidad Politécnica Salesiana.



Fotografía 5 y Fotografía 6 Anemómetro con base de direccionamiento
Fuente: Elaboración Propia.

1.2.1.2 Datos de velocidad de viento del sector de emplazamiento

Con la ayuda del anemómetro se realizan las mediciones de velocidad de viento existente en el sector de Chicán – Paute, durante el período del 18 de octubre al 06 de diciembre de 2010. El anemómetro es instalado en el sector y se lo programa para que se almacenen en la memoria datos cada 2 minutos, con esto tenemos un aproximado de 2880 mediciones de viento por día. De estos datos, ya que el sector no presenta un lugar en donde el viento mantenga una velocidad constante, se realizan promedios de cada 10 minutos de las velocidades almacenadas en m/s.

De estos promedios se realizan los primeros análisis y se determina que el período de tiempo a ser considerado para el análisis de viento será de 13 horas tomando rangos de una hora, estos son desde las 7h30 hasta las 20h30 (Tabla 3). Esta consideración se la hace debido a que en horas de la noche como en la madrugada no existen velocidades considerables para el arranque del sistema que es aproximada a 2m/s; esto no quiere decir que en el horario de 20h30 a 7h30 no existan velocidades de viento que puedan arrancar el mecanismo pero son intermitentes y dependen de las condiciones climáticas de cada día, mes y año.

En la Tabla 4, Figura 3 y Figura 4 se presentan los promedios de los 50 días de datos medidos por cada hora, también se encuentran detallados los porcentajes de cada rango en el período del 18 de octubre al 06 de diciembre de 2010.

Tabla 3 Velocidades de viento en (m/s) medidas en el sector de emplazamiento

ANALISIS DE LAS VELOCIDADES DEL VIENTO COMO INDICADOR PARA EL USO Y FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA EOLICO ESTUDIO REALIZADO DEL 18 DE OCTUBRE-2010 AL 06 DE DICIEMBRE-2010

VELOCIDAD (m/s) - DIAS	VELOCIDAD PROMEDIO DEL VIENTO POR DIA DEL 18 DE OCTUBRE-2010 AL 06 DE DICIEMBRE-2010																														TOTAL VELOCIDAD																					
	18-oct	19-oct	20-oct	21-oct	22-oct	23-oct	24-oct	25-oct	26-oct	27-oct	28-oct	29-oct	30-oct	31-oct	01-nov	02-nov	03-nov	04-nov	05-nov	06-nov	07-nov	08-nov	09-nov	10-nov	11-nov	12-nov	13-nov	14-nov	15-nov	16-nov	17-nov	18-nov	19-nov	20-nov	21-nov	22-nov	23-nov	24-nov	25-nov	26-nov	27-nov	28-nov	29-nov	30-nov	01-dic	02-dic	03-dic	04-dic	05-dic	06-dic	PROMEDIO 50 DIAS	
07:30 a 08:30	0,00	1,68	0,69	2,24	1,60	2,80	3,60	1,20	1,60	0,00	2,80	2,00	4,80	0,00	0,40	0,00	1,20	1,60	2,20	0,40	3,20	0,04	2,80	1,60	1,60	0,40	0,00	2,00	0,00	2,80	2,40	0,40	1,60	2,00	2,80	1,60	4,00	3,20	2,00	0,40	1,20	2,40	1,60	1,60	1,60	1,60	2,80	3,60	0,00	0,00	1,64	
08:30 a 09:30	0,00	2,87	1,71	2,93	2,40	2,80	2,80	0,80	1,20	0,80	2,40	3,20	2,00	0,80	0,00	0,00	1,60	2,20	2,06	3,20	3,20	0,16	2,50	2,80	1,20	0,40	0,00	2,00	1,60	2,00	2,00	1,60	1,80	2,00	1,60	2,40	4,00	3,20	3,20	2,40	2,80	2,80	3,00	2,80	2,40	0,00	1,60	1,98				
09:30 a 10:30	0,00	0,70	0,80	2,54	1,80	4,00	3,60	1,20	2,40	0,40	2,00	2,00	2,10	2,00	0,00	0,00	3,20	3,20	1,93	0,90	2,40	0,00	2,80	4,00	2,40	0,00	0,00	2,10	2,40	2,80	2,40	1,70	3,20	2,40	2,40	2,80	3,80	2,40	1,84	1,60	2,80	0,00	3,20	2,40	3,60	1,60	1,80	4,80	0,00	0,00	1,97	
10:30 a 11:30	0,00	6,16	3,39	3,04	3,20	3,20	3,20	2,00	4,40	2,00	2,80	3,20	2,00	6,00	1,60	4,80	4,40	3,20	1,46	2,80	4,40	0,40	4,40	5,20	5,20	1,60	1,20	1,60	4,40	3,60	4,00	3,20	6,80	2,00	3,60	3,60	3,20	2,80	2,80	4,00	3,20	0,80	3,20	1,60	6,00	2,40	3,20	3,20	1,20	4,40	3,20	1,68
11:30 a 12:30	0,00	3,01	6,49	3,84	3,60	2,40	2,80	3,20	2,80	2,80	3,20	3,60	3,20	5,60	3,60	7,60	4,00	3,60	1,96	4,40	4,40	1,70	6,40	4,80	4,00	0,80	4,00	3,60	2,00	4,81	5,20	2,00	4,00	2,00	2,80	2,80	3,20	2,80	4,00	6,40	4,40	2,80	3,20	2,40	2,80	4,00	2,00	4,00	0,00	3,77		
12:30 a 13:30	0,00	4,57	5,82	6,80	4,00	4,00	2,00	5,60	4,40	3,20	2,00	3,20	3,20	2,80	2,40	7,63	5,20	3,20	1,10	7,20	7,63	2,93	5,20	4,80	4,80	1,20	4,00	3,20	0,00	4,01	5,23	2,40	4,40	4,00	3,52	6,03	3,20	3,20	4,80	5,60	5,60	0,00	5,20	2,40	3,60	3,20	4,00	2,00	4,00	0,00	3,77	
13:30 a 14:30	0,00	3,60	8,77	7,99	5,20	4,80	2,80	5,20	4,80	3,20	2,80	3,60	3,20	3,20	8,03	6,80	4,00	2,33	6,00	3,60	0,71	4,40	6,80	5,60	2,40	1,20	4,40	0,40	2,00	6,43	2,00	2,80	2,40	3,20	5,20	5,20	4,80	10,48	6,80	8,45	1,20	4,00	5,60	4,40	6,03	4,80	0,40	0,40	4,12			
14:30 a 15:30	0,00	2,51	7,06	7,06	10,48	7,20	3,60	8,45	6,00	2,40	11,28	3,60	6,83	10,08	3,20	8,05	4,80	6,40	2,87	2,40	1,60	2,11	6,03	6,80	7,20	3,60	1,20	3,20	1,60	0,00	6,45	1,20	6,00	3,60	4,40	6,40	6,03	9,25	8,45	9,25	6,80	2,40	4,80	5,60	6,00	3,20	7,20	2,40	0,00	9,25	5,13	
15:30 a 16:30	6,53	2,43	12,11	9,27	8,85	7,25	7,25	9,25	3,20	2,80	8,43	3,20	3,20	8,45	1,20	6,83	0,80	4,80	1,41	2,40	2,40	3,86	10,45	6,00	7,63	1,60	0,00	2,40	1,60	0,00	0,00	2,40	2,00	2,00	0,80	2,40	2,80	5,20	4,80	6,83	4,80	0,40	2,00	2,00	5,20	0,00	4,80	2,80	3,20	6,83	4,14	
16:30 a 17:30	5,97	0,11	5,59	4,40	4,40	7,23	4,80	4,40	5,60	3,60	4,40	6,40	2,00	3,20	1,60	2,00	4,00	3,60	3,89	6,00	3,60	0,17	2,80	6,00	4,00	0,00	1,20	1,20	0,40	0,00	0,00	3,20	0,00	0,40	0,00	2,40	3,20	2,00	3,60	2,40	2,00	0,00	3,60	3,60	3,20	0,00	3,60	4,00	5,60	2,40	2,96	
17:30 a 18:30	3,20	0,00	1,75	1,00	1,80	1,60	3,20	2,00	3,20	2,80	3,20	4,80	2,80	1,20	1,80	2,40	1,20	2,80	1,24	2,40	0,40	0,10	3,60	7,20	1,95	0,00	0,00	2,20	0,40	0,00	0,00	0,00	0,00	1,20	0,00	0,80	3,80	3,60	2,40	3,20	1,20	0,80	4,83	2,80	0,80	0,00	2,40	6,40	3,20	1,84	1,99	
18:30 a 19:30	4,19	0,75	2,61	0,40	0,40	2,00	2,80	2,80	4,80	4,40	3,20	5,60	2,40	0,80	0,40	2,80	2,80	0,00	1,20	0,40	0,07	4,00	2,40	4,00	0,00	0,40	0,00	0,00	0,00	0,00	0,40	0,00	0,00	0,40	4,00	2,40	3,20	2,80	2,00	4,00	1,20	0,00	2,00	3,20	0,40	0,00	4,20	5,60	3,60	4,80	1,97	
19:30 a 20:30	0,35	0,43	1,52	0,40	1,20	0,80	2,00	1,60	5,20	1,60	4,80	4,80	3,20	0,40	3,20	4,00	2,40	0,00	0,80	0,40	0,00	0,80	3,20	2,80	4,40	0,00	0,80	0,00	0,00	0,00	1,20	0,00	0,00	0,00	0,80	3,20	2,80	2,00	4,00	1,20	0,00	2,00	1,60	0,00	2,00	0,80	5,20	4,00	1,68			
TOTAL	20,23	28,81	58,30	51,91	48,93	50,08	44,45	47,70	49,60	30,00	53,30	49,20	40,93	44,53	22,60	54,13	42,00	43,80	22,44	40,10	37,63	12,26	58,58	61,20	53,98	12,00	13,60	28,30	14,80	22,03	34,10	21,70	32,60	24,00	25,12	37,63	49,63	47,65	53,57	57,68	45,25	13,60	44,03	36,80	42,40	24,23	46,00	41,20	30,40	37,52	38,05	

FUENTE: Velocidad del viento medida en una muestre de 50 dias en el sector de Chicán - Paute

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 4 Velocidades promedio y porcentajes obtenidos

ANALISIS DE VELOCIDADES DEL VIENTO PARA EL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA EOLICO ESTUDIO REALIZADO EN DIAS DEL 18 DE OCTUBRE-2010 AL 06 DICIEMBRE-2010 EN EL SECTOR DE PAUTE			
No.- de Horas diarias	RANGO REFERENCIAL DE HORAS DIARIAS ESTABLECIDAS PARA EL ESTUDIO	VELOCIDAD TOTAL PROMEDIO DE LOS 50 DIAS	INDICE PORCENTUAL DE LA VELOCIDAD MAS ALTA EN RELACION DE LA VELOCIDAD TOTAL PROMEDIO DEL PERIODO ESTUDIADO
1	07:30 a 08:30	1,64	4,31%
2	08:30 a 09:30	1,98	5,22%
3	09:30 a 10:30	1,97	5,17%
4	10:30 a 11:30	3,20	8,41%
5	11:30 a 12:30	3,51	9,22%
6	12:30 a 13:30	3,77	9,91%
7	13:30 a 14:30	4,12	10,83%
8	14:30 a 15:30	5,13	13,47%
9	15:30 a 16:30	4,14	10,87%
10	16:30 a 17:30	2,96	7,77%
11	17:30 a 18:30	1,99	5,23%
12	18:30 a 19:30	1,97	5,18%
13	19:30 a 20:30	1,68	4,41%
TOTALES	13H00 DIARIAS	38,05	100%

FUENTE: Velocidad del viento medida en una muestre de 50 dias en el sector de Chicán - Paute

Fuente: Elaboración Propia.

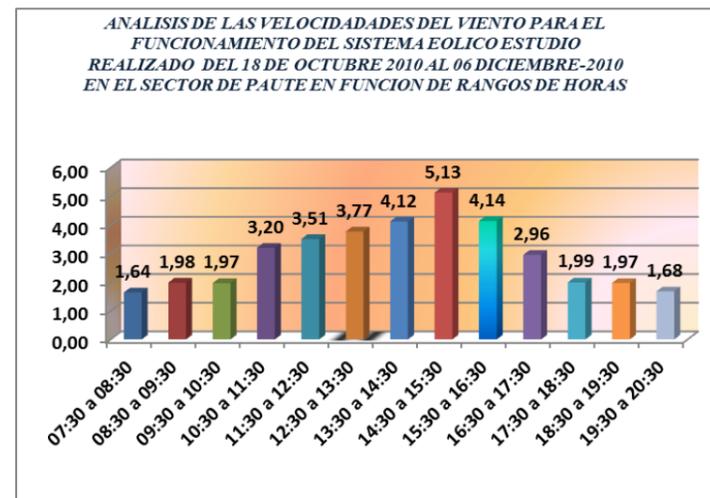


Figura 3 Velocidades Promedio Fuente: Elaboración Propia

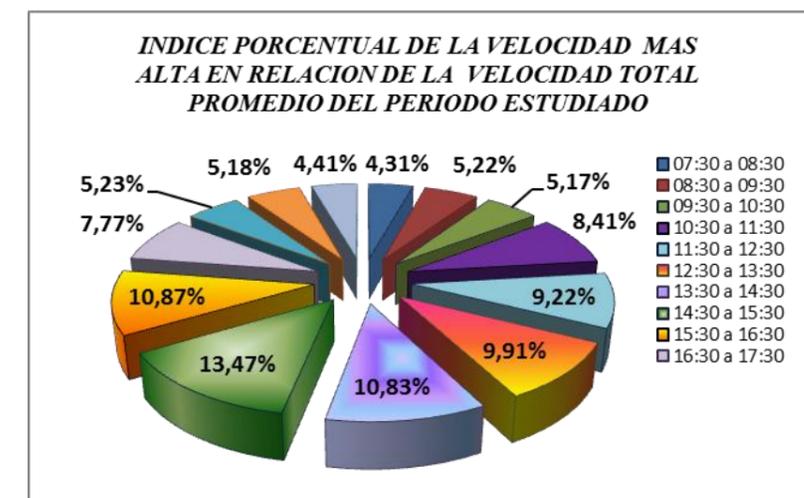


Figura 4 Velocidades promedio Fuente: Elaboración Propia

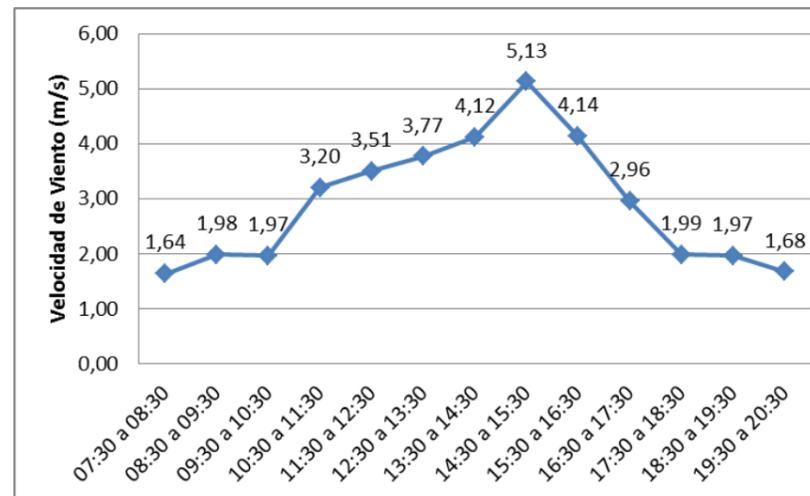


Figura 5 Curva de Velocidades Promedio Fuente: Elaboración Propia

1.2.1.3 Análisis de Resultados

Con los promedios de velocidades de viento resumidos en la Tabla 4, se observa con la ayuda de la Figura 3 de que el sistema puede arrancar y trabajar entre los horarios de 10h30 hasta 17h30 en razón de que en estos horarios, se han presentado las velocidades promedio de vientos más altas en relación al uso del sistema siendo estos resultados los siguientes:

10h30 a 11h30 con una velocidad promedio de 3,20 m/s
11h30 a 12h30 con una velocidad promedio de 3,51 m/s
12h30 a 13h30 con una velocidad promedio de 3,77 m/s
13h30 a 14h30 con una velocidad promedio de 4,12 m/s
14h30 a 15h30 con una velocidad promedio de 5,13 m/s
15h30 a 16h30 con una velocidad promedio de 4,14 m/s
16h30 a 17h30 con una velocidad promedio de 2,96 m/s

Dentro de los horarios indicados el sistema arrancará debido a que necesita una velocidad de viento de 2m/s para el arranque y los promedios de las mediciones superan esta velocidad por lo que el sector de emplazamiento tiene velocidades de viento aceptables para el emplazamiento y funcionamiento del sistema.

CAPÍTULO II

ESTADO DEL ARTE DE LAS BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

INTRODUCCIÓN

Al hablar sobre los inventos más antiguos de la humanidad, podemos citar a las denominadas bombas de agua, que son sin duda, una de las tecnologías más omnipresentes del mundo. Sin embargo, debido a que su trabajo se esconde bajo la capa de metal, pasa desapercibida en gran medida. La bomba de agua es una de las maravillas de la ingeniería más antiguas y más importantes. Desde que en el año 200 a.C. el filósofo griego Arquímedes inventara un aparato para elevar el agua, la bomba ha sido sinónimo del transporte del elemento más preciado de la Tierra.

Los principios físicos e hidráulicos son la base de funcionamiento de las bombas de agua. Los griegos y los romanos fueron los primeros en proponer las bases de la energía hidráulica. Estos sistemas eran utilizados para poder extraer agua de los acueductos que abastecían los baños y las ciudades. En aquella época, ya se habían descubierto los principios de las bombas a pistón, de las bombas centrífugas y de las bombas de vacío, pero no se aplicaban para construir modelos de bombas de agua.

El primer uso industrial de las bombas de agua está, muy posiblemente, relacionado con la industria de la minería ya que las bombas de agua eran utilizadas para drenar el agua que inundaba los túneles subterráneos.



Figura 6 Bomba de agua antigua
Fuente: Bombas de Agua³

³ Blogsfarm Network SL. (28 de Febrero de 2010). *elBlogVerde.com*.

Con la evolución y el transcurrir del tiempo, la energía eléctrica permitió el desarrollo de bombas de agua rotativas, turbinas y centrífugas. Recién gracias a los materiales modernos utilizados y a una mejor precisión de fabricación ha sido posible obtener mejor rendimiento y mayor presión.

Como bien sabemos, nos estamos refiriendo a la utilización de una energía limpia para poder extraer agua. En la actualidad, las bombas de agua son un excelente recurso para utilizar especialmente en zonas alejadas de las grandes ciudades y para asegurarnos que nunca nos faltará el agua límpida.

2.1 CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS DE AGUA

Las bombas de agua se pueden dividir en tres tipos: desplazamiento, impulso y otros tipos.

Las bombas de desplazamiento positivo pueden ser de tipo rotatorio y alternativo. En cualquiera de estos casos el líquido se desplaza desde el lado de baja presión (succión) al lado de alta presión (descarga). En una bomba de desplazamiento positivo no hay una comunicación directa entre el circuito de succión y el circuito de descarga. Como regla general, una bomba de desplazamiento positivo es autocebante.

El principio de desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara.

2.1.1 TIPOS DE BOMBAS

2.1.1.1 Según el principio de funcionamiento

La principal clasificación de las bombas según el funcionamiento en que se base:

2.1.1.1.1 Bombas de desplazamiento positivo o volumétrico.

En las que el principio de funcionamiento está basado en la hidrostática, de modo que el aumento de presión se realiza por el empuje de las paredes de las cámaras que varían su volumen. En este tipo de bombas, en cada ciclo el órgano propulsor genera de manera positiva un volumen dado o cilindrada, por lo que también se denominan bombas volumétricas. En caso de poder variar el volumen máximo de la cilindrada se habla de bombas de volumen variable. Si ese volumen no se puede variar, entonces se dice que la bomba es de volumen fijo. A su vez este tipo de bombas pueden subdividirse en:

- **Bombas de pistón alternativo**, en las que existe uno o varios compartimentos fijos, pero de volumen variable, por la acción de un pistón o de una membrana. En estas máquinas, el movimiento del fluido es

discontinuo y los procesos de carga y descarga se realizan por válvulas que abren y cierran alternativamente. Algunos ejemplos de este tipo de bombas son la bomba alternativa de pistón, la bomba rotativa de pistones o la bomba pistones de accionamiento axial.

- **Bombas volumétricas rotativas o roto estáticas**, en las que una masa fluida es confinada en uno o varios compartimentos que se desplazan desde la zona de entrada (de baja presión) hasta la zona de salida (de alta presión) de la máquina. Algunos ejemplos de este tipo de máquinas son la bomba de paletas, la bomba de lóbulos, la bomba de engranajes, la bomba de tornillo o la bomba peristáltica.

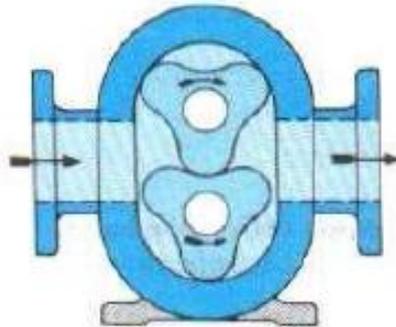


Figura 7 Bomba de lóbulos

Fuente: Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones (Zubicaray, 2000, pág. 167)⁴

2.1.1.1.2 Bombas rotodinámicas.

En las que el principio de funcionamiento está basado en el intercambio de cantidad de movimiento entre la máquina y el fluido, aplicando la hidrodinámica. En este tipo de bombas hay uno o varios rodetes con álabes que giran generando un campo de presiones en el fluido. En este tipo de máquinas el flujo del fluido es continuo. Estas turbomáquinas hidráulicas generadoras pueden subdividirse en:

- **Radiales o centrífugas**, cuando el movimiento del fluido sigue una trayectoria perpendicular al eje del rodete impulsor.
- **Axiales**, cuando el fluido pasa por los canales de los álabes siguiendo una trayectoria contenida en un cilindro.
- **Diagonales o helicocentrífugas**, cuando la trayectoria del fluido se realiza en otra dirección entre las anteriores, es decir, en un cono coaxial con el eje del rodete.

⁴ Zubicaray, V. (2000). *Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones*. México, DF: LIMUSA, SA.



Figura 8 Bomba rotodinámica axial
Fuente: Wikipedia⁵

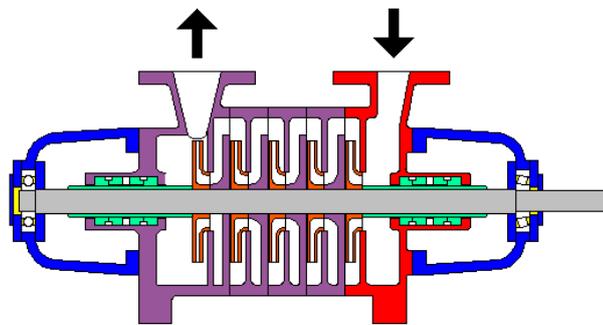


Figura 9 Bomba centrífuga de 5 etapas
Fuente: Wikipedia⁴

⁵ Harris, W. B. (23 de noviembre de 2011). *Wikipedia*.

En la siguiente figura se presenta una clasificación general de las bombas.

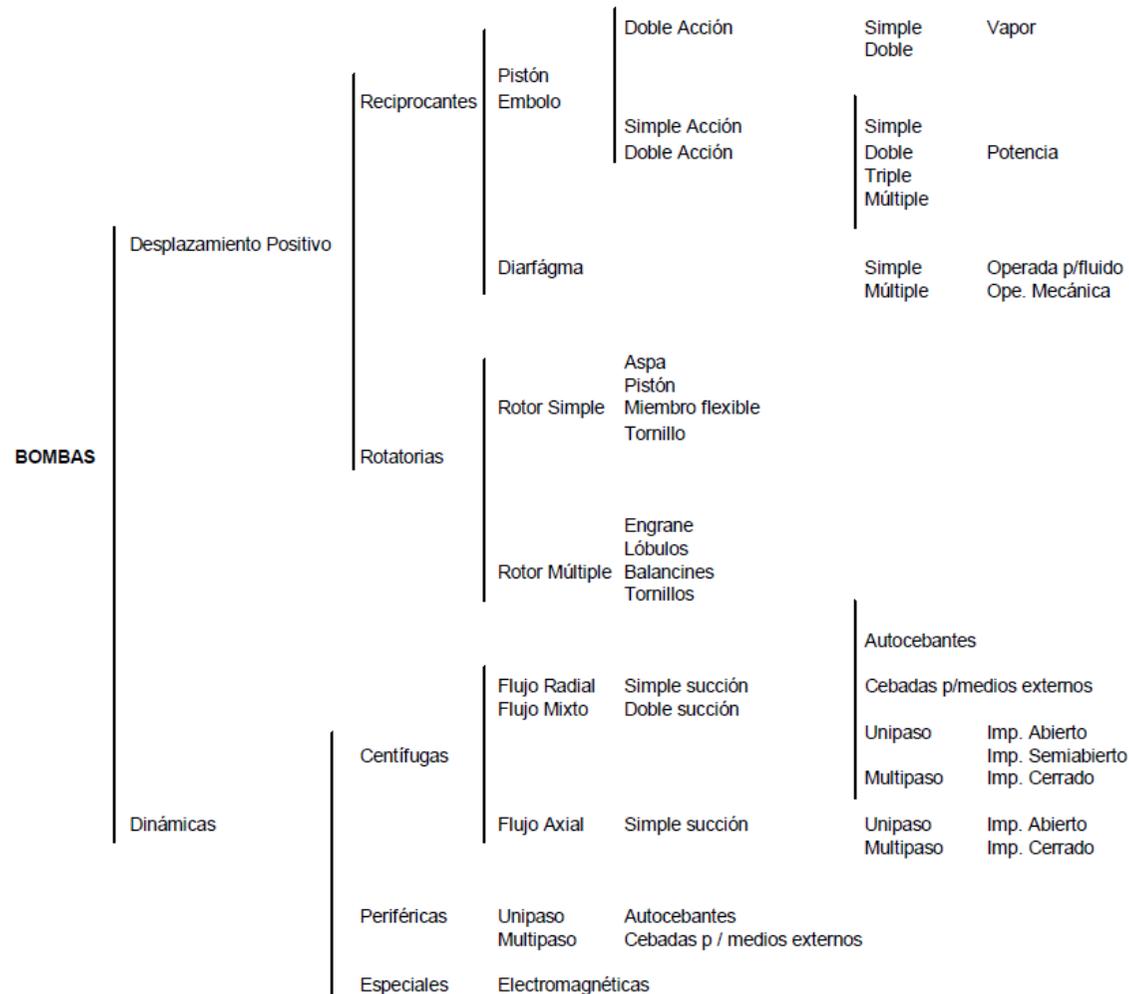


Figura 10 Clasificación de Bombas

Fuente: Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones (Zubicaray, 2000, pág. 14)

2.1.2 BOMBAS CENTRÍFUGAS

Las bombas centrífugas o rotodinámicas se basan en el principio de impartir energía cinética para el agua. En estas bombas el agua ingresa de manera axial y es descargada por el rotor a través de un tubo de descarga. Tienen una turbina que gira en una carcasa de una forma especial. El agua es acelerada por las paletas del impulsor, y es expulsada por la fuerza centrífuga.

La forma de la carcasa se ha diseñado para conseguir una elevada presión a la salida de la bomba. Este es el nivel de presión que eleva el agua contra la cabeza de bombeo. En la figura 10 se muestra una bomba centrífuga de una sola etapa. Este tipo de bombas son generalmente impulsadas por un motor eléctrico o motor de combustión y se instalan sobre el nivel del suelo.

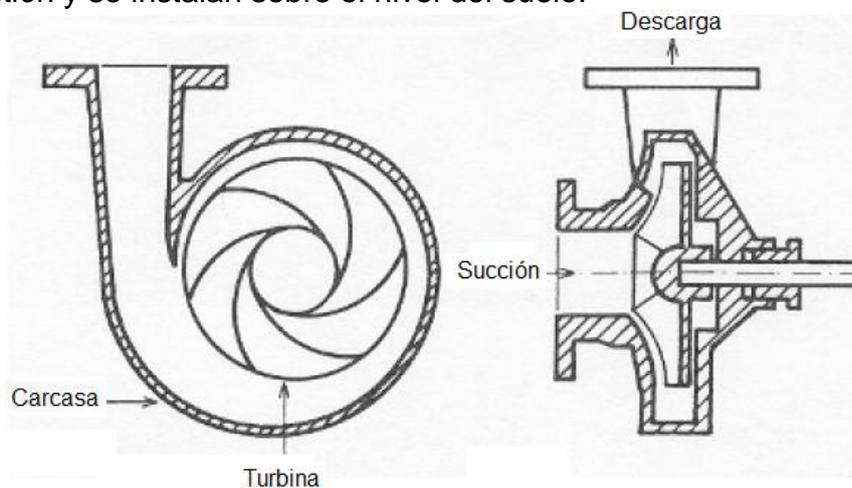


Figura 11 Impulsor y carcasa de una bomba centrífuga
Fuente: Pump Design (Jongh & Rijs, 2004, pág. 7)⁶

Se denomina una etapa a cada impulsor con su carcasa. Si se necesita más presión entonces puede ser creada por una sola etapa, varias etapas se pueden montar en serie, en un eje en común para formar una bomba de múltiples etapas. Cuando el agua pasa a través de etapas sucesivas, la presión aumenta hasta la cabeza de presión deseada. Las bombas centrífugas multi-etapas de diámetro pequeño y motor eléctrico integrado pueden ser usadas en pozos profundos de bombeo. Estas bombas se utilizan en conjunto con energía fotovoltaica y con sistemas de electricidad eólica.

La eficiencia de las bombas centrífugas varía fuertemente en la tasa de salida para una cabeza dada. Las bombas centrífugas están diseñadas para un funcionamiento óptimo en su punto de diseño, es decir, en una determinada carga de presión y caudal específico. Lejos de este punto de diseño, su eficiencia disminuye rápidamente. En aerobombas, bombas de pistón son mucho más comunes que bombas centrífugas, ya que su eficiencia es menos sensible a las fluctuaciones en la cabeza y velocidad.

⁶ Jongh, J., & Rijs, R. (2004). *Pump Design*. Arrakis.

2.1.3 PRINCIPIO DEL DESPLAZAMIENTO POSITIVO

El funcionamiento de las bombas de desplazamiento positivo no se basa, como el de las turbomáquinas, en la ecuación de Euler, sino en el principio del desplazamiento positivo que se estudiará en seguida.

En el interior del cilindro de la figura 11, en que un émbolo se desplaza con movimiento uniforme a velocidad v , hay un fluido a la presión p . Supondremos que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos o indeformables y que el fluido es incompresible.

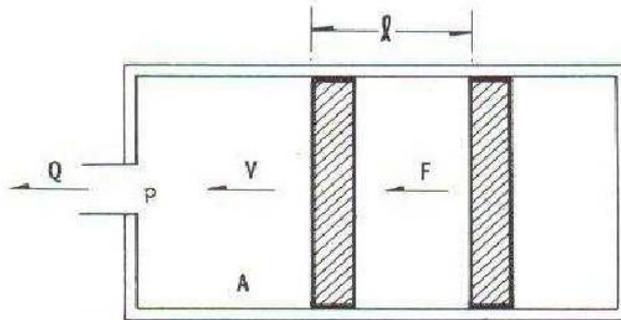


Figura 12 Cilindro de una bomba de desplazamiento positivo
Fuente: Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones (Zubicaray, 2000, pág. 132)

El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada F . El émbolo al moverse desplaza al fluido a través del orificio. Si el émbolo recorre un espacio l hacia la izquierda, el volumen que ocupa el líquido se reducirá con un valor igual a $A l$ (donde A es igual al área transversal del émbolo). Como el fluido es incompresible, el volumen de fluido que sale por el orificio también será $A l$. El tiempo t empleado en recorrer la distancia l es:

$$t = \frac{l}{v} \quad \text{Ec. 2.1}$$

El gasto Q , o volumen desplazado en la unidad de tiempo, será:

$$Q = \frac{Al}{t} = Av \quad \text{Ec. 2.2}$$

Si no hay fricción, la potencia comunicada al fluido será:

$$P = Fv \quad \text{Ec. 2.3}$$

Pero $F = pA$

$$P = Fv = pAv = Qp$$

Según se aprecia en el diagrama de la figura 11 la máquina puede funcionar como bomba o como motor, es decir, puede absorber potencia mecánica, FV , y restituir potencia hidráulica Qp (bomba) o viceversa.

Tanto en un caso como en otro, es evidente que "el principio de desplazamiento positivo" consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del

volumen de una cámara. Por tanto, en una máquina de desplazamiento positivo el elemento que origina el intercambio de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener movimiento rotatorio (rotor).

Sin embargo, en las máquinas de desplazamiento positivo, tanto reciprocantes como rotatorias, siempre hay una cámara que aumenta de volumen (succión) y disminuye de volumen (impulsión). Por ello estas máquinas se llaman también volumétricas.

Cuando el elemento transmisor de energía tiene movimiento rotativo, la máquina se llama rotoestática para distinguirla de las rotodinámicas,

2.1.3.1 Comparación de las bombas rotodinámicas y las bombas de émbolo

El bombeo de líquidos es referido en las siguientes comparaciones.

Presiones

Las bombas de pistón prácticamente no tienen límite de presiones. Para aumentar la presión basta hacer la bomba más robusta y el motor más potente. El principio de desplazamiento positivo demuestra que teóricamente cualquier presión es alcanzable. Sin embargo, las bombas rotoestáticas, con excepción de las de tornillo, no se adaptan tan bien a presiones mayores a 30 bares.

Las bombas rotodinámicas, centrífugas (radiales y radioaxiales) y axiales, alcanzan grandes presiones, aumentando el número de escalonamientos; pero si este número es excesivo el rendimiento disminuye mucho.

Caudales

Las bombas de pistón se adaptan solo a caudales limitados. Para aumentar el caudal en ellas hay que aumentar el tamaño de la máquina, porque siendo como veremos en estas máquinas de flujo pulsatorio, los fenómenos de inercia impiden aumentar el caudal mediante el aumento de velocidad.

Las bombas rotodinámicas se adaptan fácilmente a grandes caudales.

En resumen:

Las bombas de pistón se adoptan más a grandes presiones y pequeños caudales y las bombas rotodinámicas a pequeñas presiones y grandes caudales. Las bombas rotodinámicas son máquinas de mayor número específico de revoluciones (más rápidas) que las bombas de pistón.

La figura 12 indica el campo de aplicación de los diferentes tipos de bombas.

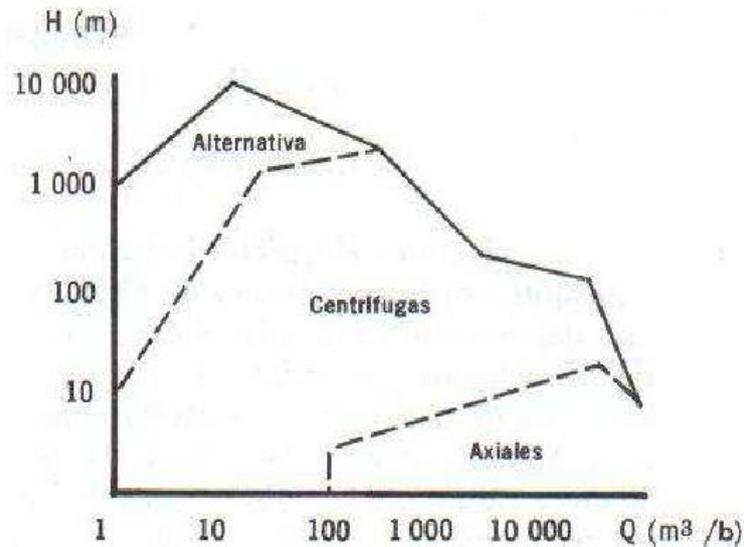


Figura 13 Campo de aplicación de las bombas

Fuente: Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones (Zubicaray, 2000, pág. 133)

2.1.3.2 Caudal teórico, caudal real y caudal instantáneo

En la figura 13 se observa un esquema de una bomba de pistón. En ella el pistón es de tipo corriente o de disco: este tipo se emplea en las bombas de pistón hasta presiones de 20 a 25 bares. El movimiento del motor eléctrico, de gasolina, diesel, entre otros, se transmite por el mecanismo de biela-manivela al vástago del pistón. La bomba tiene dos válvulas: la válvula de aspiración que comunica con la tubería de aspiración y la válvula de impulsión que comunica con la tubería de impulsión. Al moverse el pistón hacia la derecha crea un vacío en la cámara, y la presión atmosférica que reina en el pozo de aspiración empuja el líquido por la tubería de aspiración al interior de la cámara.

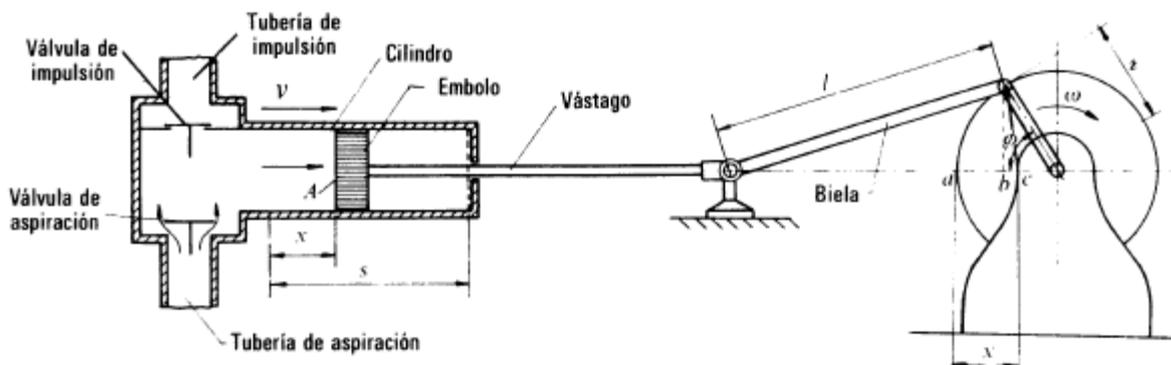


Figura 14 Esquema de bomba de pistón de simple efecto

Fuente: Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas (Mataix, 1986, pág. 559)⁷

Al volver el pistón hacia la izquierda se cierra la válvula de aspiración, se abre la de impulsión y el líquido es impulsado por la tubería de salida. A cada revolución

⁷ Mataix, C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Madrid: Castillo, S.A.

del motor corresponden dos carreras (ida y vuelta) s del pistón; pero sólo en una se realiza la impulsión. Por tanto será:

Caudal teórico, Q_t

$$Q_t = \frac{Ans}{60} \quad m^3/s \quad \text{Ec. 2.4}$$

Dónde:

A – área transversal del pistón, m^2

s – carrera, m

$As - D$ – desplazamiento o volumen desplazado en una revolución, m^3

n – rpm del cigüeñal

Luego el caudal teórico de una bomba de pistón es directamente proporcional al área del pistón, a la carrera y al número de revoluciones del motor, y no depende de la presión creada por la bomba. Esta última determina la potencia absorbida por la bomba para bombear un caudal determinado.

Si queremos aumentar el caudal sin aumentar excesivamente las dimensiones de la máquina según la Ec. 2.4 habrá que aumentar n ; pero por la razón ya expuesta anteriormente, la velocidad media del pistón no suele exceder 1,5 m/s, y el número de carreras dobles (ida y vuelta) no suele exceder 550 a 600 por minuto. La tendencia moderna señala un progreso hacia velocidades de pistón mayores que las indicadas, con lo que se disminuyen las dimensiones y el peso de la bomba (aumento de potencia específica). Las bombas de pistón en contraposición de las rotodinámicas tienen excelentes características de aspiración y no necesitan cebamiento. Sin embargo, la regulación de caudal no puede hacerse en estas bombas por cierre de la válvula de impulsión sino variando el número de revoluciones del motor, o bien haciendo el *bypass* de parte del caudal impulsado otra vez al tubo de aspiración.

La válvula de impulsión en una bomba de pistón sólo se debe cerrar al parar la bomba, jamás en marcha.

De lo contrario, la presión crecería hasta el punto que se produciría una avería seria en el motor (caso de no estar protegido), en la bomba o en la instalación.

Caudal real Q

El caudal real es menor que el teórico, a causa de las fugas debidas a retraso de cierre en las válvulas, a que las válvulas no son estancas, y a las pérdidas exteriores en el prensaestopas por donde el eje atraviesa el pistón. Además el aire mezclado con el líquido impulsado que se desprende a causa del vacío creado por la bomba, y que penetra por el tubo de aspiración si no es estanco, disminuye el caudal. Sin embargo, aquí también la disminución de caudal útil se debe al caudal de retroceso que circula en estas bombas por el juego entre el

pistón y el cilindro dilatado sobre todo en las grandes presiones. Estas pérdidas se tienen en cuenta en el

Rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \quad \text{Ec. 2.5}$$

η_v , oscila entre 0,85 a 0,99. Es mayor en las bombas cuyo pistón es de mayor diámetro, y es tanto menor cuanto menor es la viscosidad del fluido.

Caudal instantáneo Q_i

El caudal instantáneo no es constante como en las bombas rotodinámicas, lo que constituye una desventaja, sino *pulsatorio*. En efecto, en la figura 13 siendo

ω – velocidad angular constante de la manivela

r – radio de la manivela

l – longitud de la biela

$\Phi = \omega t$ – ángulo de giro de la manivela

x – camino recorrido por el pistón desde el punto muerto superior

D – desplazamiento

v – velocidad del pistón

$s = 2r$ – carrera del pistón

y siendo la relación r/l pequeña $ab \approx ac = x$. Entonces $x = r - bd = r - r \cos \Phi = r(1 - \cos \Phi)$.

Por otra parte:

$$v = \frac{dx}{dt} = r \operatorname{sen} \Phi \frac{d\Phi}{dt} = r\omega \operatorname{sen} \Phi$$

Pero $v = 0$ tanto para $\Phi = 0$ (punto muerto superior), como para $\Phi = \pi$ (punto muerto inferior); luego entre ambos valores hay un máximo, cuyo valor tiene lugar para

$$\Phi = \frac{\pi}{2}$$

$$v_{\text{máx}} = r \operatorname{sen} \frac{\pi}{2} \omega = \omega r = \frac{\pi n r}{30}$$

luego la velocidad no es constante, sino que sigue una ley sinusoidal. El volumen desplazado en un recorrido infinitesimal del pistón será

$$dD = A ds$$

pero

$$ds = v dt = r\omega \operatorname{sen} \Phi dt$$

luego

$$dD = A \omega r \operatorname{sen} \phi dt = A \omega r \operatorname{sen} \omega t dt \quad \text{Ec. 2.6}$$

y el caudal instantáneo será

$$Q_i = \frac{dD}{dt} = A \omega r \operatorname{sen} \omega t \quad \text{Ec. 2.7}$$

que no es constante, sino sigue una ley sinusoidal.

Como $\omega t = \phi$ y $\frac{d\phi}{dt} = \omega$, de la Ec. 2.3 se deduce:

$$dD = r A \operatorname{sen} \phi d\phi$$

y el desplazamiento o volumen impulsado en una revolución, será:

$$\begin{aligned} D &= \int_0^\pi r A \operatorname{sen} \phi d\phi = A r \int_0^\pi \operatorname{sen} \phi d\phi \\ &= Ar[-\cos \phi]_0^\pi = 2 Ar = As \end{aligned} \quad \text{Ec. 2.8}$$

El caudal total será:

$$Q = \frac{Dn}{60} = \frac{Asn}{60}$$

que coincide con la Ec. 2.4.

2.1.3.3 Potencia indicada y potencia útil: diagrama del indicador

Se llama diagrama del indicador a la representación gráfica de la variación de la presión en el cilindro de una bomba durante una revolución completa del cigüeñal.

En la práctica el diagrama del indicador se obtiene mediante un instrumento que registra la presión instantánea que reina en el cilindro del instrumento conectado a la bomba, y por tanto registra la presión instantánea en el interior de la bomba. El diagrama del indicador sirve para:

- descubrir defectos de funcionamiento de la bomba
- medir la potencia interna, que en las máquinas alternativas, por obtenerse con este aparato, se llama potencia indicada.

Si la bomba trabaja normalmente (las válvulas se abren y se cierran sin dilación, no existen fugas en las válvulas, el pistón y el cilindro tienen un ajuste perfecto, no hay pérdidas importantes en el paso del fluido por las válvulas) en el diagrama del indicador las líneas ac y bd, que corresponden al comienzo de la aspiración y de la impulsión, respectivamente, serían verticales. La pequeña elevación de la presión que se advierte en el ángulo derecho del diagrama corresponde al momento de apertura de la válvula de impulsión y análogamente sucede con la pequeña depresión al comienzo de la aspiración.

En las figuras 2.14 a, b, c, d pueden verse diagramas que corresponden a bombas con algún defecto de funcionamiento. El diagrama **a** corresponde a una bomba en que la válvula de impulsión no se cierra a tiempo. El diagrama **c** corresponde a una bomba en que la válvula de aspiración no se cierra a tiempo: las verticales se inclinan porque el pistón comienza su carrera de retroceso cuando aún no se han cerrado las válvulas (la de impulsión o la de aspiración). Estas inclinaciones pueden producirse también si las válvulas no cierran bien, debido a impurezas que las obstruyen, o a que no están en condiciones, o también si ha entrado aire en el cilindro. El diagrama **b** corresponde a una bomba en que funcionan mal ambas válvulas. Del diagrama **d** puede concluirse que por entrada del aire no se hace un vacío suficiente en el cilindro, etc.

El área del diagrama convertido a unidades convenientes mediante una escala apropiada representa el trabajo hidráulico comunicado por el pistón al líquido en una revolución. Este trabajo específico, puesto en metros, corresponde exactamente a la altura de Euler H_u en las bombas rotodinámicas. Así como multiplicando dicha altura por el caudal teórico obteníamos la potencia interna de una bomba rotodinámica; así, aquí obtendremos de la misma manera la potencia indicada. El subíndice i en P_i significa potencia indicada o interna, porque en realidad son una misma. Midiendo el área del diagrama del indicador con un planímetro y dividiendo esta área por la carrera s , se calcula la presión media indicada, p_i . En resumen:

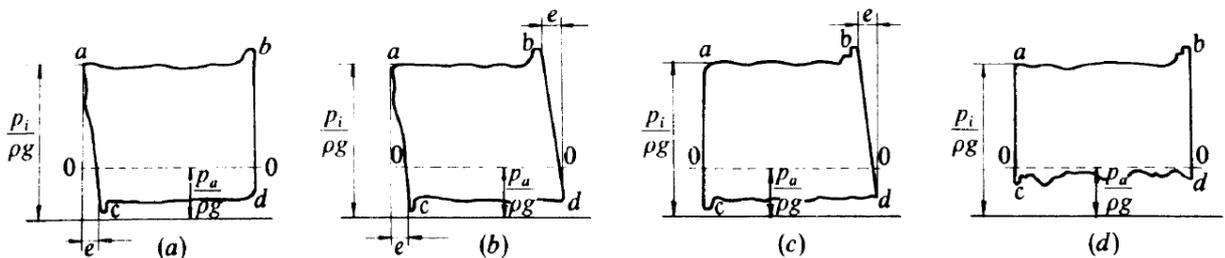


Figura 15 Diagramas diversos del indicador. El diagrama (a) acusa que la válvula de impulsión no se cierra a tiempo; (b) ambas válvulas funcionan mal; (c) la válvula de aspiración no se cierra a tiempo; (d) vacío insuficiente.

Fuente: Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas (Mataix, 1986, pág. 565)

Potencia indicada o potencia interna de una bomba de pistón

$$P_i = \frac{p_i A s n}{60 \eta_v} \quad W \quad \text{Ec. 2.9}$$

Potencia útil

$$P = Q \rho g H \quad W \quad \text{Ec. 2.10}$$

Rendimiento hidráulico

$$\eta_h = \frac{H}{p_i / \rho g} \quad \text{Ec. 2.11}$$

Rendimiento total

$$\eta_{tot} = \eta_v \eta_h \eta_m \quad \text{Ec. 2.12}$$

El rendimiento total en las bombas de pistón oscila de 0,70 a 0,92 según tamaño, tipo y calidad de construcción.

2.1.3.4 Tipos diversos de bombas de pistón

1. Existen multitud de variantes en la construcción de estas bombas. Como ejemplo citaremos la figura 15, que corresponde a una bomba de cilindro oscilante que carece de válvulas, cuyo funcionamiento se basa en la oscilación del cilindro, que pone en comunicación las cámaras de izquierda y derecha alternativamente con la aspiración y la impulsión.

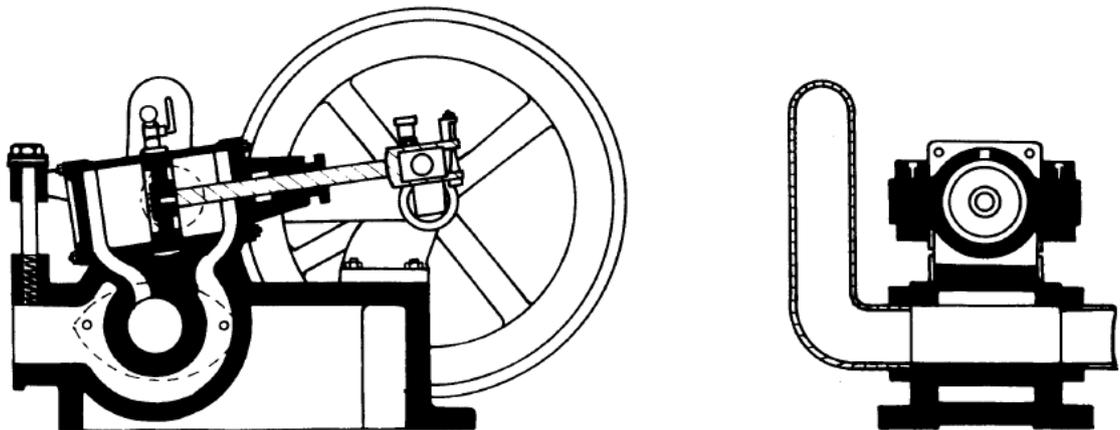


Figura 16 Bomba de pistón sin válvulas

Fuente: Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas (Mataix, 1986, pág. 566)

Otra variante es la bomba diferencial, cuyo esquema se ve en la figura 16. La superficie del cilindro a la derecha es mayor que a la izquierda. Cuando el pistón se mueve hacia la derecha parte del caudal que sale por la válvula de impulsión sale definitivamente de la bomba; mientras que la otra parte retrocede para llenar el espacio izquierdo del cilindro. Ésta bomba funciona como una bomba de simple efecto en la aspiración, y como una bomba de doble efecto en la impulsión y, sin embargo, sólo tiene dos válvulas.

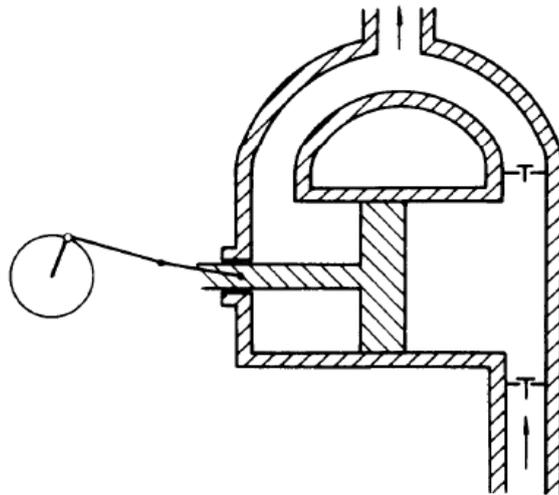


Figura 17 Bomba diferencial

Fuente: Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas (Mataix, 1986, pág. 566)

- Las bombas de pistón se clasifican en simplex y multiplex y estas últimas en dúplex (de dos cilindros o de uno de doble efecto), triplex y cuádruplex.

Las bombas multiplex tienen la ventaja de aminorar las pulsaciones del caudal, así como aumentar el caudal total de la bomba. La figura 17 representa una bomba de doble efecto.

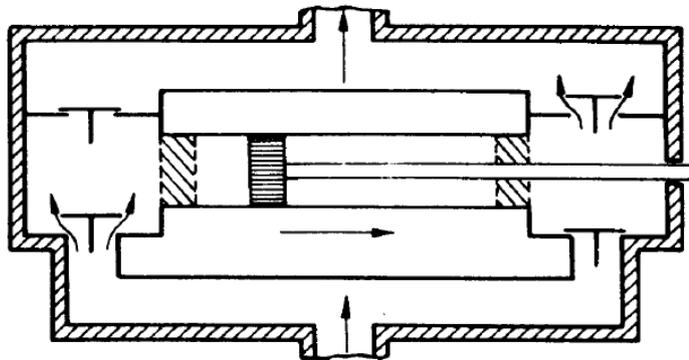


Figura 18 Esquema de una bomba de doble efecto

Fuente: Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas (Mataix, 1986, pág. 563)

Es evidente que el caudal teórico Q_t de esta bomba será:

$$Q_t = \frac{Asn}{60} + \frac{(A - a)sn}{60} = \frac{(2A - a)sn}{60}$$

Dónde:

A – área del pistón
 a – área del vástago
 s – carrera

Esta bomba consigue mucha mayor uniformidad de caudal con poca complicación.

La bomba de pistón accionada por vapor en construcción sencilla (un pistón de vapor y un pistón de líquido), o doble (no de doble efecto, sino dos pistones de vapor y dos de líquido) ha sido y sigue siendo muy usada como bomba de alimentación de calderas. Tiene la ventaja de que se evita el mecanismo de biela y manivela, y consiguientemente se elimina el equilibrado de las fuerzas de inercia mediante contrapesos del cigüeñal o volante, que en esta bomba no son necesarios. Los ángulos del cigüeñal suelen ser en estas bombas de 180°.

La bomba triplex consta de tres bombas de simple efecto que tienen tubos de aspiración y de impulsión comunes. Los ángulos del cigüeñal son de 120°. Las bombas cuádruplex constan de dos bombas de doble efecto, con tubo de aspiración y de impulsión también comunes y ángulos del cigüeñal a 90°.

Es inmediata la obtención de las siguientes fórmulas de caudal útil:

Bomba simplex:

$$Q_1 = \eta_v \frac{A s n}{60} \quad m^3/s \quad \text{Ec. 2.13}$$

Bomba dúplex (1 cilindro doble efecto):

$$Q_2 = \eta_v \frac{(2A - a) s n}{60} \quad m^3/s \quad \text{Ec. 2.14}$$

Bomba triplex:

Bomba cuádruplex: $Q_3 = 3Q_1 \quad m^3/s \quad \text{Ec. 2.15}$

$$Q_4 = 2Q_2 \quad m^3/s \quad \text{Ec. 2.16}$$

Bomba diferencial:

$$Q_d = Q_1 \quad m^3/s \quad \text{Ec. 2.17}$$

El coeficiente de irregularidad ϵ , se define así:

$$\epsilon = \frac{Q_{\text{máx}}}{Q_{\text{medio}}}$$

El valor del coeficiente de irregularidad para las bombas es el siguiente:

- *Bombas simplex* $\epsilon = \pi = 3,14$
- *Bombas dúplex* $\epsilon_2 = \frac{\pi}{2} = 1,57$
- *Bombas triplex* $\epsilon_3 = \frac{\pi}{3} = 1,047$
- *Bombas cuádruplex* $\epsilon_4 = \frac{1,41\pi}{4} = 1,11$

Siendo la bomba triplex la que tiene más regularidad de caudal.

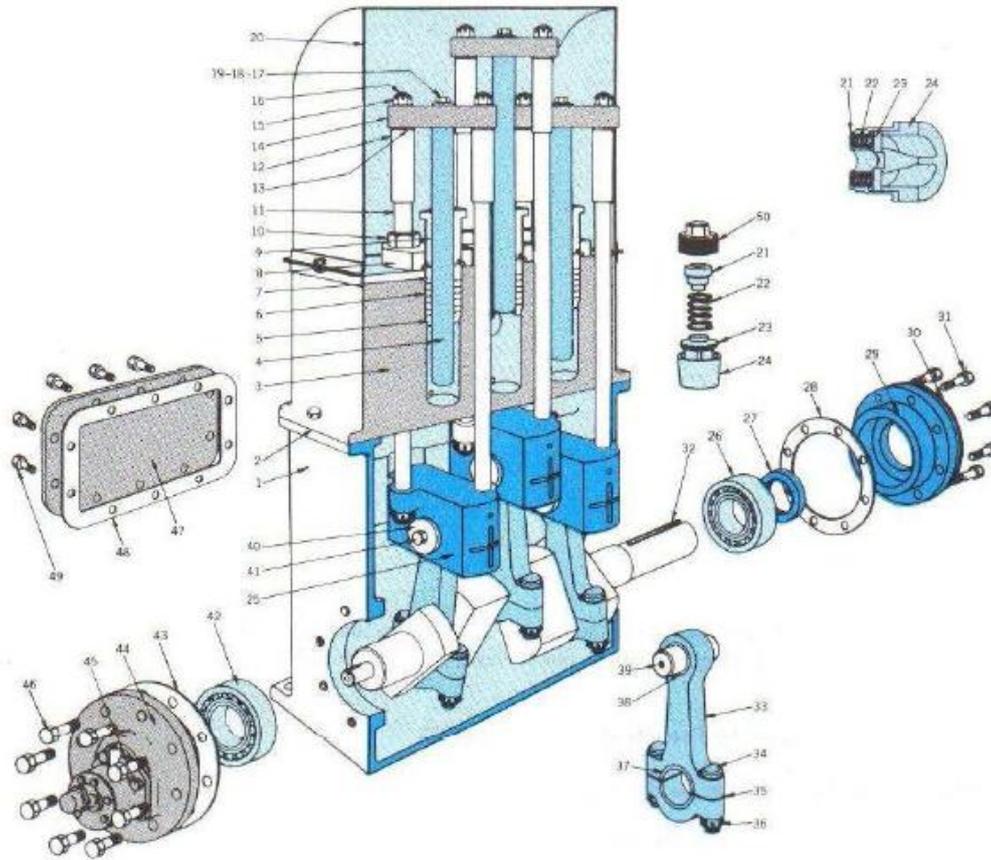


Figura 19 Bomba vertical de potencia triplex

Fuente: Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones (Zubicaray, 2000, pág. 142)

- | | |
|---|---|
| 1. Soporte del bastidor | 26. Balero principal, lado motriz |
| 2. Junta del bastidor | 27. Sello de aceite de alojamiento de balero |
| 3. Bastidor de cilindros | 28. Láminas del alojamiento de balero |
| 4. Émbolo | 29. Alojamiento de balero principal |
| 5. Buje de garganta del émbolo | 30. Tapa del sello de aceite |
| 6. Empaque del émbolo | 31. Tornillos del alojamiento de balero |
| 7. Anillo de empaque del émbolo | 32. Cigüeñal |
| 8. Brida de la prensa-estopas del émbolo | 33. Biela |
| 9. Prensa-estopas del émbolo | 34. Tornillos de la biela |
| 10. Tuerca del tubo telescópico | 35. Tuercas de la biela |
| 11. Tubo telescópico interior | 36. Láminas de la biela |
| 12. Tubo telescópico exterior | 37. Metal ranurado de la biela |
| 13. Collarín del tubo telescópico | 38. Metal de seguro de la biela |
| 14. Cruceta superior | 39. Perno de la cruceta |
| 15. Tuercas de las varillas laterales | 40. Roldana del perno de la cruceta |
| 16. Varilla lateral | 41. Tronillo conector del perno y roldana |
| 17. Seguro superior del tornillo del émbolo | 42. Tornillo de lado de la bomba |
| 18. Roldana | 43. Láminas del alojamiento de balero |
| 19. Seguro de la roldana | 44. Alojamiento del balero del lado de la bomba |
| 20. Tapa del bastidor de cilindros | 45. Bomba de aceite |
| 21. Guía del resorte de válvula | 46. Tornillos de alojamiento de balero |
| 22. Resorte de la válvula | 47. Placa para registro de mano |
| 23. Válvula | 48. Junta de la placa del registro de mano |
| 24. Asiento de la válvula | 49. Tornillos de la placa del registro de mano |
| 25. Cruceta | 50. Tapón de la válvula |

2.2 DISEÑO DE LA BOMBA RECIPROCANTE

2.2.1 TORQUE Y CAUDAL

Una bomba de pistón de simple efecto, sin cámara de aire, acoplado directamente a un rotor eólico, se muestra en la figura 19. El eje del rotor acciona la bomba a través de un mecanismo de manivela; por lo tanto, la velocidad de rotación de la bomba es igual a la del rotor y la carrera de la bomba está dada por la excentricidad del mecanismo de manivela.

La fuerza sobre el pistón durante la carrera ascendente es igual al peso de la columna de agua por encima de ella, o el producto de la superficie del émbolo A_p y la altura de bombeo H :

$$F_p = \rho_a g H A_p \quad \text{Ec. 2.18}$$

Más exactamente, esta expresión sólo es válida para un pistón estático. En una bomba de pistón sin embargo, el pistón sube y baja cíclicamente en el cilindro de la bomba y tiene una velocidad y aceleración que varían cíclicamente. La velocidad de cero da lugar a fuerzas de fricción, mientras que la aceleración causa fuerzas adicionales para acelerar la columna de agua sobre el pistón. Por el momento, consideramos una cuasi-estacionaria, girando lentamente pistón de la bomba y las fuerzas de fricción y la aceleración son ignoradas.

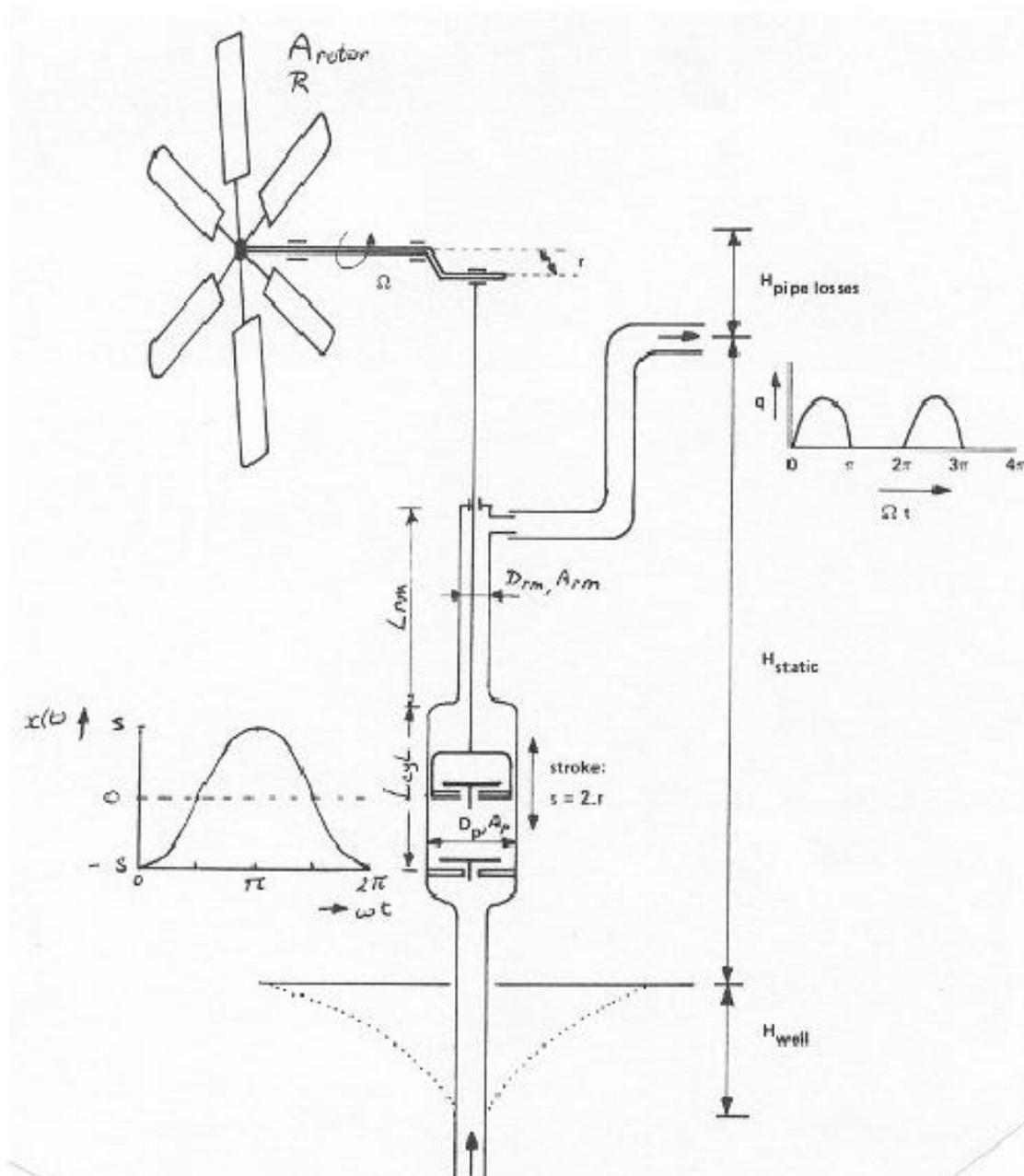


Figura 20 Aerobomba con bomba de pistón de simple efecto

Fuente: Pump Design (Jongh & Rijs, 2004, pág. 9)

El desplazamiento del pistón $x_p(t)$ en el tiempo es, tomando la posición neutral del pistón en el punto muerto inferior, como se muestra en la figura 19:

$$x_p(t) = -\frac{1}{2}s - \frac{1}{2}s \cos(\omega t) \quad \text{Ec. 2.19}$$

Tenga en cuenta que ω es la frecuencia de la bomba en radianes por segundo; la frecuencia de carrera n (en carreras o ciclos por segundo) es:

$$n = \frac{\omega}{2\pi} \quad \text{Ec. 2.20}$$

El volumen de carrera de la bomba es igual al producto de la carrera por el área del pistón sA_p . Este es también el volumen de agua que se levanta en cada ciclo de bombeo. De ahí que la caudal medio Q_{med} es igual al producto del volumen de la carrera y la frecuencia de la bomba según:

$$Q_{med} = \frac{\omega}{2\pi} sA_p = nsA_p \quad \text{Ec. 2.21}$$

Como el desplazamiento del pistón está directamente determinada por la longitud de la excéntrica del cigüeñal en el eje del rotor, el par de la bomba durante la carrera ascendente es igual a:

$$T_{bomba}(t) = \rho_a g H A_p \frac{1}{2} s \text{sen}(\omega t) \quad \text{Ec. 2.22}$$

Por lo tanto, el par de la bomba alcanza su máximo en la posición media del pistón, y es cero en el punto muerto superior e inferior.

En la carrera descendente, la válvula de la bomba se abre y se descansa el peso de la columna de agua en la válvula de pie. Entonces la fuerza sobre el pistón y el par son iguales a cero en esta situación ideal.

El valor máximo de T_{bomba} es el par necesario para que la bomba inicie el desplazamiento y es igual al peso de la columna de agua sobre el pistón.

$$T_{inicio} = \frac{1}{2} s \rho_a g H A_p \quad \text{Ec. 2.23}$$

Mediante la integración de $T_{bomba}(t)$ durante un ciclo completo (una carrera ascendente y una descendente) obtenemos el par medio de la bomba T_{medio} :

$$T_{medio} = \frac{1}{2\pi} \rho_a g H s A_p \quad \text{Ec. 2.24}$$

El par medio de la bomba para un buen diseño es bastante independiente de la velocidad de la bomba. Comparando las ecuaciones 2.23 y 2.24 obtenemos que: una bomba de pistón requiere un par inicial igual a π veces el par necesario para que siga funcionando:

$$T_{inicio} = \pi T_{medio} \quad \text{Ec. 2.25}$$

Este resultado determina en gran medida el comportamiento de partida de una aerobomba y reduce el número de horas de funcionamiento. En la práctica, el par inicial, incluso puede ser mayor debido al peso del pistón y el eje de la bomba y la fricción entre las juntas y la pared del cilindro.

2.2.2 EFICIENCIAS VOLUMÉTRICA Y MECÁNICA

En una situación práctica, la producción media que se encuentra en la (Ec. 2.21) pueden ser diferentes debido a fugas, la respuesta de la válvula de los efectos retardados e inercia. Se define la eficiencia volumétrica de la bomba η_{vol} y se indica con la siguiente ecuación:

$$Q_{med,ef} = \eta_{vol} \frac{\omega}{2\pi} sA_p = \eta_{vol} n s A_p \quad \text{Ec. 2.26}$$

A bajas velocidades de funcionamiento, el rendimiento volumétrico es normalmente inferior al 100% debido a las fugas de agua en los pistones y las válvulas y el cierre retardado de las válvulas. En altas velocidades la eficiencia volumétrica puede ser superior al 100% debido a la inercia del flujo de agua: al final de la carrera ascendente el agua ha adquirido tanto impulso que continúa moviéndose hacia arriba (a través de las válvulas que permanecen abiertas) durante el movimiento hacia abajo. Las eficiencias volumétricas bajo condiciones de diseño son normalmente consideradas entre 80% y 90%.

La potencia hidráulica media P_{hid} se define como el poder neto representado por el volumen de agua elevado:

$$P_{hid} = Q_{med,ef} \rho_a g H \quad \text{Ec. 2.27}$$

La eficiencia mecánica η_{mec} se encuentra en la relación entre la potencia hidráulica P_{hid} y la potencia mecánica (en promedio) P_{mec} para accionar la bomba. Esta eficiencia es menor del 100% debido a las pérdidas mecánicas debido a la fricción entre el pistón y las paredes del cilindro y las pérdidas hidráulicas debido a la fricción del flujo, principalmente en las válvulas. La eficiencia mecánica está dada por:

$$\eta_{mec} = \frac{P_{hid}}{P_{mec}}$$

Ahora, mediante la combinación de la expresión de la potencia hidráulica (Ec. 2.27) y la expresión de la potencia en el eje entregado por el rotor:

$$P_{mec} = \frac{1}{2} \rho C_p A_{rotor} v^3 \quad \text{Ec. 2.28}$$

Se obtiene para la eficiencia mecánica de la aerobomba:

$$\eta_{mec} = \frac{(Q_{med,ef} \rho_a g H)}{\left(\frac{1}{2} \rho C_p A_{rotor} v^3\right)} \quad \text{Ec. 2.29}$$

La eficiencia mecánica del 80% al 90% se obtienen en las bombas de alta cabeza de bombeo, en la que las pérdidas de presión debido a la fricción del flujo son

pequeñas comparadas con la presión estática. Para cabezas bajas, la eficiencia cae al 60% o 70% ya que las pérdidas son relativamente independientes de la cabeza (pero la potencia hidráulica disminuye proporcionalmente a la cabeza).

2.2.3 ACOPLAMIENTO DE UNA BOMBA A UN ROTOR EÓLICO

Una bomba de pistón, junto a un molino de viento en conjunto forma un sistema en el que ambos componentes se influyen mutuamente. El comportamiento de este sistema se complica aún más por los parámetros exteriores, tales como la cabeza de bombeo y el sistema de seguridad del molino de viento.

En general, al elegir una bomba son obtenidos grandes volúmenes de agua, pero el molino de viento no se ejecutará la mayor parte del tiempo. En otras palabras, la aerobomba tiene una alta producción pero una baja disponibilidad. Una bomba pequeña acoplada al mismo molino de viento tendrá una mayor disponibilidad, pero una menor producción. En una situación práctica, se trata de encontrar la mejor relación entre la producción y disponibilidad. Este proceso de ajuste de los componentes del sistema entre sí y con el régimen de vientos dominantes, que se llama juego.

En una situación estacionaria, adecuación de un sistema de aerobomba es procedimiento sencillo y las fórmulas se pueden derivar para determinar la combinación óptima. La velocidad del viento es una variable estocástica, pero con la ayuda del régimen de distribuciones de vientos (Weibull), una expresión matemática se puede obtener por datos de la salida de agua y la disponibilidad. Para la práctica de aerobomba, una primera complicación es la presencia y la duración de los períodos de calma, es decir, días consecutivos con vientos bajos y no hay agua. La ocurrencia de los períodos con vientos bajos no está cubierta por la descripción de Weibull.

Sin embargo, la operación de un aerobomba en la práctica no es estacionaria. Como la velocidad del viento es fluctuante, el rotor eólico se acelere y desacelera constantemente. Debido a la inercia del sistema, el rotor eólico seguirá el patrón de la velocidad del viento, pero con un cierto retraso. Si la velocidad del viento es inferior a un determinado valor, el molino de viento poco a poco llega a un punto muerto. Si aumenta la velocidad del viento, en un momento dado el molino de viento será suficientemente fuerte y comienzan a girar de nuevo. Este comportamiento es mucho más difícil de describir analíticamente. Mediciones prolongadas, o simulaciones en computador de series de tiempo detalladas son necesarias para analizar el comportamiento del sistema y calcular la producción a largo plazo y disponibilidad. Como un régimen de vientos puede variar de un sitio a otro, los cálculos de la producción son relacionados, en principio, válido sólo para un sitio específico.

En la práctica, el método es bastante sencillo, en aras de la simplicidad y porque datos exactos del viento casi nunca están disponibles. Sin embargo, las simulaciones de computador y largo plazo de observaciones nos pueden ofrecer directrices prácticas para la coincidencia de los componentes. El concepto de la

velocidad del viento de diseño se introduce y servirá como un parámetro de comparación con la velocidad del viento local.

2.2.3.1 Punto de coincidencia de diseño

En una aerobomba, la potencia mecánica exigida por la bomba de pistón en cualquier punto de operación es igual a la potencia en el eje entregado por el rotor eólico:

$$P_{mec} = P_{rotor}$$

Como se indica en la (Ec. 2.29), la salida hidráulica efectiva (flujo de agua elevado) es igual a la potencia mecánica, la eficiencia mecánica de la transmisión y la bomba.

$$P_{hid} = \eta P_{mec}$$

Mediante el uso de las expresiones para la potencia hidráulica (Ec. 2.27) y aplicando la expresión para la potencia del rotor, según la teoría aerodinámica:

$$P_{rotor} = (C_p \eta) \frac{1}{2} \rho v^3 \pi R^2 \quad \text{Ec. 2.30}$$

Se obtiene para el equilibrio de poder momentánea:

$$(C_p \eta) \frac{1}{2} \rho v^3 \pi R^2 = Q_{med,ef} \rho_a g H \quad \text{Ec. 2.31}$$

Ahora, la velocidad del viento de diseño v_d de la aerobomba se define como, la velocidad del viento para que el sistema funcione a su máxima eficiencia. Dado que la eficiencia mecánica de una bomba de pistón es más o menos constante, este punto de trabajo coincide con el momento en que el rotor funciona en su relación de diseño de velocidad de punta. En el punto de diseño, se prescribe un caudal de diseño Q_d y se encuentra:

$$(C_p \eta)_{m\acute{a}x} \frac{1}{2} \rho v_d^3 \pi R^2 = Q_d \rho_a g H \quad \text{Ec. 2.32}$$

El flujo de $Q_{med,ef}$ depende del volumen sistólico, la velocidad de la bomba y la eficiencia volumétrica (Ec. 2.26). En el punto de diseño, se elige una velocidad de diseño de la bomba ω_d en congruencia con la relación el cociente de velocidad de diseño λ_d y se obtiene:

$$Q_d = \eta_{vol} S A_p \omega_d / 2\pi = \eta_{vol} S A_p \lambda_d v_d / (2\pi R) \quad \text{Ec. 2.33}$$

Mediante la sustitución de (Ec. 2.33) en (Ec. 2.32) y reordenando, encontramos una expresión para la velocidad de viento de diseño de la combinación rotor – bomba:

$$v_d = \sqrt{(\eta_{vol} sA_p \lambda_d \rho_a g H) / ((C_p \eta)_{m\acute{a}x} \rho \pi^2 R^3)} \quad \text{Ec. 2.34}$$

Para una velocidad de rotor dada y una elección apropiada v_d , el correspondiente volumen de la bomba es calculado de:

$$sA_p = ((C_p \eta)_{m\acute{a}x} \rho \pi^2 R^3) / (\eta_{vol} \lambda_d \rho_a g) (v_d^2 / H) \quad \text{Ec. 2.35}$$

Cabe destacar que la expresión de la velocidad del viento de diseño no da ninguna información sobre la producción de agua a largo plazo de una aerobomba. Se trata de una relación directa entre la salida del agua del diseño elegido ($\text{m}^3/\text{día}$) y una velocidad del viento de diseño elegido v_d . A esta velocidad del viento y la producción, la eficiencia de conversión de la aerobomba es máxima, por lo que este punto de trabajo es el llamado punto de diseño. Debido al carácter inestable del viento, una aerobomba estará operando fuera de las condiciones de diseño la mayoría de tiempo. A largo plazo la producción de agua y el número de horas de ejecución se encuentra mediante la combinación de la curva de potencia total (salida frente a la velocidad de viento) de la aerobomba y el régimen de viento en el lugar. Sin embargo, la elección de v_d en relación con el velocidad media del viento predominante v_{med} proporciona un medio sencillo para optimizar el rendimiento de una aerobomba.

2.2.3.2 Salida a largo plazo y disponibilidad de salida

En la sección anterior de la relación entre el área del rotor eólico y el volumen de la bomba se derivó el punto de diseño. Sin embargo, la mayoría de las veces una aerobomba se está ejecutando fuera de las condiciones de diseño en respuesta a las fluctuaciones en la velocidad del viento. Por lo tanto, la salida media depende de las características de la aerobomba, así como las condiciones locales de viento.

Como una simple regla, la producción hidráulica a largo plazo de una aerobomba está dada por la relación:

$$P_{med,hid} = 0.1 v_{med}^3 \pi R^2 \quad \text{Ec. 2.36}$$

Esta fórmula puede ser utilizada como guía apropiada para una aerobomba. De otra forma, también es útil como una primera estimación para determinar el diámetro de la aerobomba (Aunque el diámetro exacto se determinará en función de los meses críticos).

Como la potencia hidráulica es igual a (tanto para corto como largo plazo):

$$P_{hid} = Q_{med,ef} \rho_a g H \quad \text{Ec. 2.27}$$

Mediante la combinación encontramos el caudal medio de salida

$$Q_{med,ef} = (0.1v_{med}^3\pi R^2)/\rho_a gH \quad \text{Ec. 2.37}$$

y:

$$Q_{med,ef} = \frac{1}{98000} (v_{med}^3\pi R^2)/H \text{ m}^3/\text{s}$$

Para el caudal medio de salida en litros por segundo se obtiene aproximadamente:

$$Q_{med,ef} \approx \frac{1}{100} (v_{med}^3\pi R^2)/H \text{ l/s}$$

por lo que el resultado esperado para una aerobomba se ajusta correctamente en litros por segundo y por unidad de área del rotor, se convierte en:

$$Q_{med,ef}/A_{rotor} \approx \frac{1}{100} v_{med}^3/H \text{ l/s/m}^2 \quad \text{Ec. 2.38}$$

Para el flujo de salida en metros cúbicos por día, tenemos:

$$Q_{med,ef} \approx (v_{med}^3\pi R^2)/H \text{ m}^3/\text{día}$$

por lo que el resultado esperado a largo plazo en metros cúbicos por día y por unidad de área del rotor se encuentra, subestimando la producción en un 10%:

$$Q_{med,ef}/A_{rotor} \approx v_{med}^3/H \text{ m}^3/\text{día/m}^2 \quad \text{Ec. 2.39}$$

La disponibilidad de salida de una aerobomba se refiere a la probabilidad que una aerobomba está actualmente bombeando agua. Más precisamente, se trata de la disponibilidad técnica de la aerobomba sola, es decir, sin tener en cuenta si el agua es bombeada en el momento que es o no es necesaria. Normalmente un importe mínimo de la producción de agua es tomado como referencia (Umbral) de valor, una potencia menor que este valor se considera como no es útil. A continuación, la disponibilidad de salida puede ser calculada a partir de la distribución de frecuencias del viento y la curva de salida de la aerobomba.

2.2.4 FUERZAS EN EL EJE DE LA BOMBA

Las fuerzas en la transmisión del rotor – bomba depende de la velocidad de la bomba. La paleta de seguridad de la aerobomba está diseñada para mantener el rotor y la velocidad de la bomba debajo de un cierto valor por encima de la velocidad del viento nominal $v_{nominal}$. Si no hay caja de cambios de transmisión, la velocidad rotacional de la bomba es igual a la del rotor eólico. La transmisión

completa (cabeza y eje de la bomba), la bomba en sí, así como la estructura de la torre debe ser capaz de soportar estas fuerzas.

En la práctica, la máxima velocidad del rotor (y la bomba) no se limita al estado estacionario valor en $V_{nominal}$. Sino que se rebasa debido a la inercia del propio rotor y la cabeza de la aerobomba.

2.2.4.1 Examinación de las fuerzas en la varilla de bombeo

La fuerza total de la varilla de la bomba se puede considerar como el resultado de los siguientes componentes:

Fuerzas Estáticas:

- El peso de la columna de agua impulsada por el pistón.
- El peso de la varilla de bombeo.

Fuerzas Dinámicas:

- La fuerza para acelerar / desacelerar el eje de la bomba.
- La fuerza para acelerar la columna de agua.

Fuerzas de Fricción:

- Taza de fricción en la pared del cilindro
- Flujo de arrastre

Fuerzas Transitorias:

- Debido a la rigidez finita de la varilla de la bomba y la transmisión.
- Debido al retraso al cierre de la válvula.

En la figura 20 se indica la variación de la fuerza en la varilla de la bomba durante un ciclo de bombeo. Debido a las variaciones cíclicas, la fuerza de la varilla de la bomba es una carga de fatiga. Está claro que la fuerza máxima se produce poco después de pasar por el punto muerto inferior cuando el pistón comienza a moverse de nuevo hacia arriba. En ese momento se acaba de cerrar la válvula y la columna de agua en la parte superior del pistón se acelera. De hecho, la fuerza de la varilla de la bomba va elevándose gradualmente, hasta que el eje de la bomba actúa como un resorte.

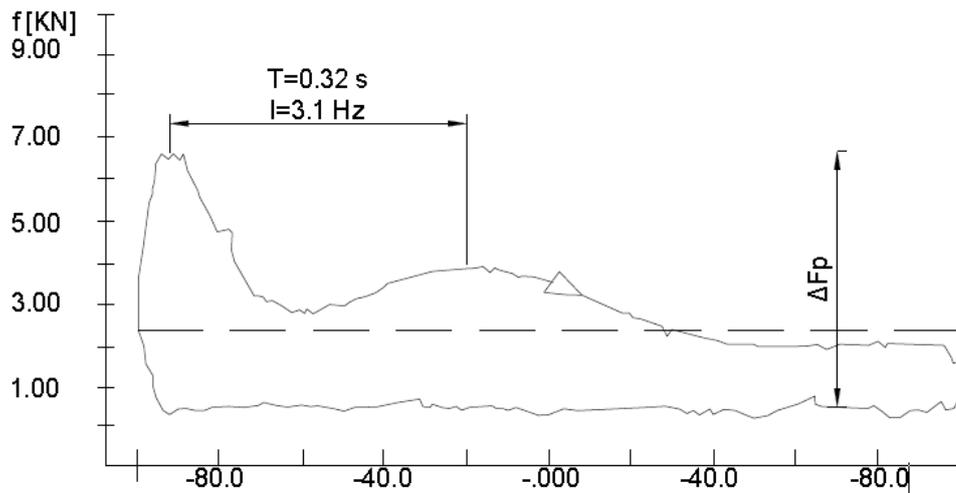


Figura 21 Variación de la carga sobre la varilla de la bomba
Fuente: Pump Design (Jongh & Rijs, 2004, pág. 21)

De los ocho componentes de la fuerza sólo los estáticos son, por definición, independientes del tiempo. A continuación, sólo se consideran las fuerzas estáticas y dinámicas para determinar una expresión de la carga máxima sobre el eje de la bomba. Las fuerzas de fricción son despreciables en un sistema bien diseñado. Las fuerzas transitorias son importantes pero más difíciles de capturar en un modelo simple. Nos limitaremos a suponer que son proporcionales a los componentes calculados, por lo que puede explicarse por la introducción de un factor de exceso k .

La aceleración de las fuerzas aumenta con la velocidad de la bomba cada vez mayor. El eje de la bomba se acelera y desacelera en sintonía con el pistón de la bomba. Durante la fase de desaceleración en la carrera ascendente y la fase de aceleración en la carrera descendente, el pandeo de la varilla de la bomba puede ocurrir. Para la columna de agua, sólo la fase de aceleración en la carrera ascendente contribuye a la carga de la varilla de bombeo.

La fuerza estática $F_{est, agua}$ debido a la columna de agua es igual al peso que ya se encuentra en (Ec. 2.18):

$$F_{est, agua} = \rho_a g H A_p \quad \text{Ec. 2.40}$$

La amplitud de la fuerza de aceleración $F_{ac, agua}$, de la columna de agua está dada por:

$$F_{ac, agua} = 1/2 s \omega^2 \rho_a L_{timp} A_p^2 / A_{timp} \quad \text{Ec. 2.41}$$

La suma de estos componentes da la fuerza máxima total de la varilla de bombeo F_{vb} . Ahora por la introducción de un factor de exceso para dar cuenta de los efectos transitorios, la fuerza total de la bomba será igual a:

$$F_{vb} = k(F_{est,agua} + F_{ac,agua}) \quad \text{Ec. 2.42}$$

Es conveniente relacionar la importancia de estos componentes de la fuerza estática de la columna de agua $F_{est,agua}$. Entonces (Ec. 2.42) se reduce a:

$$F_{vb} = kF_{est,agua} \left(1 + \frac{F_{ac,agua}}{F_{est,agua}} \right) \quad \text{Ec. 2.43}$$

La relación entre la aceleración y la fuerza estática debido a la columna de agua es igual a:

$$\frac{F_{ac,agua}}{F_{est,agua}} = \left(\frac{1}{2} s \omega^2 \rho_a L_{timp} \frac{A_p^2}{A_{timp}} \right) / (\rho_a g H A_p)$$

$$\frac{F_{ac,agua}}{F_{est,agua}} = 1/(2g)(A_p/A_{timp})(L_{timp}/H) s \omega^2$$

Al tomar la longitud de la tubería de impulsión L_{timp} aproximadamente igual a la cabeza de bombeo H , la expresión se reduce a:

$$\frac{F_{ac,agua}}{F_{est,agua}} = 1/2 s \omega^2 / g (A_p/A_{timp}) \quad \text{Ec. 2.44}$$

Tenga en cuenta que en esta expresión, el factor $1/2 s \omega^2 / g$ es el coeficiente de aceleración c_a como. Si c_a está muy por debajo de 1, la fuerza de la varilla de la bomba está determinada principalmente por el peso estático de la columna de agua. Con el aumento de c_a , El componente de la aceleración se convierte cada vez más importante.

Al sustituir este resultado en (Ec. 2.43) se obtiene finalmente:

$$F_{vb} = kF_{est,agua} \left(1 + 1/2 s \omega^2 / g (A_p/A_{timp}) \right) \quad \text{Ec. 2.45}$$

o, utilizando el coeficiente de aceleración c_a :

$$F_{vb} = kF_{est,agua} (1 + c_a(A_p/A_{timp})) \quad \text{Ec. 2.46}$$

El factor de exceso k depende de los efectos transitorios derivados de la elasticidad del sistema y la respuesta de la válvula. Su valor puede tomarse de a 1,5 a 2. La expresión en (Ec. 2.45) da una relación bastante simple para estimar la fuerza máxima del eje de la bomba.

2.2.4.2 Fuerza en la varilla de bombeo

Una vez que la fuerza máxima de la varilla se ha encontrado, el diámetro mínimo de la varilla de la bomba se puede calcular. A medida que la varilla de la bomba se construye generalmente de un número de secciones que son soldadas o atornilladas, las tensiones en el punto más débil no pueden exceder los máximos valores permitidos. Si los acoplamientos de la varilla de la bomba están soldados a la barra, las soldaduras son casi sin duda el punto más débil, como se muestra en la figura 21. Si no se puede esperar que se produzca junto a la soldadura, por lo que este es el diámetro crítico.

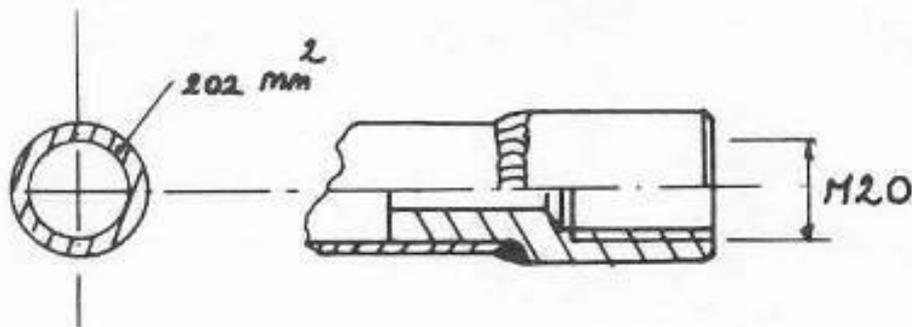


Figura 22 Varilla de acoplamiento, geometría crítica
Fuente: Pump Design (Jongh & Rijs, 2004, pág. 23)

Para un material dado de la varilla de la bomba, el tratamiento y las condiciones de fatiga, se puede encontrar el valor del esfuerzo máximo admisible en tablas. A continuación, la sección mínima requerida puede ser calculada a partir de:

$$A_{\min} = F_{\text{total}} / \sigma_{\max} \quad \text{Ec. 2.47}$$

A la inversa, la misma fórmula se puede utilizar para comprobar si los esfuerzos máximos ocurridos en la sección son todavía admisibles, si la fuerza de la varilla de la bomba es cambiada por los cambios en las condiciones de operación de la aerobomba.

2.2.5 ELECCIÓN DEL TAMAÑO DE LA BOMBA

Como ya se ha mencionado, el tamaño de la bomba - de hecho, la cabeza de bombeo, el rotor y el régimen de viento; determina la velocidad de viento de diseño y, en consecuencia:

- la producción hidráulica promedio
- la disponibilidad de salida de agua
- la carga de fatiga en la construcción (sobre todo la varilla de bombeo)

Si se elige una bomba de gran volumen, la velocidad del viento de diseño es mayor. Esto implica un aumento de la producción de agua en condiciones de diseño y, en general un aumento de la producción a largo plazo. Sin embargo, las cargas mecánicas en el sistema se incrementan también. Si la velocidad de viento de diseño es mayor, la velocidad del viento de arranque y parada son también más altos. La aerobomba comenzará más tarde y produce mucha menos agua durante las horas con velocidades de viento bajas. La disponibilidad de salida se reduce significativamente con el aumento de velocidad del viento. El volumen de la bomba más adecuada tanto, es siempre un compromiso entre la alta producción y disponibilidad aceptable.

Una vez que el volumen de la bomba es elegido, se debe encontrar una combinación entre el diámetro de la bomba y la longitud de la carrera. La elección del diámetro de la bomba es generalmente limitada, sobre todo si se planea utilizar una bomba de pistón comercial. También el tamaño de una bomba depende del material disponible para el cilindro. Además, para los pozos profundos de bombeo del máximo el tamaño está limitado por el diámetro de la perforación. Dentro de estos límites, uno es libre de elegir una combinación de movimiento de la bomba y el diámetro. Esta elección es de influencia sobre las fuerzas en la vara de la bomba (y, como tal, en la torre también). Se debe prestar especial atención a la varilla de la bomba de carga si el trazo de un aerobomba instalada es mayor después de tener más salida. A continuación, las cargas son aumentadas también y las partes pronto pueden presentar fallas.

2.2.5.1 Elección de la velocidad de viento de diseño

La velocidad del viento de diseño como se describe en la sección 2.4.3.1 es la velocidad del viento en el que la aerobomba tiene su mejor rendimiento. Para una velocidad de viento del rotor dada, el viento medio y altura de elevación, la velocidad del viento de diseño es elegido para obtener un compromiso aceptable entre la producción técnica y la disponibilidad. Entonces, el volumen de la bomba se encuentra de acuerdo (Ec. 2.48):

$$sA_p = \left((C_p \eta)_{max} \rho \pi^2 R^3 \right) / (\eta_{vol} \lambda_d \rho_a g) (V_d^2 / H) \quad \text{Ec. 2.48}$$

El cálculo de la producción técnica y la disponibilidad requiere información sobre el régimen de vientos locales y asume un comportamiento conocido del sistema de seguridad. Los resultados son diferentes para cada régimen de viento (factor de forma de Weibull). Un buen valor para empezar es para tener la velocidad igual a la velocidad del viento promedio anual. Entonces, si la disponibilidad es insatisfactoria, se puede reducir la velocidad de acortamiento de la longitud de la carrera. Si el de salida es demasiado bajo, puede ser mayor, a una velocidad mayor mediante un mayor esfuerzo (y la disponibilidad se reducirá de manera significativa).

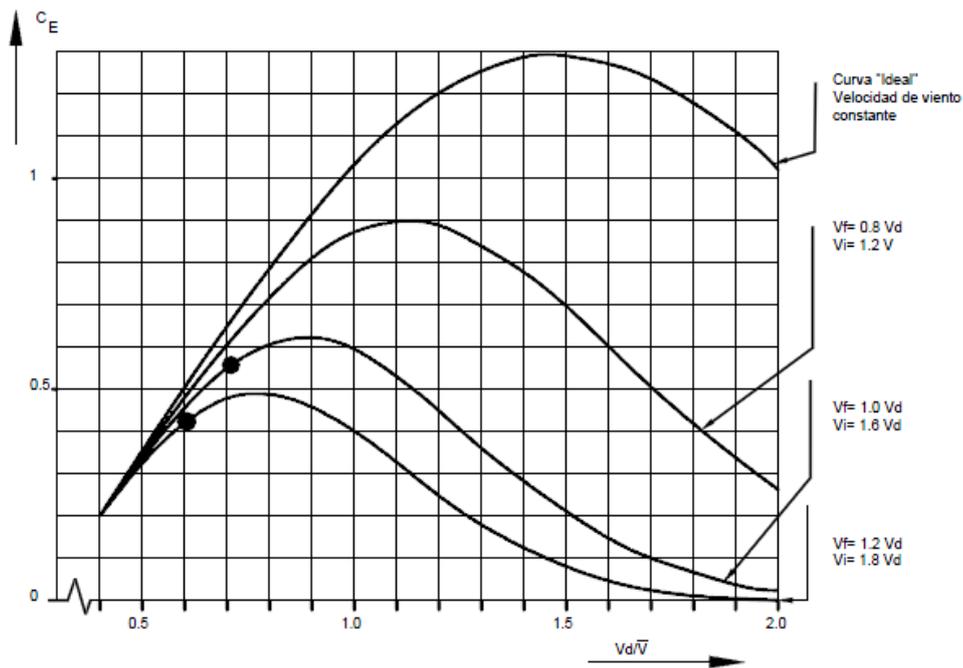


Figura 23 Valores de la salida en relación de V_d/V_{med}
Fuente: Pump Design (Jongh & Rijs, 2004, pág. 25)

Figura 22 y figura 223 da los valores de la salida y la disponibilidad en relación con V_d/V_{med} . Se ve que las opciones aceptables son entre:

$$0.8 < V_d/V_{med} < 1.2$$

Ec. 2.49

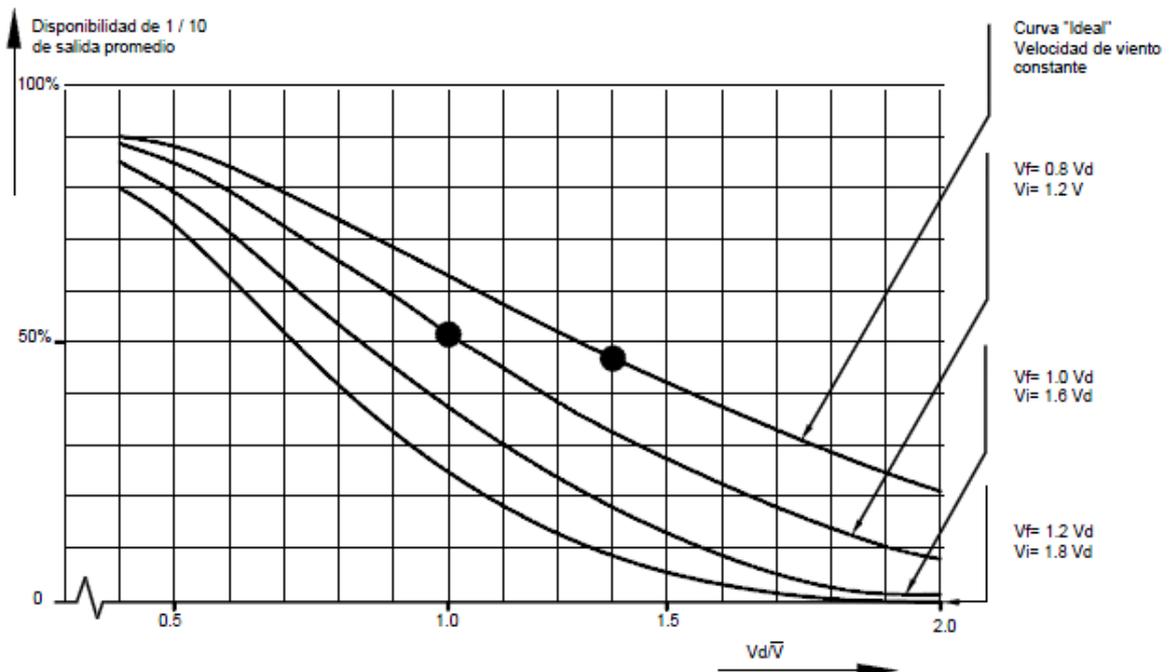


Figura 24 Disponibilidad de salida de más de 10% de la producción de diseño en relación de V_d/V_{med} para el factor de Weibullk = 2.

Fuente: Pump Design (Jongh & Rijs, 2004, pág. 26)

2.2.5.2 Elección del esfuerzo de la bomba

Una vez que el diámetro de la bomba ha sido elegido, el esfuerzo de la bomba se desprende directamente de (Ec. 2.48).

2.2.5.3 Control de la fuerza de la varilla de la bomba

Una aerobomba fiable tendrá una varilla de la bomba capaz de hacer frente a las fuerzas que ocurren en las condiciones de diseño. Para un determinado tamaño de la bomba y cabeza de bombeo, estas fuerzas varían en congruencia con la velocidad de rotación de la bomba y el rotor. La carga total de la fatiga la varilla de la bomba depende de la frecuencia de distribución de las cargas de la varilla de la bomba, es decir, la carga espectro, y la contribución de las correspondientes tensiones en la varilla de la bomba a la fatiga acumulada.

Una varilla de la bomba adecuada es capaz de absorber el cansancio acumulado durante la espera toda la vida. Ahora bien, si la velocidad de la aerobomba es mayor por asociar una bomba mayor, las fuerzas que ocurren en la velocidad del viento correspondiente, también se incrementan. Por otra parte, las cargas más altas se producen, es decir, las fuerzas de pico en la velocidad de rotación máxima, aumentará. Este incremento de las máximas fuerzas no sólo contribuye a la carga total de fatiga, sino que incluso puede superar los valores máximos admisibles y la varilla de la bomba se romperá.

La velocidad máxima de la bomba está limitada por el mecanismo de seguridad en $\omega_{m\acute{a}x}$ correspondientes con la velocidad del viento nominal de la aerobomba V_{nom} . A la velocidad nominal del viento, el rotor gira en una relación de velocidad de punta λ cerca de la relación de velocidad máxima de punta $\lambda_{m\acute{a}x}$. En cuanto a la mayoría de los rotores de viento se tiene la siguiente relación:

$$\lambda_{m\acute{a}x} \approx 2\lambda_d$$

La velocidad máxima de la bomba está dada por:

$$\omega_{m\acute{a}x} \approx 2\lambda_d V_{nom}/R \quad \text{Ec. 2.50}$$

Esta expresión es válida en caso de un sistema de seguridad ideal que responde instantáneamente a las fluctuaciones en la velocidad y dirección del viento. En la práctica, los sistemas de seguridad existentes no son perfectos y durante periodos cortos, la velocidad del rotor puede superar el máximo teórico en (Ec. 2.50) por un factor de 1,5. Así que nos encontramos como una velocidad máxima eficaz para la bomba:

$$\omega_{m\acute{a}x,ef} \approx 3\lambda_d V_{nom}/R \quad \text{Ec. 2.51}$$

Ahora, sustituimos este resultado en la ecuación de la fuerza de la varilla de la bomba (Ec. 2.45) para encontrar la fuerza máxima que ocurre, y tomar el factor de rebasamiento k igual a 2:

$$F_{vb} = 2F_{est,agua} \left(1 + 1/2 s/g(3\lambda_d V_{nom}/R)^2 (A_p/A_{timp}) \right) \quad \text{Ec. 2.52}$$

Esta relación se debe utilizar para comprobar si la varilla de la bomba es capaz de soportar estas cargas durante su vida útil.

2.2.6 ELECCIÓN DE MATERIALES

La elección de los materiales para los componentes de la bomba depende de varios criterios, tales como: fuerzas, la resistencia a la corrosión, disponibilidad, precio, facilidad de fabricación.

El pistón y la varilla de la bomba, son quizás las partes más críticas de una aerobomba. Ellos son sometidos a cargas variables en un largo período de tiempo y presentan posibilidades de fracasar por las cargas de fatiga. Por otra parte, realizan su tarea en un entorno agresivo que a menudo se impone requisitos severos con respecto a la resistencia a la corrosión. Por lo tanto, los materiales se deben elegir con mucho cuidado.

Como una regla básica debe evitar la combinación de diferentes aleaciones de metales, ya que esto causa la corrosión galvánica. Los plásticos pueden ser una alternativa interesante para las piezas con poca carga, especialmente para pozos poco profundos de bombeo y bajos requerimientos de agua.

2.2.6.1 Válvula

El material de la válvula puede ser dañado por la erosión y la cavitación corrosión. Si la velocidad del agua en el espacio es inferior a 6 m/s, el bronce de estaño servirá. Si la salinidad del agua es alta, bronce de aluminio es una mejor opción. El acero inoxidable es superior en calidad al bronce, pero difícil de fabricar y por lo tanto caro. Una buena alternativa para las válvulas de metal es una válvula todo-plástico conjunto de poli cloruro de vinilo o nylon.

2.2.6.2 Cilindro

La mayoría de las bombas de pistón comerciales están equipadas con un cilindro de bronce o de hierro fundido con revestimiento de cobre. Un tubo de plástico como el PVC también se puede utilizar, pero se desgastará rápidamente.

En la mayoría de los países grandes tubos de acero inoxidable están comúnmente disponibles, por ejemplo para el uso en la industria de procesamiento de alimentos. El bronce como material puede ser una buena alternativa, pero los tubos de gran diámetro son menos fuertes y más difíciles de obtener. Los cilindros de bronce también se pueden utilizar cuando se requieren mecanizados posteriores, que es menos conveniente para los tamaños más

grandes. El bronce en combinación con el acero inoxidable crea un elemento galvánico débil, pero la corrosión será mínima ya que ambos metales son excelentes para evitar la corrosión.

2.2.6.3 Varilla de la bomba

Las varillas comerciales de la bomba están construidas ya sea de materiales galvanizados, de acero inoxidable o de madera. El acero galvanizado no se puede utilizar en un ambiente ácido. La carga cíclica de la varilla de la bomba causa fatiga, y la vida útil prevista es probable que se reduzca por la fatiga corrosiva. De hecho, la varilla de la bomba es la parte más cargada de una aerobomba, ya que debe soportar fuerzas pico de 5 a 10 kN en aerobombas grandes.

Debido a su longitud, la varilla de la aerobomba se construye generalmente de un número de segmentos de barra o tubo que se sueldan entre sí. Las soldaduras son los puntos débiles donde las tensiones máximas admisibles son los más bajos. Una varilla de bomba galvanizada en combinación con uno o más componentes de la bomba de bronce crea un elemento galvánico muy fuerte que consiste en un pequeño elemento anódico (la parte inferior parte de la vara de la bomba) y un gran catódico (el cilindro de la bomba). Una varilla de acero galvanizado debe ser separada de la bomba o el agua. Esto se puede hacer con caucho o arbustos de nylon y anillos entre el pistón y la varilla de la bomba. Pintar la varilla de la bomba puede ser una alternativa y es más práctico.

2.2.6.4 Salida principal

Para la salida principal, acero galvanizado, acero inoxidable y PVC son opciones posibles. El acero galvanizado no es resistente a los ácidos, mientras que el PVC puede provocar fenómenos de ondas en las altas cabezas de bombeo debido al estiramiento. Para pequeñas aerobombas de 2,5 m de diámetro y cabezas superiores a 50 m, PVC se puede utilizar sin problemas.

2.2.6.5 Sello

El tipo más común de sello utilizado en aerobomba es el cáliz de cuero. Un impregnado y la copa de cuero moldeado han demostrado ser una de las mejores opciones posibles. Juntas comerciales de goma de equipos neumáticos o hidráulicos pueden ser convenientes también, pero en general dan altas pérdidas por fricción.

2.2.7 MATERIALES Y CORROSIÓN

2.2.7.1 Erosión corrosiva

La erosión corrosiva es más pronunciada en los metales protegidos por una capa superficial. Un ejemplo es el aluminio, donde se forma una fina capa de óxido de aluminio en contacto con el aire, que dan una protección total del metal base contra la corrosión. Si se expone a un flujo de corrosivos, cada una de las capas puede irse continuamente desgastando y poco a poco el metal base desaparece. La sensibilidad de un metal a la erosión corrosiva depende de los fluidos transportados, la velocidad del flujo y las condiciones ambientales (temperatura, sal). En el agua dulce el efecto es relativamente pequeño, pero en condiciones de solución salina (agua de mar) la erosión corrosiva puede ser un problema grave, el acero no aleado y acero galvanizado (zinc) tienen una baja resistencia contra la erosión corrosiva, especialmente en agua de mar. Las manchas en una bomba de pistón, donde la erosión corrosiva es más probable que ocurra son los espacios de las válvulas, donde las velocidades de flujo son más altas. A fin de reducir el efecto de la erosión corrosiva, como guía, las velocidades de flujo en el espacio no deben superar los 6 m/s. La velocidad media de circulación en el espacio puede ser reducido por el aumento de la altura de la válvula de elevación, sin embargo, se debe tener en cuenta que las velocidades mucho más altas a nivel local pueden ocurrir.

2.2.7.2 Cavitación erosiva

La cavitación se denomina al fenómeno que pequeñas burbujas de vapor (o cavidades) se forman en un flujo, si la presión a nivel local cae por debajo de la presión de vapor del fluido. Es probable que esto se produzca en la parte posterior (baja presión) la superficie de un cuerpo en movimiento, como un tornillo o un pistón. Cuando el colapso que causa una acción de martilleo que deterioró la superficie. Este efecto se llama cavitación corrosiva.

La cavitación es más probable en las bombas de succión con una cabeza de más de 6,5 metros. Especialmente donde la cavitación se vuelve más crítica, los contornos afilados y las curvas se deben evitar ya que causan alta turbulencia y, en consecuencia, presión local más baja. Si la cavitación corrosiva ocurre en una bomba de pistón, la causa de la cavitación puede ser eliminada mediante una revisión de la geometría de la bomba (bordes redondeados, la modificación de la válvula y la forma del asiento). Si esto no funciona, la velocidad de la bomba debe ser reducida. Por último, se puede elegir un material más resistente a la corrosión.

2.2.7.3 Picaduras

Las picaduras se producen cuando los efectos de la corrosión se concentran en un número de puntos en lugar de atacar la superficie de manera uniforme. Pequeñas piezas de metal por lo general se presentan profundos pozos, mientras que en las grandes superficies hoyos poco profundos son más comunes.

2.2.7.4 Grietas

Grietas se llaman las cavidades debajo o entre los componentes, donde la falta de oxígeno puede reducir gradualmente la pasividad de la superficie del metal. El proceso de corrosión es más acelerada por los reactivos químicos que quedan atrapadas en la grieta y crean un ambiente altamente ácido y agresivo (el pH puede llegar a ser 2 o inferior). La corrosión por grietas puede ocurrir en una cavidad en una pieza de metal, entre dos cuerpos de metal, o entre un metal y un cuerpo no metálico.

El acero inoxidable es mucho más sensible a la corrosión en grietas que el acero ordinario, debido a la acidez del hierro, cromo y cloro; los productos de corrosión.

2.2.7.5 Corrosión galvánica

La corrosión galvánica se produce cuando dos piezas de metal con un potencial galvánico diferentes reaccionan entre sí debido al contacto directo o la presencia de un electrolito (agua de mar). A diferencia de potencial existe entre dos metales diferentes, o dos piezas del mismo metal pero con diferentes propiedades de la superficie.

Los metales y sus aleaciones se pueden clasificar según su potencial en una serie galvánica. Mientras más separados estén los dos metales, mayor será la velocidad de corrosión. El metal más cercano al final anódico de la serie será el que se oxide. Por ejemplo, si el estaño y el zinc se encuentran en contacto, el zinc se corroe, si el estaño y el cobre están en contacto, el estaño se oxida. La tasa de ataque se ve afectada por el tamaño relativo de los materiales, la distancia entre ellos y las propiedades de los electrolitos.

Un pequeño cuerpo anodizado combinado con una gran zona catódica se corroe rápidamente, por el contrario, el efecto será menor en caso de una gran zona anódica y una catódica pequeña. Si la distancia entre los cuerpos se incrementa, el efecto llega a ser menos. Un electrolito con buenas propiedades de conducción eléctrica facilita el intercambio de electrones entre los dos metales. Esto explica la rápida corrosión galvánica ambientes salinos y agua de mar.

La corrosión galvánica puede evitarse mediante una cuidadosa selección de materiales.

2.2.7.6 Fatiga

Cuando un metal sometido a una tensión que varía periódicamente y es puesto en contacto con un medio corrosivo, los límites de fracaso pueden reducir drásticamente. En condiciones normales, sin fatiga se produce cuando las tensiones periódicas no superen un determinado nivel. Este nivel es llamado el límite de resistencia y por debajo de este límite, la vida útil del componente no es afectada.

Sin embargo los ensayos de fatiga en ambientes corrosivos, no presentan un límite de resistencia: más pronto o más tarde, el material siempre va a fallar. En

consecuencia, un debe elegir una vida aceptable y determinar el tamaño y el tipo material a utilizar.

Algunas tablas suelen dar el número de ciclos que un material puede soportar sin fallar en condiciones dadas. Estos datos pueden ser utilizados para calcular la vida útil prevista.

2.2.8 DISEÑO DE LA VÁLVULA

El diseño de la válvula determina en gran medida la resistencia del flujo y por consecuencia la eficiencia mecánica de una bomba de pistón y tiene un fuerte impacto en el comportamiento dinámico. Los métodos de diseño sólo dan las dimensiones aproximadas, que en la práctica debe ser más optimizado mediante pruebas prácticas.

Una válvula plana es relativamente fácil de producir y, a menudo aplicadas en las aerobombas Figura 24. Una válvula debe tener una pequeña área de contacto con el asiento de la válvula para evitar que se pegue, que disminuya la diferencia de presión mínima necesaria para abrirla. El ancho mínimo del área de contacto es de 2 a 3 mm con el fin de garantizar un buen sellado.

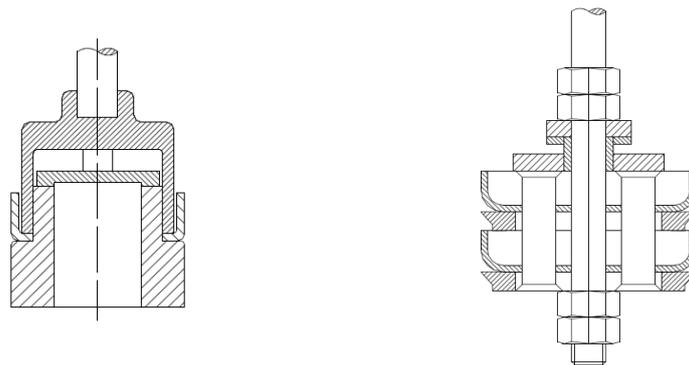


Figura 25 Lay-out de un diseño de válvula plana
Fuente: Pump Design (Jongh & Rijs, 2004, pág. 33)

Otro tipo de válvula utilizada es la válvula de forma cónica, como se muestra en la Figura 25. Sin embargo, la válvula tiene un funcionamiento menos suave y es más difícil de fabricar. La válvula de bola también es instalada en algunos tipos de bomba (Figura 26). Otros tipos de válvulas son válvulas de anillo, válvulas de grupo y aletas de goma. Estas no son comunes en aerobombas.

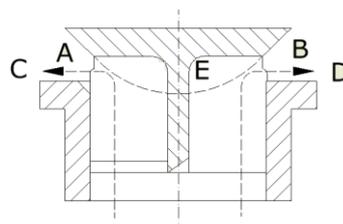


Figura 26 Lay-out de un diseño de válvula cónica
Fuente: Pump Design (Jongh & Rijs, 2004, pág. 33)

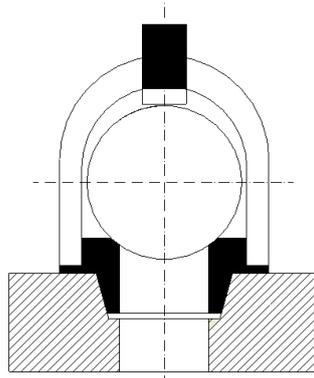


Figura 27 Lay-out de un diseño de válvula de bola
Fuente: Pump Design (Jongh & Rijs, 2004, pág. 33)

2.2.8.1 Válvula: altura de elevación

La elección de la altura de elevación de la válvula es un compromiso entre la demanda de una baja caída de presión en la válvula y una respuesta dinámica aceptable (apertura y cierre retrasos) a una velocidad superior de la bomba.

Una gran altura de elevación en la válvula resulta en bajas velocidades de flujo en la cámara, que son necesarios para evitar la corrosión y la erosión de la cavitación de la válvula y el asiento de la válvula. Bajas velocidades de caudal también implican pérdidas debido a la fricción del flujo, lo que mejora la eficiencia mecánica de la bomba.

Por otro lado, una altura de elevación grande conduce a la respuesta de la válvula de retraso y por consecuencia mayores picos de carga en el eje de la bomba y un funcionamiento más ruidoso. La velocidad de rotación a la que una bomba se ponga en "martilleo" depende en gran medida de la válvula diseño y altura de elevación y es más alto para una altura de elevación baja.

2.2.8.2 Procedimiento de diseño: Válvula de disco plano

Una válvula de disco plano con un agujero central se muestra en la Figura 27, así como los correspondientes diámetros y las áreas de flujo. Para evitar una caída de presión en la posición de la válvula totalmente abierta, se toma el espacio entre la válvula y la pared del cilindro igual al área del agujero:

$$A_0 = A_s \quad \text{Ec. 2.53}$$

El espacio vacío de la válvula A_g está relacionado con la altura de elevación de la válvula h de acuerdo a:

$$A_g = \pi D_v h \quad \text{Ec. 2.54}$$

y el espacio entre la válvula y la pared del cilindro de la siguiente forma:

$$A_0 = \pi/4 (D_p^2 - D_v^2) \quad \text{Ec. 2.55}$$

La relación de contracción α se define como el cociente entre la superficie de éste y el área del agujero:

$$\alpha = A_g/A_s \quad \text{Ec. 2.56}$$

y mediante la aplicación de (Ec. 2.53) por lo tanto:

$$A_0 = 1/\alpha A_g \quad \text{Ec. 2.57}$$

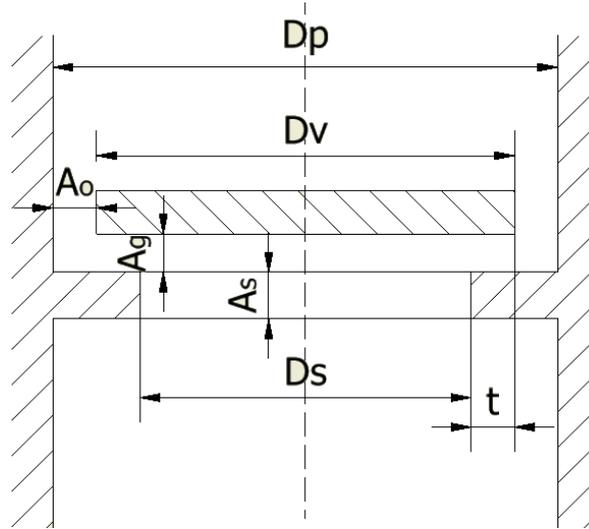


Figura 28 Modelo de válvula plana con agujero central
Fuente: Pump Design (Jongh & Rijs, 2004, pág. 35)

Ahora mediante la combinación de (Ec. 2.57) con las relaciones (Ec. 2.54) y (Ec. 2.55) se obtiene:

$$\pi/4 (D_p^2 - D_v^2) = 1/\alpha \pi D_v h \quad \text{Ec. 2.58}$$

Al volver a escribir, obtenemos una expresión cuadrática para el diámetro de la válvula en función del diámetro del cilindro, con la altura de elevación de la válvula y el factor de contracción como parámetros de diseño:

$$D_v = -2h/\alpha + (4h^2/\alpha + D_p^2)^{1/2} \quad \text{Ec. 2.59}$$

Además, tenemos que considerar una superposición entre la válvula y el asiento de la válvula de 2 a 3 mm para garantizar el cierre, por lo tanto:

$$D_s = D_v - 2t \quad \text{Ec. 2.60}$$

La geometría de la válvula final se determina a partir de una opción razonable de los parámetros en las relaciones de este último. Con el fin de obtener una respuesta adecuada de la válvula, el factor de contracción deben ser respetados por comprobar si:

$$\frac{\pi}{4} D_s^2 \geq 1/\alpha A_g$$

Ec. 2.61

Para otras geometrías de válvula plana, como un anillo de la válvula, o más de un agujero de seguridad, se pueden derivar un conjunto similar de ecuaciones basadas en los mismos supuestos.

CAPÍTULO III

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE MEJORAS

INTRODUCCIÓN

La selección de cualquier estrategia para la extracción y conversión de energía eólica para abastecimiento de agua tendrá que acoplar los requerimientos del usuario, el comportamiento del viento y el sistema de conversión de energía eólica a ser utilizado para cumplir una demanda específica. Estos tres aspectos que deben estar adecuadamente acoplados son, entonces:

- La necesidad del usuario (fuente y cantidad de agua, patrón de consumo)
- La fuente de energía (el viento, su distribución a lo largo del año)
- El equipo conversor de energía (el rotor eólico, transmisión, bomba)

Estos tres parámetros deben ser considerados para la implementación de un sistema de aerobomba, ahora, los parámetros dos y tres han sido ya analizados, la fuente de energía, la velocidad del viento (Capítulo I) y el equipo conversor de energía que es el rotor eólico, sistema de transmisión y torre ya existentes.

Relacionando la necesidad del usuario con la bomba, podemos decir que, el sistema eólico en su primer emplazamiento, Tarqui – Azuay, contaba con una bomba de pistón de simple efecto, la cual en lugares donde existen constantes y elevadas velocidades de viento, es un sistema muy bueno para ser utilizado; pero lugares que no cuentan con fuentes de riego, se encuentran en sectores donde las velocidades de viento no son constantes, ni muy elevadas; es por esto que se analiza el sistema de bombeo para realizar mejoras e implementarlas para que el sistema eólico para riego pueda ser utilizado en otra variedad de sectores, al crear un sistema de bombeo continuo.

El sector de emplazamiento presenta una velocidad de viento adecuada para el arranque del sistema pero que no es constante, es por esto que se propone el diseño de una bomba de flujo continuo de agua, para aprovechar los períodos de tiempo en que las velocidades de viento permiten el funcionamiento del sistema y lograr bombear el agua en un flujo constante hacia el reservorio ubicado a una altura de 16 metros de la piscina de reserva, y que esta agua pueda ser utilizada posteriormente mediante gravedad para el riego de los sembríos existentes en el sector.

Con los estudios de suelo, velocidades de viento y recursos hídricos del sector se procede con el diseño de la base de emplazamiento la que soportará toda el sistema, se realizan mejoras en la estructura, sistema de orientación y rodete en el proceso de mantenimiento y se realiza el diseño de un sistema de bombeo diferencial que abastezca de un flujo continuo de agua.

3.1 CONSTRUCCIÓN DE LA BASE DE EMPLAZAMIENTO

Antes que la instalación se ejecute, la obra civil debe ser realizada completamente. Esta obra consiste de las cimentaciones en concreto para el anclaje de la torre y la conexión de agua desde la piscina de reserva hacia el pozo de abastecimiento de la aerobomba. Especial atención se debe prestar a la alineación. La cimentación debe ser hecha de tal forma que la torre quede perfectamente vertical y, en el caso de un molino de bombeo sobre un pozo de poco diámetro, centrado alrededor de este.

Se debe tener cuidado, antes de hacer las cimentaciones, verificar que los lados de la torre estén perfectamente nivelados en los cuatro costados, lo que garantizará que la torre quede vertical

Se debe tener en cuenta además que:

- La torre soportará todo el empuje del viento sobre el molino y el viento por ráfagas, dependiendo del lugar puede llegar, a 20 o 25 m/s., por lo que de la buena calidad y ubicación de la cimentación depende la vida del molino y su eficiencia en la extracción de agua.
- De la buena ubicación de los anclajes depende que la torre quede vertical y opere eficientemente.
- La profundidad de este anclaje está determinada por el tipo de cargas que recibirá la torre. En los manuales generalmente están especificadas este tipo de dimensiones, pero una recomendación inicial es que cualquier anclaje requiere de por lo menos 0.5 m. de profundidad

3.1.1 DISEÑO DE LAS ZAPATAS

Las cuatro zapatas que servirán de base para la torre serán de concreto, debido a que la resistencia del suelo es menor a la resistencia del concreto. La zapata tendrá una sección mayor que en este caso la placa base para así reducir los esfuerzos que se transmiten al terreno.

El terreno debe trabajar bajo una carga tal que no se altere su estado de equilibrio, o sea, que no se produzcan deformaciones o asentamientos perceptibles que repercutan en los diferentes elementos de la estructura. En la siguiente tabla se presentan algunos valores aproximados de la carga de trabajo para diferentes tipos de terrenos. Estos se utilizan solo para diseños preliminares.

Tabla 5 Carga de trabajo para diferentes tipos de terreno

Tipo de suelo	$q_s(\text{kg/cm}^2)$
1. Rocas macizas: granito, diorita, gneis.	100
2. Rocas laminadas: esquistos, pizarra.	40
3. Roca sedimentarias: caliza, arenisca.	15
4. Cascajo, gravas o gravas arenosas (GW ó GP)	
Compactas	5
Medianamente compactas (Lima)	4

Sueltas	3
5. Arenas o arenas con grava bien graduadas (SW)	
Compactas	3,75
Medianamente compactas	3
Sueltas	2,25
6. Arenas o arenas con grava mal graduada (SP)	
Compactas	3
Medianamente compactas	2,5
Sueltas	1,75
7. Gravas sienosas o grava-arena-sieno (GM)	
Compactas	2,5
Medianamente compactas	2
Sueltas	1,5
8. Arenas sienosas o arena-sieno (SM)	2
9. Gravas arcillosas o arenas arcillosas (GC -SC)	2
10. Suelos inorgánicos, sienos, arenas finas (ML - CL)	1
11. Arcillas inorgánicas plásticas, arenas diatomáceas, sienos elásticos (CH - MH)	1

Fuente: Diseño de Estructuras de Concreto Armado (Harmsem, 2002, págs. 317, 318)⁸

3.1.1.1 Consideraciones Generales para el Diseño

Para la torre hemos considerado el cálculo de una zapata aislada:

3.1.1.1.1 Determinación de la presión neta del suelo y dimensionamiento de la zapata.

La capacidad portante neta es igual a:

$$q_{sn} = q_s - \gamma_t \cdot h_t - \gamma_c \cdot h_c - S/C$$

Donde:

q_{sn}	=	Capacidad portante
q_s	=	Carga admisible del terreno (3 – 6 kg/cm ²). Tomamos 3 kg/cm ²
γ_t	=	Peso específico del suelo. 1700 kg/m ³
h_t	=	Altura del suelo sobre la zapata. Tomamos el mínimo 30cm
γ_c	=	Peso específico del concreto. 2400 kg/m ³
h_c	=	Altura de la cimentación. Tomamos el mínimo 40cm
S/C	=	Sobrecarga del terreno 700 kg/m ²

⁸ Harmsem, T. E. (2002). *Diseño de Estructuras de Concreto Armado*. Moquegua, Perú: Fondo Editorial.

Reemplazando obtenemos:

$$q_{sn} = 3 - 1.7 \times 10^{-3} \cdot 30 - 2.4 \times 10^{-3} \cdot 40 - 2.4 \times 10^{-3} \cdot 10 - 0,7$$

$$q_{sn} = 3 - 0,051 - 0,096 - 0,024 - 0,7$$

$$q_{sn} = 2.129 \frac{kg}{cm^2}$$

Considerando que por experiencia de cálculo se recomendó considerar para carga viva un factor de 1.7. Se tiene:

$$q_{sn} = q_s \cdot 0.7$$

$$q_{sn} = 3 \cdot 0.7$$

$$q_{sn} = 2.1 \frac{kg}{cm^2}$$

Con un peso del sistema aproximado a 796kg, tenemos un área de la cimentación:

$$A = \frac{\text{Carga externa vertical sin amplificar}}{q_{sn}}$$

$$A = \frac{796}{2.1}$$

$$A = 379,05 cm^2$$

Se considera una zapata cuadrada de lado = 19,5cm \approx 20cm. De este modo la reacción del suelo es:

$$q_{sn} = \frac{796}{20^2}$$

$$q_{sn} = 1.99 \frac{kg}{cm^2}$$

Las bases de la torre constan con una placa cuadrada de 20 cm de lado, por esta razón la zapata no se puede construir de 20cm de lado y por consideraciones empíricas consultadas, se decide construir zapatas de base cuadrada de 40cm de lado y una altura de 60cm.

3.1.1.1.2 Reacción amplificada del suelo:

$$q_{snu} = 1.4 q_{sn}$$

$$q_{snu} = \frac{1.4 \cdot 796}{20^2}$$

$$q_{sn} = 2.78 \frac{kg}{cm^2}$$

3.1.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA PLACA BASE

Como se mencionó la base de la torre cuenta en cada uno de sus cuatro extremos con placas cuadradas de 20cm de lado, se considera tomar las medidas de las placas bases del lugar de emplazamiento anterior las cuales son placas cuadradas de 25cm de lado, con un perno de anclaje de rosca de 7/8" UNC, el conjunto placa – perno tiene un tratamiento de galvanizado (Figura 28). En la Figura 3.2 se detalla la placa base en conjunto con la zapata.

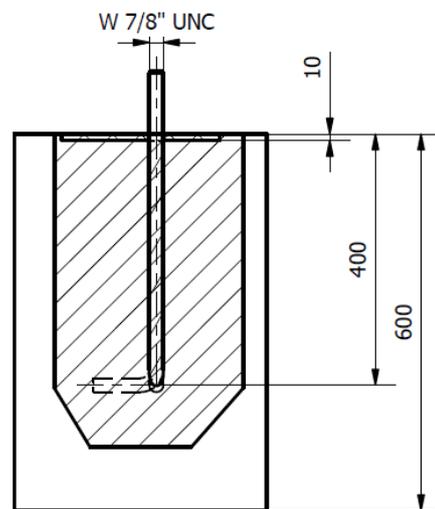


Figura 29 Placa base galvanizada. Figura 30 Placa base fundida en el interior de la zapata
Fuente: Elaboración Propia

3.1.3 DIMENSIONAMIENTO DEL POZO DE ABASTECIMIENTO DE LA BOMBA

Las consideraciones tomadas para el dimensionamiento del pozo de abastecimiento son las siguientes:

- Medidas de la superficie del pozo de abastecimiento anterior, el cual es un pozo cuadrado de 60cm de lado.
- Profundidad de la piscina de reserva de agua existente en el sector, la cual tiene una profundidad de 1,90m por lo que la profundidad del pozo de abastecimiento se construye de 2,20m.

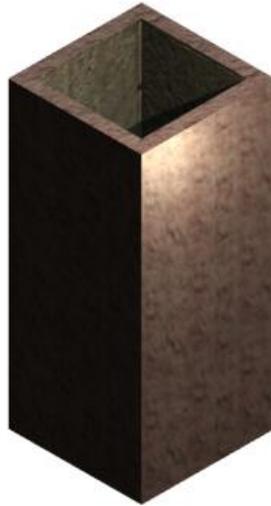


Figura 31 Pozo de abastecimiento con paredes de ladrillo y al interior enlucido
Fuente: Elaboración Propia

Con las dimensiones definidas el pozo de abastecimiento tendrá un volumen aproximado de $0,792\text{m}^3$ a su máxima capacidad.

En el Anexo A se presentan las dimensiones completas del pozo en conjunto con las zapatas y la placa base.

3.1.4 CONEXIÓN PISCINA – POZO DE ABASTECIMIENTO

La piscina que se utiliza como reservorio de agua en el sector de emplazamiento, es una piscina rectangular cuyas dimensiones son: $20\text{m} \times 10,40\text{m} \times 1,90\text{m}$ de profundidad. Teniendo con esto un volumen total de $395,2\text{m}^3$ de agua al momento que se encuentra a su máxima capacidad.

El pozo de abastecimiento para el sistema de bombeo se encuentra paralelo a la piscina y ubicado a una distancia de $1,30\text{m}$ de distancia entre las paredes interiores de cada uno de estos. (Figura 31)

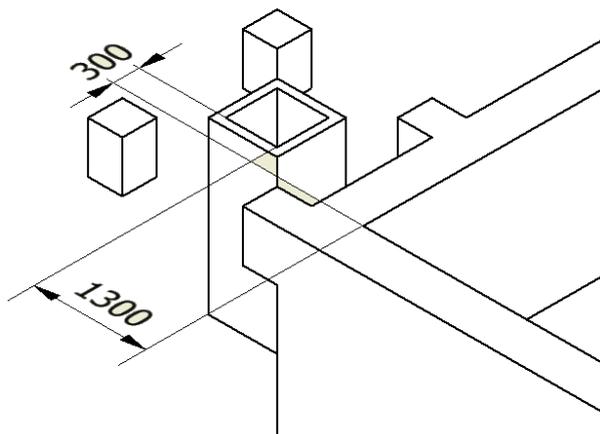


Figura 32 Ubicación del pozo de abastecimiento con respecto a la piscina de reserva
Fuente: Elaboración Propia

Para la conexión pozo – piscina se analizan posibles formas de conexión para que el pozo se abastezca de agua a través de la piscina de reserva, una de ellas es un sistema de compuerta el cual es desechado debido a que se debilitaría la pared de la piscina y es demasiado trabajo para realizar el abastecimiento lo que también implica costos de construcción. El sistema elegido para la conexión es una cañería conectada entre la piscina y el pozo para lo cual se realizan los siguientes cálculos para el dimensionamiento de la cañería:

Para la determinación de la altura y la presión en el punto de instalación de la cañería se utiliza el concepto de prisma de presión y se considera también la altura de la piscina.

Se considera para los cálculos una temperatura de 10°C con la que obtenemos los siguientes datos:

Tabla 6 Propiedades físicas del agua según el Sistema Internacional.

Agua	
T =	10°C
γ =	9804 N/m ³
δ =	999,7 kg/m ³

Fuente: Mecánica de Fluidos (Streeter, 2000, pág. 712)⁹

Con estos datos se procede a aplicar la fórmula:

$$p = \gamma h$$

Con lo que tenemos el centro de presión en:

$$\begin{aligned} \frac{1}{3} h \text{ desde la base} &= 1,27m \\ \text{Centro de presión} &= p_{1,27m} = \gamma h \\ p_{1,27m} &= 9804 \frac{N}{m^3} 1,27m \\ p_{1,27m} &= 12451,1 \frac{N}{m^2} \end{aligned}$$

Se considera instalar la cañería a 20cm del piso con lo que nos da una altura de 1,70m con lo que calculamos la presión en este punto.

$$\begin{aligned} p_{1,7m} &= \gamma h \\ p_{1,7m} &= 9804 \frac{N}{m^3} 1,7m \\ p_{1,7m} &= 16666,8 \frac{N}{m^2} \end{aligned}$$

⁹ Streeter, V. L. (2000). *Mecánica de Fluidos*. Santa Fé de Bogotá, Colombia: McGraw - Hill.

La presión existente a la altura que se instala la cañería es de $16666,8 \frac{N}{m^2}$ con esto procedemos a dimensionar la cañería.

Para el dimensionamiento de la cañería se utiliza el caudal teórico de $0,2E^{-3} m^3/s^3$ y la ecuación de energía de para situaciones de flujo permanente de fluidos¹⁰.

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{g} + z_2$$

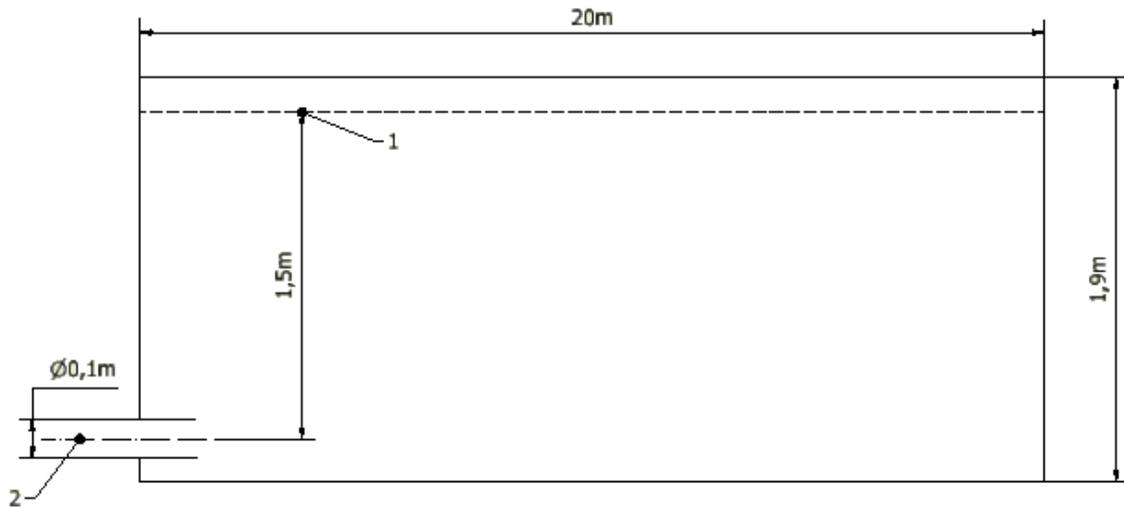


Figura 33 Flujo a través de la cañería desde la piscina de reserva
Fuente: Elaboración Propia

Considerando 1,5m de altura y una cañería de 4" $\approx 0,1m$, tenemos:

$$p_1 = p_2 = 0$$

$$z_2 = 0 \quad z_1 = H \quad v_1 = 0 \text{ Superficie}$$

$$H = \frac{v_2^2}{2g}$$

$$v_2 = \sqrt{2gH}$$

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,5}$$

$$v_2 = 5,42 \text{ m/s}$$

$$v_{salida} = v_{caida} \rightarrow \text{Teorema de Torricelli}$$

$$Q = A_2 v_2$$

$$Q = \pi(0,05m)^2(5,42 \text{ m/s})$$

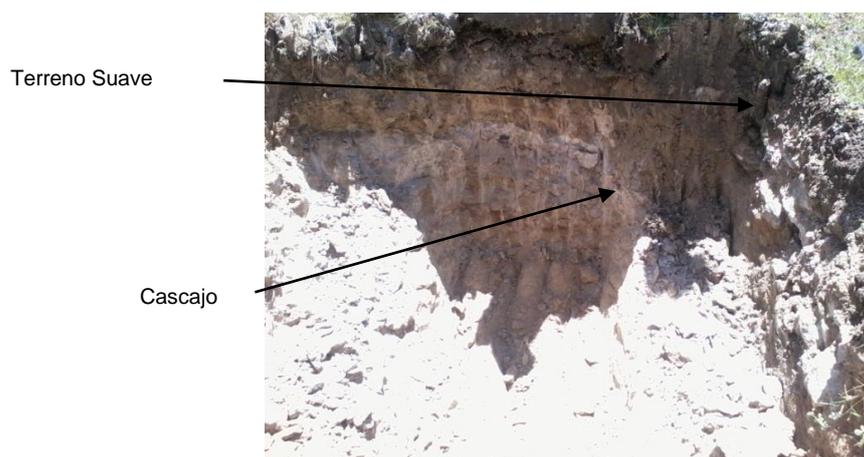
$$Q = 0,042 \text{ m}^3/s$$

¹⁰ Mecánica de Fluidos.(Streeter, 2000, págs. 124,125)

En las siguientes fotografías se muestra el proceso de construcción de la obra civil.



Fotografía 7 Perforado de suelo con la ayuda de una retroexcavadora
Fuente: Elaboración Propia



Fotografía 8 Componentes del terreno para el emplazamiento
Fuente: Elaboración Propia



Fotografía 9 y Fotografía 10. Construcción del pozo de abastecimiento y zapatas
Fuente: Elaboración Propia

3.2 PROPUESTA DE MEJORAS

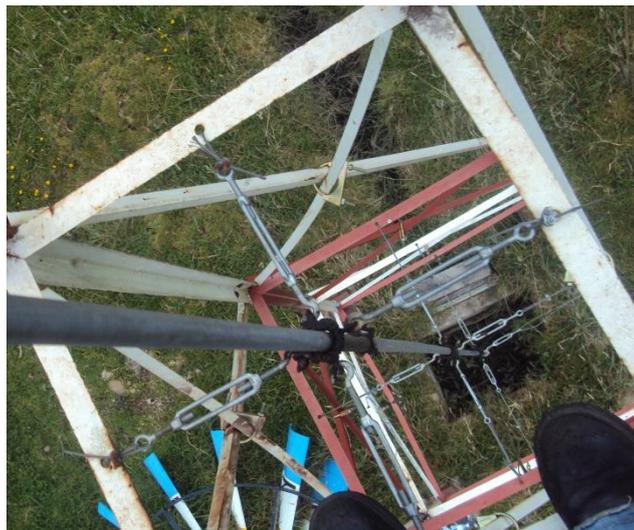
EL sistema es emplazado con la bomba de simple efecto construida para el emplazamiento anterior. Con el sistema en funcionamiento se procede a realizar pruebas y analizar posibles mejoras para el sistema de bombeo.



Fotografía 11 y Fotografía 12. Pruebas del sistema en funcionamiento

Fuente: Elaboración Propia

Tanto las estructuras de la torre, rotor y sistema de orientación luego de los mantenimientos preventivos como correctivos no presentan ningún inconveniente y se realizan pequeños trabajos de mejora en la sujeción de las diagonales y en la sujeción del sistema de orientación.



Fotografía 13 Sujeción anterior de diagonales con grilletes y guías de la varilla de bombeo con tensores.

Fuente: Elaboración Propia



Fotografía 14 Sujeción actual de diagonales con pernos. Fotografía 15 Orientación de la tubería de bombeo con ruedas guías
Fuente: Elaboración Propia



Fotografía 16 Sistema articulado en la sujeción sistema de orientación - caja reductora
Fuente: Elaboración Propia

En la Fotografía 16 se presenta el sistema articulado para la sujeción del sistema de orientación, con este sistema se logra una mayor facilidad al momento de montaje en especial cuando se realice el montaje en lugares que presenten elevadas velocidades de viento.

El análisis de mejora se apunta directamente hacia el sistema de bombeo que es el objetivo principal del presente proyecto así como a la transmisión desde la salida del reductor hacia la bomba, además se realiza un análisis de la dimensión del rotor con respecto a las distintas velocidades de viento y por ende las revoluciones por minuto del sistema.

3.2.1 PROPUESTA DE MEJORAS PARA EL SISTEMA DE BOMBEO

El sistema de bombeo utiliza una bomba reciprocante, el cual presenta ciertas desventajas y la más común es el flujo de pulsaciones; por ello, la propuesta de mejora para el sistema es construir una bomba cuyo flujo de pulsaciones sea reducido, o continuo, para obtener este flujo se puede construir una bomba de doble efecto, con la que el flujo de agua se puede decir es constante ya que la bomba expulsa agua tanto en la carrera de absorción como en la carrera de expulsión.

Los inconvenientes que presenta la bomba de doble efecto son los elevados costos de construcción, la dificultad de sujeción o emplazamiento con el sistema de rotor eólico ya existente, por lo que esta propuesta no es viable para ser implementado en el sistema eólico de riego mediante aerobomba estudiado en este proyecto.

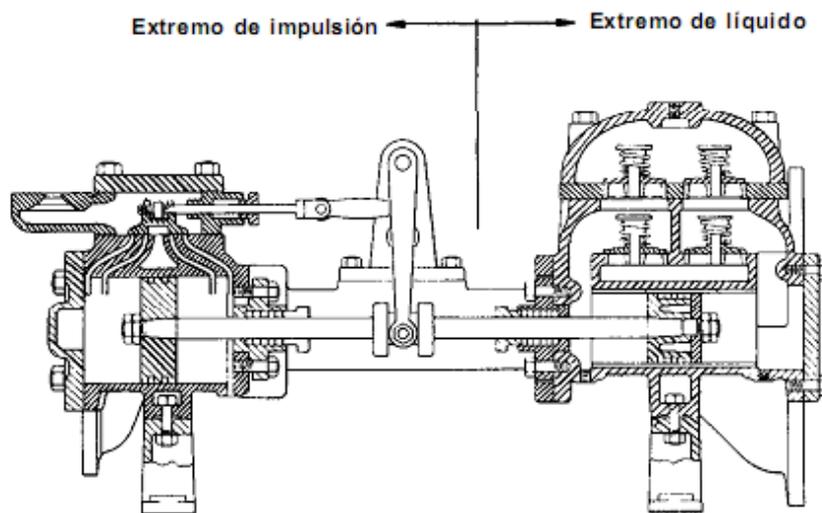


Figura 34 Pistón de doble acción. Dúplex

Fuente: Bombas, selección, uso y mantenimiento (Kenneth, 1998, pág. 156)¹¹

Al ser el sistema de doble efecto desechado se analiza la posibilidad de implementar un sistema de bombeo diferencial, como se estudió en el capítulo II (Figura 16), este sistema es muy similar al de simple efecto con una adecuación que convierte a la bomba de simple efecto, en una bomba de doble efecto con la ayuda del diferencial, sin construir una bomba de doble efecto en realidad.

Por consideraciones de costos y factibilidad de construcción es este sistema el idóneo a ser construido con ciertas modificaciones de diseño que se presentan en la siguiente figura.

¹¹ Kenneth, J. (1998). *BOMBAS selección, uso y mantenimiento*. México: McGraw-Hill.

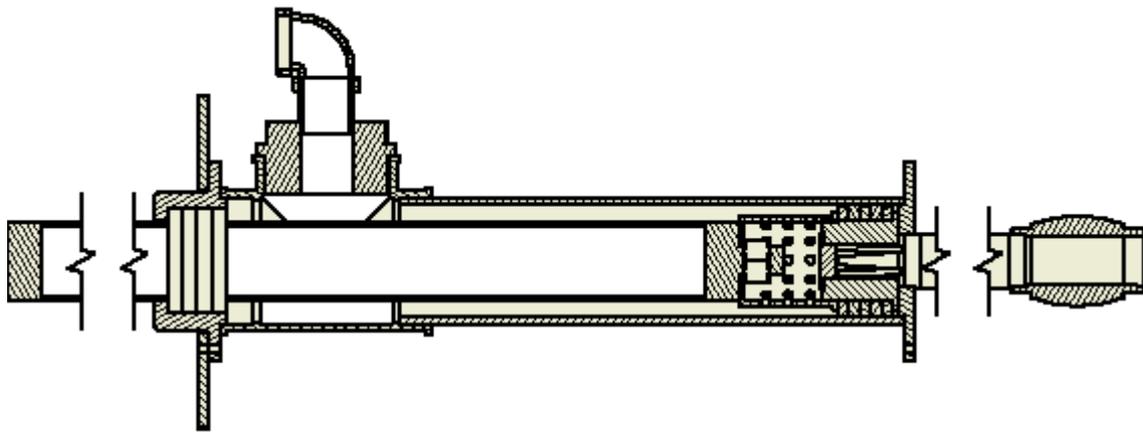


Figura 35 Bomba Diferencial¹²
Fuente: Elaboración propia

El diseño de la figura superior es el primer diseño tentativo desarrollado para el sistema diferencial que se propone a continuación se presenta el diseño del sistema y las mejoras que se realizaron para la obtención del sistema diferencial implementado a la aerobomba.

3.3 DISEÑO DE LA BOMBA DIFERENCIAL

Para el diseño de la bomba diferencial consideramos el diseño de una bomba reciprocante estudiado en el capítulo II, tomando en consideración la secuencia de cálculo de este con ciertos ajustes de diseño ya realizados en la tesis anterior.

3.3.1 CÁLCULO DE LA FUERZA EJERCIDA POR EL AGUA SOBRE EL PISTÓN

$$F_p = \rho_a g H A_p \quad \text{Ec. 2.18}$$

Dónde:

- F_p = Fuerza ejercida sobre el pistón.
- ρ_a = Densidad del agua a $T=10^\circ\text{C} = 999,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- g = Gravedad = $9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
- H = Altura de bombeo en $\text{mH}_2\text{O} = 20\text{m}$
- A_p = Área del pistón.

¹² Primer Diseño para la construcción de la Bomba Diferencial.

$$A_p = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi(0,077m)^2}{4}$$

$$A_p = 0,004657m^2$$

$$F_p = 999,7 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 20m \cdot 0,004657m^2$$

$$F_p = 911,602N$$

3.3.2 CÁLCULO DE RPM Y CICLOS POR SEGUNDO

$$N = \frac{60 \cdot TSR \cdot v_d}{\pi \cdot D_R}$$

Dónde:

$$v_d = \text{Velocidad de diseño} = 3,5 \frac{m}{s}$$

$$TSR = \text{Velocidad específica del molino} = 1$$

$$D_R = \text{Diámetro del rotor} = 3,5m$$

Sustituyendo datos tenemos:

$$N = \frac{60 \cdot 1 \cdot 3,5 \frac{m}{s}}{\pi \cdot 3,5m}$$

$$N = 19,098rpm$$

Para los cálculos necesitamos la velocidad en revoluciones por segundo n , entonces:

$$n = \frac{N}{60} = \frac{19,098}{60} = 0,3318 \text{ ciclos por segundo}$$

$$w = n \cdot 2\pi = 0,3318 \text{ ciclos por segundo} \cdot 2\pi = 2,08 \frac{rad}{s}$$

3.3.3 CÁLCULO DEL CAUDAL MEDIO

$$Q_{med} = nsA_p$$

Ec. 2.21

Dónde:

$$s = \text{Carrera del pistón} = 0,26m$$

$$Q_{med} = 0,3318rps \cdot 0,26m \cdot 0,004657m^2$$

3.3.4 CÁLCULO DEL TORQUE

3.3.4.1 Torque Inicial

$$T_{inicial} = \frac{1}{2} s \rho_a g H A_p \quad \text{Ec. 2.23}$$

$$T_{inicial} = \frac{1}{2} \cdot 0,26m \cdot 999,7 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 20m \cdot 0,004657m^2$$

$$T_{inicial} = 118,746N \cdot m$$

3.3.4.2 Torque medio

$$T_{medio} = \frac{1}{2\pi} s \rho_a g H A_p \quad \text{Ec. 2.24}$$

$$T_{medio} = \frac{1}{2\pi} \cdot 0,26m \cdot 999,7 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 20m \cdot 0,004657m^2$$

$$T_{medio} = 37,798 N \cdot m$$

3.3.5 CÁLCULO DE POTENCIAS Y EFICIENCIAS

Las eficiencias volumétricas bajo condiciones de diseño son normalmente consideradas entre 80% y 90%. Se considera para los cálculos una eficiencia volumétrica del 80%.

$$Q_{med,ef} = \eta_{vol} n s A_p \quad \text{Ec. 2.26}$$

$$Q_{med,ef} = 0,8 \cdot 0,3318rps \cdot 0,26m \cdot 0,004657m^2$$

$$Q_{med,ef} = 0,000321 \frac{m^3}{s}$$

3.3.5.1 Cálculo de Potencia Hidráulica

$$P_{hid} = Q_{med,ef} \rho_a g H \quad \text{Ec. 2.27}$$

$$P_{hid} = 0,000321 \frac{m^3}{s} \cdot 999,7 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 20m$$

$$P_{hid} = 63,04W$$

3.3.5.2 Cálculo de Potencia Mecánica

$$P_{mec} = \frac{1}{2} \rho C_p A_{rotor} v^3 \quad \text{Ec. 2.28}$$

Dónde:

$$\rho = \text{Densidad del aire en el sector de emplazamiento} = 1,193 \frac{kg}{m^3}$$

$$C_p = \text{Rendimiento aerodinámico del molino multipala} = 0,29$$

$$A_{rotor} = \text{Área del rotor} = 9,62m^2$$

$$P_{mec} = \frac{1}{2} \cdot 1,193 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,29 \cdot 9,62m^2 \cdot \left(3,5 \frac{m}{s}\right)^3$$

$$P_{mec} = 71,349W$$

3.3.5.3 Cálculo de Eficiencia Volumétrica y Mecánica

$$\eta_{mec} = \frac{P_{hid}}{P_{mec}}$$

$$\eta_{mec} = \frac{63,04W}{71,349W}$$

$$\eta_{mec} = 0,88 = 88\%$$

$$\eta_{vol} = 0,8 = 80\%$$

3.3.6 PUNTO DE COINCIDENCIA DE DISEÑO

Como ya se indicó, la potencia mecánica exigida por la bomba de pistón en cualquier punto de operación es igual a la potencia en el eje entregado por el rotor.

$$P_{mec} = P_{rotor}$$

3.3.6.1 Cálculo de la Velocidad de viento de Diseño

$$v_d = \sqrt{\frac{(\eta_{vol} S A_p \lambda_d \rho_a g H)}{((C_p \eta)_{máx} \rho \pi^2 R^3)}} \quad \text{Ec. 2.34}$$

Dónde:

$$\lambda_d = \text{Cociente de velocidad de diseño} = 2 \text{ (Recomendado)}$$

$$C_{p,máx} = \text{Rendimiento aerodinámico del molino multipala máximo} = 0,36$$

$$R = \text{Radio del rotor} = 1,75m$$

$$v_d = \sqrt{\frac{\left(0,8 \cdot 0,26m \cdot 0,004657m^2 \cdot 2 \cdot 999,7 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 20m\right)}{(0,36 \cdot 0,88)_{máx} \cdot 1,193 \frac{kg}{m^3} \cdot \pi^2 \cdot 1,75^3}}$$

$$v_d = 4,359 \frac{m}{s}$$

3.3.6.2 Cálculo de Caudal de Diseño

$$Q_d = \eta_{vol} s A_p \lambda_d v_d / (2\pi R) \quad \text{Ec. 2.33}$$

$$Q_d = 0,8 \cdot 0,26m \cdot 0,004657m^2 \cdot 2 \cdot 4,359 \frac{m}{s} / (2 \cdot \pi \cdot 1,75)$$

$$Q_d = 0,000768 \frac{m^3}{s}$$

3.3.7 SALIDA A LARGO PLAZO Y DISPONIBILIDAD DE SALIDA

3.3.7.1 Disponibilidad de Salida

$$Q_{med,ef} = \frac{1}{98000} (v_{med}^3 \pi R^2) / H \quad \text{Ec. 2.37}$$

Dónde:

$$v_{med} = \text{Disponibilidad de salida}$$

$$v_{med} = \sqrt[3]{\frac{Q_{med,ef} H}{\frac{1}{98000} (v_{med}^3 \pi R^2)}}$$

$$v_{med} = \sqrt[3]{\frac{0,000321 \frac{m^3}{s} \cdot 20m}{\frac{1}{98000} (\pi (1,75m)^2)}}$$

$$v_{med} = 4,028 \frac{m}{s}$$

Condición $0,8 < V_d / V_{med} < 1,2$

$$V_d / V_{med} = \frac{4,359 \frac{m}{s}}{4,028 \frac{m}{s}}$$

$$V_d / V_{med} = 1,08$$

$$0,8 < 1,08 < 1,2 \quad \text{Ec. 2.49}$$

3.3.7.2 Producción a Largo Plazo

$$P_{med,hid} = 0.1 v_{med}^3 \pi R^2 \quad \text{Ec. 2.27}$$

$$P_{med,hid} = 0.1 \left(4,028 \frac{m}{s}\right)^3 \pi \cdot (1,75m)^2$$

$$P_{med,hid} = 62,916W$$

3.3.8 FUERZAS EN EL EJE DE BOMBEO

Como se indicó en el capítulo anterior, Las fuerzas en la transmisión del rotor – bomba depende de la velocidad de la bomba.

3.3.8.1 Fuerza Estática

$$F_{est,agua} = \rho_a g H A_p \quad \text{Ec. 2.40}$$

$$F_{est,agua} = F_p = 911,602N$$

3.3.8.2 Fuerza de Aceleración de la columna de agua

$$F_{ac,agua} = \frac{1}{2} s \omega^2 \rho_a L_{timp} \frac{A_p^2}{A_{timp}} \quad \text{Ec. 2.41}$$

Dónde:

$$L_{timp} = \text{Longitud tubería de impulsión} = 1,5m$$

$$A_{timp} = \text{Área tubería de impulsión} = 0,001099m^2. \text{ Tubería } 1 \frac{1}{4}''$$

$$F_{ac,agua} = \frac{0,5 \cdot 0,26m \cdot \left(2,084 \frac{rad}{s}\right)^2 \cdot 999,7 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,5m \cdot (0,004657m)^2}{0,001099m^2}$$

$$F_{ac,agua} = 16,707N$$

3.3.8.3 Fuerza del Eje de Bombeo

$$F_{vb} = k(F_{est,agua} + F_{ac,agua}) \quad \text{Ec. 2.42}$$

Dónde:

$$k = \text{Factor de exceso} = 1,5$$

$$F_{vb} = 1,5(911,602N + 16,707N)$$

$$F_{vb} = 1392,46N$$

3.3.9 ESFUERZO MÁXIMO EN EL EJE DE BOMBEO

Obtenida la fuerza en el eje de bombeo la consideramos como la fuerza total y procedemos a calcular el esfuerzo máximo con una sección de cañería circular galvanizada de 1 ¼" como área mínima, el que fue elegido como eje de conexión entre el mecanismo reductor y la bomba.

Tabla 7 Tabla de cañerías galvanizadas¹³

	DIMENSIONES				PROPIEDADES			
	DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR	ESPESOR	PESO	AREA			
	Pulg	D mm	e mm	P Kg/m	A cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
	1/2	21.35	2.00	0.99	1.22	0.57	0.59	0.68
	3/4	26.90	2.30	1.45	1.78	1.34	1.09	0.87
	1	33.70	2.50	1.96	2.45	2.98	1.91	1.10
Cañería Elegida	1 1/4	42.40	2.50	2.55	3.13	6.24	3.13	1.41
	1 1/2	48.30	2.65	3.02	3.87	10.05	4.41	1.61
	2	60.30	2.65	3.79	4.89	20.26	7.04	2.04
	2 1/2	73.00	3.20	5.65	7.02	42.73	12.24	2.47
	3	88.90	3.20	6.81	8.62	79.09	18.46	3.03
	4	114.30	3.60	9.92	12.52	191.78	34.65	3.91

Fuente: Catálogo DÍPAC

$$A_{\min} = F_{\text{total}} / \sigma_{\max} \quad \text{Ec. 2.47}$$

$$\sigma_{\max} = F_{\text{total}} / A_{\min}$$

$$A_{\min} = \frac{\pi(42,40\text{mm} - 2(2,50\text{mm}))^2}{4}$$

$$A_{\min} = 1098,58\text{mm}^2 = 0,001099\text{m}^2$$

$$\sigma_{\max} = 1392,46\text{N} / 0,001099\text{m}^2$$

$$\sigma_{\max} = 1,268\text{E}^6\text{MPa}$$

3.3.10 CONTROL DE LA FUERZA DEL EJE DE BOMBEO

$$\lambda_{\max} \approx 2\lambda_d$$

$$\lambda_{\max} \approx 2 \cdot 2 \approx 4$$

3.3.10.1 Velocidad Máxima de la Bomba

$$\omega_{\max} \approx 2\lambda_d V_{\text{nom}} / R \quad \text{Ec. 2.50}$$

¹³ Catálogo de Acero. Productos DIPAC. Cañerías.

Dónde:

V_{nom} = Velocidad nominal = 7m/s

$$\omega_{m\acute{a}x} \approx 2 \cdot 2 \cdot 7 \frac{m}{s} / 1,75m \approx 16 \text{ rad/s}$$

3.3.10.2 Velocidad Máxima Eficaz

$$\omega_{m\acute{a}x,ef} \approx 3\lambda_d V_{nom} / R \quad \text{Ec. 2.51}$$

$$\omega_{m\acute{a}x} \approx 3 \cdot 2 \cdot 7 \frac{m}{s} / 1,75m \approx 24 \text{ rad/s}$$

3.3.10.3 Fuerza Máxima en el Eje de Bombeo

$$F_{vb} = 2F_{est,agua} \left(1 + 1/2 s/g(3\lambda_d V_{nom}/R)^2 (A_p/A_{timp}) \right) \quad \text{Ec. 2.52}$$

$$F_{vb} = 2 \cdot 911,602N \left(1 + 1/2 0,26m/9,81 \frac{m}{s^2} \left(3 \cdot 2 \cdot 7 \frac{m}{s} / 1,75m \right)^2 (0,004657m^2 / 0,001099m^2) \right)$$

$$F_{vb} = 60794,5N$$



Fotografía 17 Aerobomba con eje de bombeo instalado

Fuente: Elaboración Propia

Con los datos obtenidos en los cálculos, se procede a realizar el análisis de las fuerzas aplicadas al tubo elegido con la ayuda del software de diseño mecánico Autodesk Inventor Profesional 2011, obteniendo los resultados presentados en los anexos, destacando el desplazamiento que sufriría el eje de bombeo aplicando las fuerzas normales y máximas calculadas.

Fuerza del Eje de Bombeo:

Tabla 8 Fuerza aplicada al eje de bombeo

Fuerza:	1392,46N
Material:	Cañería Galvanizada
Dimensión (in):	1 1/4
Longitud:	8m

Fuente: Elaboración Propia

Displacement

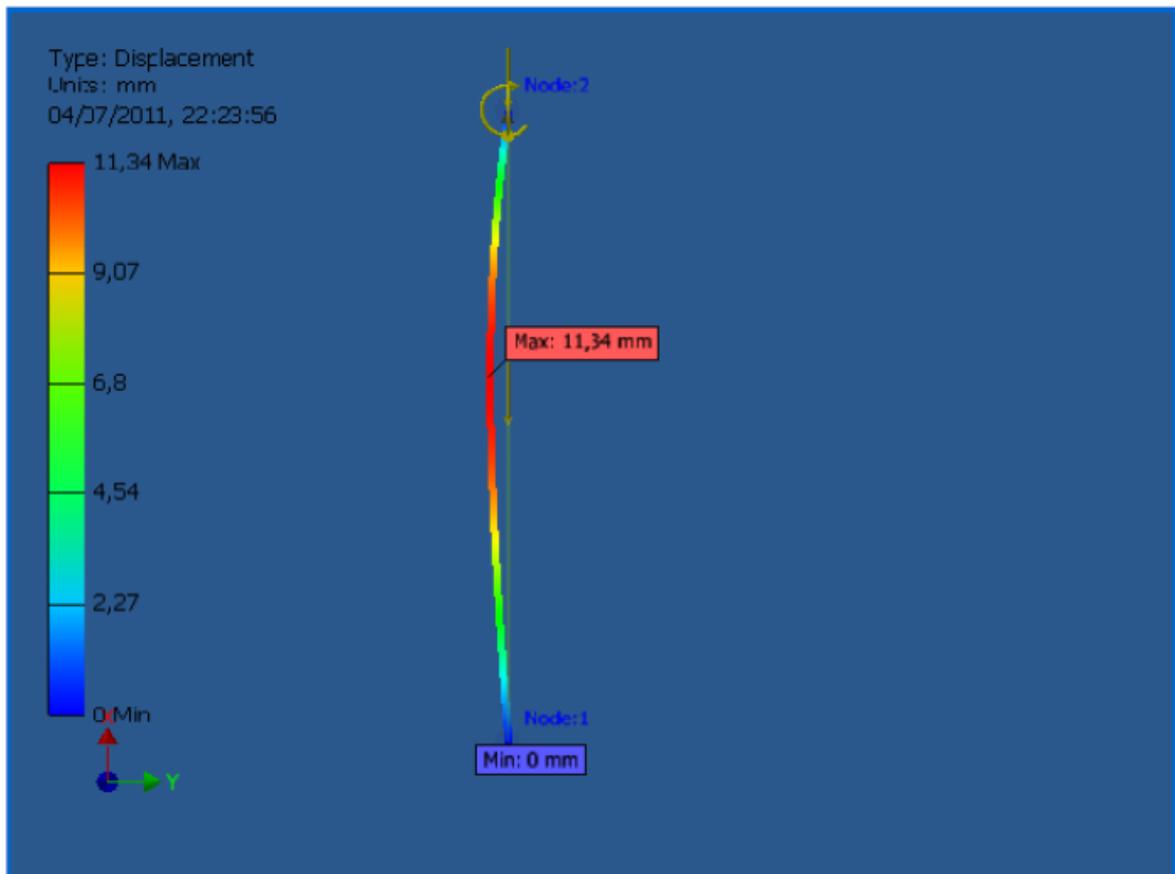


Figura 36 Desplazamiento al aplicar la fuerza normal sobre el eje de bombeo

Fuente: Software de CAD Autodesk Inventor

En la figura se puede observar que el desplazamiento máximo al aplicar la fuerza de 1392,46N es de 11,34mm en una tubería de longitud de 8m que es la distancia entre el sistema de transmisión y la bomba. La longitud de 8 metros de la tubería se alcanza realizando uniones debido a que la longitud comercial es de 6 metros.

Fuerza Máxima en el Eje de Bombeo:

Tabla 9 Fuerza máxima aplicada sobre el eje de bombeo

Fuerza:	60794,5N
Material:	Cañería Galvanizada
Dimensión (in):	1 1/4
Longitud:	8m

Fuente: Elaboración Propia

Displacement

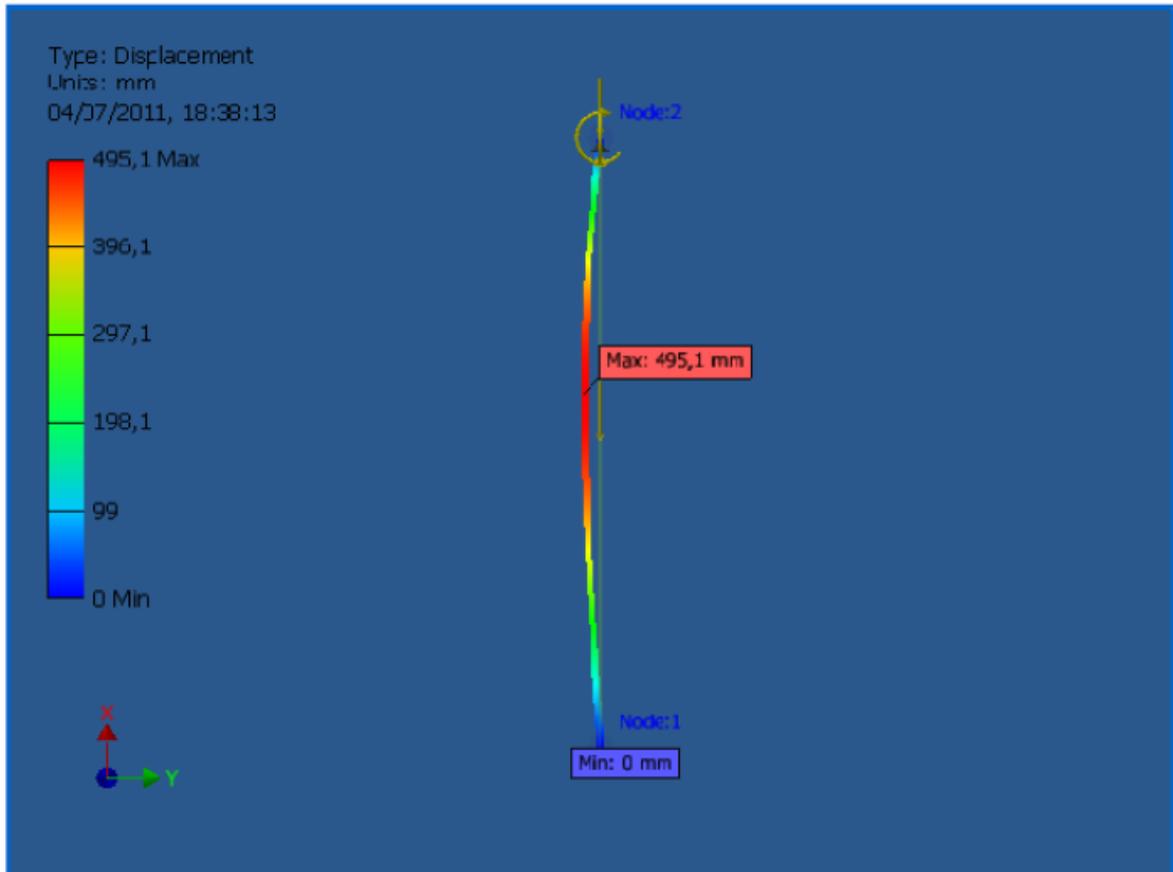


Figura 37 Desplazamiento al aplicar la fuerza máxima sobre el eje de bombeo

Fuente: Software de CAD Autodesk Inventor

El desplazamiento al aplicar la fuerza máxima en el eje de bombeo de 60794,5N es de 495,1mm que es ya un desplazamiento considerable, para esto, en caso de que esta fuerza llega a ser aplicada en el eje de bombeo se realizaron las guías de orientación para evitar el desplazamiento de la tubería lo que nos significaría el pandeo (Fotografía 15).

3.3.11 DISEÑO DE LA VÁLVULA

El sistema en la parte interior del émbolo tiene una válvula de disco plano cuyas dimensiones son calculadas a continuación:

$$A_0 = A_s \quad \text{Ec. 2.53}$$

Dónde:

A_0 = Espacio entre la válvula y la pared.

A_s = Área del agujero.

$$A_0 = \pi/4 (D_p^2 - D_v^2) \quad \text{Ec. 2.55}$$

Dónde:

D_p = Diámetro del pistón = 0,077m

D_v = Diámetro de la válvula = 0,050m

$$A_0 = \pi/4 ((0,077m)^2 - (0,050m)^2)$$

$$A_0 = 0,002693m^2$$

$$\alpha = A_g/A_s \quad \text{Ec. 2.56}$$

Dónde:

α = Relación de contracción

A_g = Espacio vacío de la válvula

$$A_0 = 1/\alpha A_g \quad \text{Ec. 2.57}$$

Utilizando las ecuaciones 2.53, 2.56 y 2.57 obtenemos la siguiente ecuación:

$$A_0^2 = 1/\alpha^2$$

$$A_0 = 1/\alpha$$

$$\alpha = 1/A_0 = 1/0,002693m^2$$

$$\alpha = 371,333$$

$$D_v = -2h/\alpha + (4h^2/\alpha + D_p^2)^{1/2} \quad \text{Ec. 2.59}$$

Dónde:

h = Altura de elevación de la válvula

Ingresando la Ec. 2.59 en una calculadora, mediante iteración se obtiene:

$$h = 0,038m$$

$$D_s = D_v - 2t$$

Ec. 2.60

$$t = \frac{D_s - D_v}{2} = \frac{0,050m - 0,030m}{2}$$

$$t = 0,010m$$

Con los datos obtenidos procedemos al dibujo de la válvula obteniendo la siguiente figura:

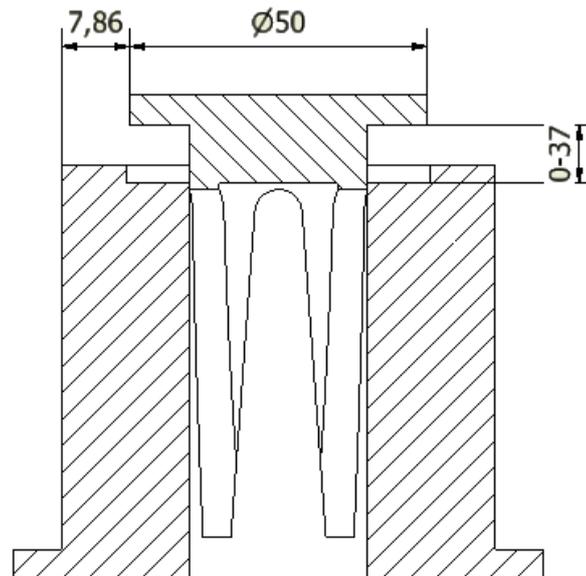


Figura 38 Válvula acoplada al émbolo

Fuente: Elaboración Propia

La altura h obtenida en el cálculo es de 38 mm, en el dimensionamiento y construcción la válvula alcanza una altura máxima de 37 mm como se indica en la figura 37, así también el espesor t en cálculos es de 10 mm y en la construcción se tiene un espesor t de 7,86 mm.

Del dimensionamiento de la válvula, desarrollamos el dimensionamiento de la bomba considerando que los cálculos han sido realizados para una bomba de simple efecto, de aquí la variación en el espeso t , la bomba diseñada para el flujo continuo es una bomba con sistema diferencial el cual nos ayuda a obtener un flujo continuo de salida de agua, para el diseño de esta bomba tomamos en consideración la bomba existente para obtener un caudal de salida igual pero que no sea de simple efecto, sino, de doble efecto aplicando el sistema diferencial.

3.3.12 DIMENSIONAMIENTO DE LA BOMBA DIFERENCIAL

Para el diseño de la bomba diferencial al partir del sistema que ya contaba con el rotor y la transmisión, tomamos los parámetros existentes como es en este caso la carrera de la bomba para dimensionar la longitud de la cámara, tomamos los datos calculados de la válvula para dimensionar el émbolo, los empaques y los soportes y para dimensionar el área de la bomba tomamos la recomendación de que el diámetro de la cámara debe ser dos veces mayor al eje de bombeo. Las dimensiones de cada uno de los elementos de la bomba se encuentran detalladas en el Anexo A.

3.3.12.1 Dimensionamiento del vástago.

El vástago se conecta con el eje de bombeo, entonces al ser la tubería de conexión entre el sistema de transmisión y la bomba de 1 ¼" de diámetro, el vástago de la bomba debe ser mayor a este, por lo que el vástago de la bomba se lo realiza de tubería de acero inoxidable de 2 ½" de diámetro, con una característica especial en el vástago que al final del mismo se encuentra la parte superior del émbolo por donde saldrá el agua en el momento la impulsión de la bomba.



Figura 39 Vástago de la bomba
Fuente: Elaboración Propia

3.3.12.2 Dimensionamiento del émbolo.

Con las dimensiones de la válvula se procede a dimensionar el émbolo, en donde también se alojarán los empaques para la impulsión y absorción del agua, la válvula y debe acoplarse con el vástago de la bomba.

En las siguientes figuras se presenta el émbolo individual (Figura 39) y el conjunto del émbolo con los empaques y válvula (Figura 40).

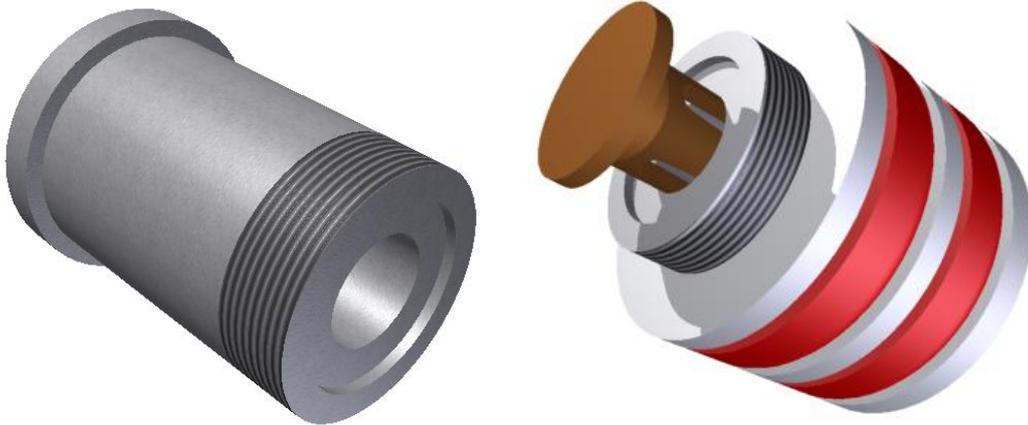


Figura 40 y Figura 41 Émbolo de la bomba
Fuente: Elaboración Propia

3.3.12.3 Dimensionamiento de la Cámara de la Bomba

Como se dijo la relación entre el vástago y la cámara de la bomba es de 1:2, es por esto de que como el diámetro del vástago es de 2 ½" la cámara debe ser de 5" de diámetro, pero por razones comerciales la construcción de la cámara se la realiza en una tubería de acero inoxidable de 4" de diámetro.

En las siguientes figuras se presentan la cámara sola (Figura 41) y la cámara armada con las bridas superior e inferior y los tensores (Figura 42).

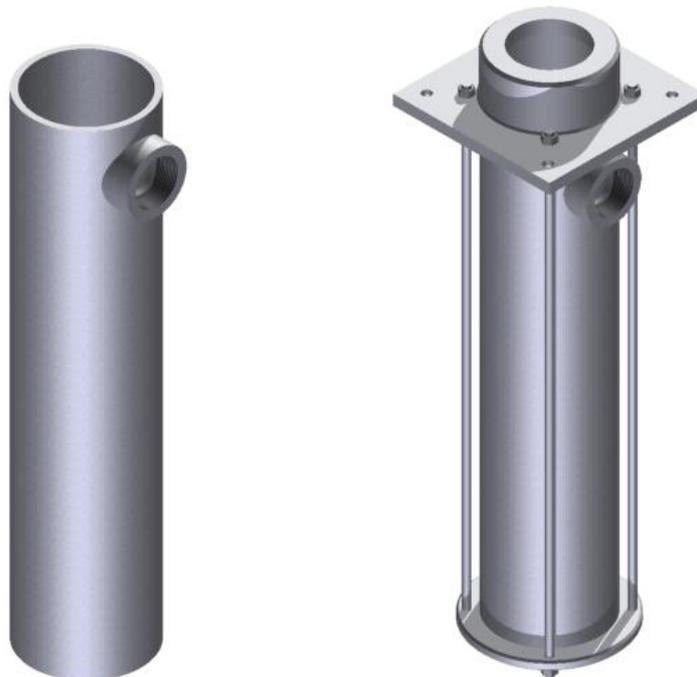


Figura 42 y Figura 43 Cámara de la bomba
Fuente: Elaboración Propia

3.3.12.4 Dimensionamiento de la Cámara de Aire

Un dispositivo recomendado para controlar las fluctuaciones de presión en la tubería de descarga es la cámara de aire. Esta debe ser de 9 a 12 veces el volumen de la bomba y debe ser colocada lo más cerca posible a la salida de la bomba, con estas consideraciones el volumen de la cámara de aire será de 0.011 m^3 .

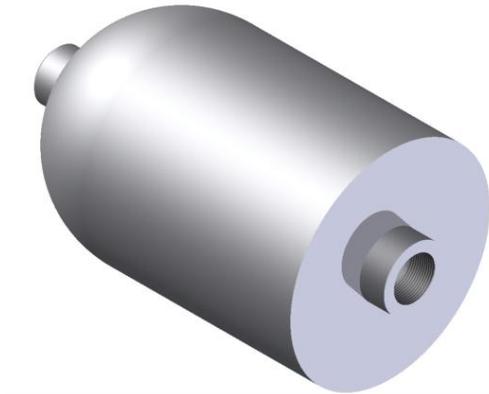


Figura 44 Cámara de Aire
Fuente: Elaboración Propia

3.4 CONSTRUCCIÓN DE LA BOMBA DIFERENCIAL

La construcción de la bomba diferencial se la realizó en cuatro segmentos:

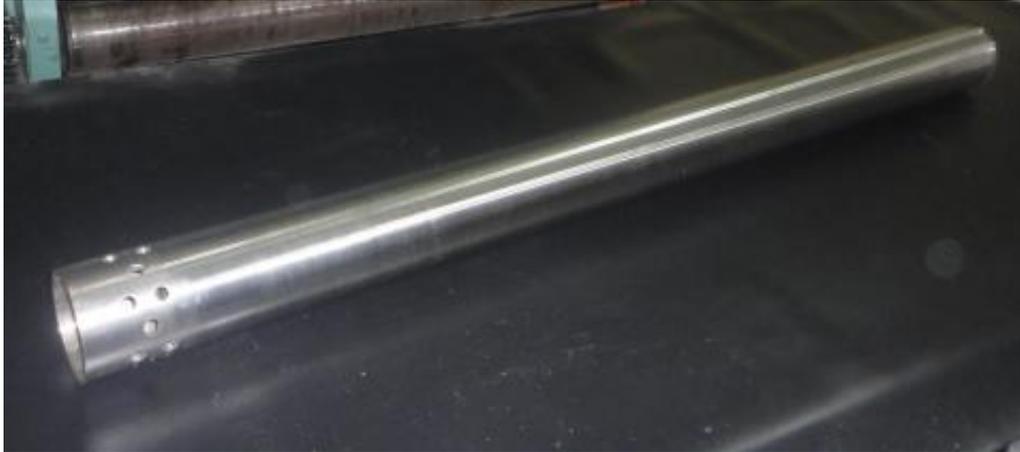
- Construcción del vástago.
- Construcción del émbolo.
- Construcción de la cámara, pernos tensores y bridas
- Construcción de la cámara de aire.

3.4.1 CONSTRUCCIÓN DEL VÁSTAGO

La construcción del vástago y el émbolo se las realiza en un proceso simultáneo debido a que estos dos elementos de la bomba forman posteriormente una sola parte que es el elemento de succión e impulsión del agua.

3.4.1.1 Construcción del Vástago

El vástago es construido en acero inoxidable utilizando una tubería de 2 1/2" de diámetro como ya se indicó, el eje fue procesado en el torno para la rectificación de la soldadura de la tuerca de acople entre el eje de bombeo y el vástago; y procesado mediante taladrado para la perforación de los agujeros de salida del agua al momento de impulsión que forman parte del émbolo como se puede observar en las fotografías siguientes.



Fotografía 18 Vástago de la bomba
Fuente: Elaboración Propia

3.4.2 CONSTRUCCIÓN DEL ÉMBOLO

EL émbolo se construye en cuatro partes:

- Construcción de la base del émbolo.
- Construcción de los separadores de empaques.
- Construcción de los empaques.
- Construcción de la válvula check.

3.4.2.1 Construcción de la base del émbolo

La base del émbolo se lo realiza con un proceso de torneado en acero inoxidable de 3" de diámetro, roscado para el acople con el vástago, agujereado para el ingreso del agua y con el soporte para hacer de base de la válvula check y los separadores de empaques.



Fotografía 19 Base del émbolo
Fuente: Elaboración Propia

3.4.2.2 Construcción de los separadores de empaques

Los separadores de empaques son construidos con un proceso de torneado en grilón de 4" de diámetro, en estos se alojarán los empaques.



Fotografía 20 Separadores de empaques
Fuente: Elaboración Propia

3.4.2.3 Construcción de los empaques

La construcción de los empaques se realiza de formas diferentes debido a que en el proceso de las pruebas se debió cambiar de material de estos por el trabajo con el agua.

El primer proceso fue realizado en suela, la cual fue prensada para que tome la forma de empaque.



Fotografía 21 Empaques de suela
Fuente: Elaboración Propia

Al realizar las primeras pruebas de la bomba se observa que el movimiento del vástago se vuelve muy fuerte y esto es debido a que la suela absorbe el agua y tiende a hincharse lo que hace que tenga más rozamiento con la cámara y hace que el proceso de ascenso del vástago necesite de mayor fuerza, por esto, el

segundo intento de empaque se realiza en caucho de llanta, el cual fue conformado manualmente para que tome la forma de empaque.

Con los empaques de caucho al no tener un buen terminado se presentan filtraciones y el desgaste del caucho por la fricción y la debilidad en las paredes del mismo tienden a romperse con facilidad los empaques, por lo que se investiga y el tercer proceso se lo realiza en poliuretano de dureza shore A93, el cual es mecanizado en el torno para dar forma a los empaques, se utiliza poliuretano de 4" de diámetro.



Fotografía 22 Empaques de poliuretano
Fuente: Elaboración Propia

3.4.2.4 Construcción de la válvula check

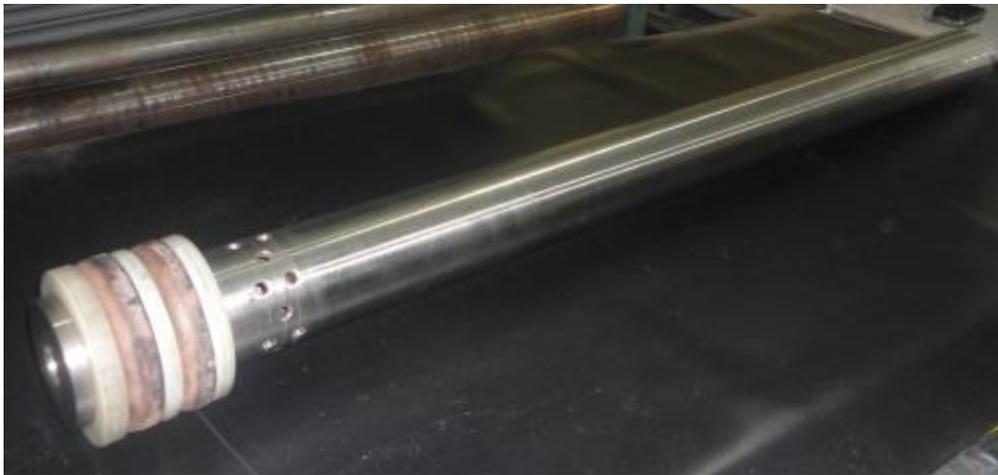
La válvula check se construye en bronce fosfórico mediante procesos de torneado, taladrado y aserrado para darle la forma de aperturas.



Fotografía 23 Válvula check
Fuente: Elaboración Propia



Fotografía 24 Émbolo armado
Fuente: Elaboración Propia



Fotografía 25 Émbolo y vástago acoplados
Fuente: Elaboración Propia

3.4.3 CONSTRUCCIÓN DE LA CÁMARA

La construcción de la cámara de la bomba se la realiza en tres procesos:

- Construcción de la cámara (Cuerpo)
- Construcción de los pernos tensores.
- Construcción de las bridas superior e inferior.

3.4.3.1 Construcción de la cámara (Cuerpo)

La cámara o cuerpo de la bomba se realiza en una tubería de 4" de acero inoxidable, y se procesa mediante torneado, taladrado y soldado del acople lateral para la salida del agua.



Fotografía 26 Cámara o cuerpo de la bomba
Fuente: Elaboración Propia

3.4.3.2 Construcción de los pernos tensores

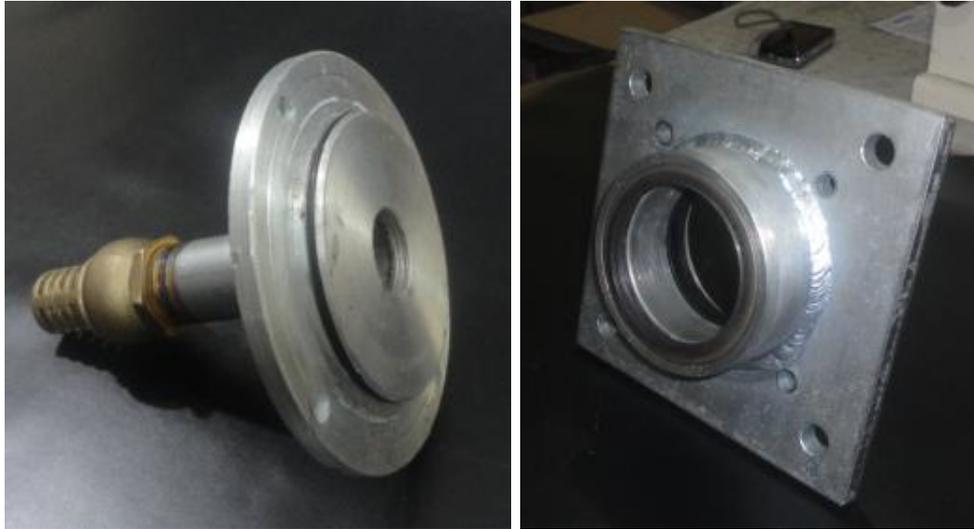
Los pernos tensores son contruidos en varilla de acero inoxidable de 8mm de diámetro, las varillas son cortadas en una longitud de 550mm y se realiza roscado M8 en los dos extremos.



Fotografía 27 Pernos tensores
Fuente: Elaboración Propia

3.4.3.3 Construcción de las bridas superior e inferior

Las bridas se construyen en acero ST – 37 y posterior a su construcción con procesos de torneado, taladrado y soldado, se proceden a realizar un tratamiento de galvanizado.



Fotografía 28 Brida inferior. Fotografía 29 Brida Superior
Fuente: Elaboración Propia

Armado el émbolo y acoplado en el vástago se procede a la colocación de este dentro de la cámara de la bomba y se colocan las bridas superior e inferior y con la ayuda de los pernos tensores se realiza el cierre de la bomba quedando armada como se observa en la siguiente figura.



Fotografía 30 Bomba diferencial armada
Fuente: Elaboración Propia

3.4.4 CONSTRUCCIÓN DE LA CÁMARA DE AIRE

Como apoyo para la bomba diferencial se realiza la construcción de una cámara de aire en acero inoxidable de 3mm de espesor, esta se realiza mediante los procesos de rolado, prensado y soldado, además en la parte lateral se coloca una cañería transparente para poder observar el nivel de agua.



Fotografía 31 Cámara de aire
Fuente: Elaboración Propia

3.5 FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA DIFERENCIAL

Como ya se indicó en el capítulo dos la bomba diferencial es una bomba de simple efecto que actúa como una de doble efecto, es una bomba de simple efecto al momento de aspiración y una bomba de doble efecto al momento de impulsión, contando solamente con dos válvulas la válvula de pie y la válvula check ubicada en el émbolo, en las siguientes figuras se ilustra el funcionamiento de la bomba diferencial y la particularidad de este funcionamiento.

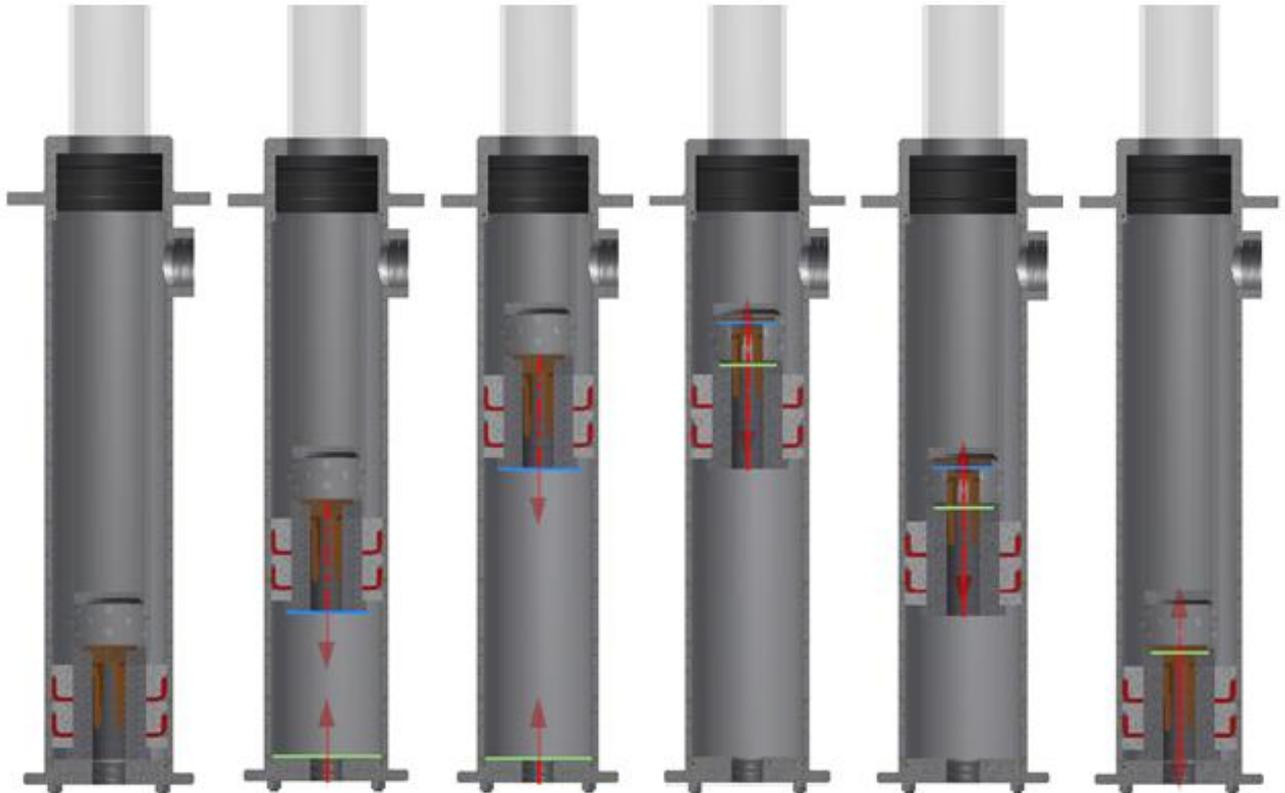


Figura 45 Funcionamiento de la bomba diferencial a) Bomba en estado inicial, b) Proceso de aspiración, c) Bomba estado superior, d) Apertura de válvula, e) Proceso de impulsión y f) Estado inicial, cierre de válvula.
Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 44 a, b y c, la bomba cumple con el proceso de aspiración, es decir en este proceso cumple un trabajo como bomba de simple efecto, en el proceso de impulsión Figura 44 d, e y f, toda el agua que está dentro de la cámara de aspiración, pasa a la cámara de impulsión, en este momento trabaja el sistema diferencial de la bomba, ya que como la cámara de impulsión es la mitad de la cámara de aspiración, el flujo de salida del agua es del 50% de la totalidad de la cámara de aspiración y el otro 50% queda dentro de la cámara para ser expulsado en el segundo momento de aspiración, es así que la bomba pasa a cumplir un funcionamiento de doble efecto, trabajando solamente con dos válvulas, la válvula check del émbolo y la válvula de pie ubicada en la profundidad del pozo.

3.6 IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

3.6.1 IMPLEMENTACIÓN DE LA BOMBA DIFERENCIAL

Construida la bomba y probada manualmente en el taller donde se efectuó la construcción de la misma y el mantenimiento de la estructura, sistema de transmisión y rotor, se procede a instalarla en el sector de emplazamiento, parroquia Chicán – Paute – Azuay.



Fotografía 32 Implementación de la bomba
Fuente: Elaboración Propia



Fotografía 33 Bomba diferencial instalada
Fuente: Elaboración Propia

En la fotografía 33 se observa la bomba diferencial instalada con el respaldo de la cámara de aire, con el sistema instalado se proceden a realizar las pruebas de funcionamiento.

Para el posterior mantenimiento de la bomba, esta no es empotrada en la base del pozo, la bomba se instala a nivel con la parte superior del pozo de abastecimiento, sujeta a un perfil empotrado en la base de emplazamiento, para poder desmontar la bomba sin necesidad de evacuar el agua del pozo, ni tampoco sumergirnos en el agua para realizar el mantenimiento.

El desmontaje de la bomba es muy sencillo se debe desconectar la tubería de descarga, separar el eje de bombeo del vástago y retirar cuatro pernos de sujeción y la bomba puede ser desinstalada para mantenimiento o reparación.

3.6.2 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

El sistema mecánico de transmisión en conjunto con el rotor y la estructura con el mantenimiento, mejoras y reparaciones efectuadas funciona de manera correcta como se indicó en la fotografía 17, donde se presenta todo el sistema armado.

En la siguiente tabla se muestra las rpm alcanzadas por el rotor con las velocidades de viento existentes en el sector:

Velocidad Viento	RPM
0	0
1	5,46
2	10,91
3	16,37
4	21,83
5	27,28
6	32,74
7	38,20
8	43,65
9	49,11
Diámetro Rotor	3,5 m

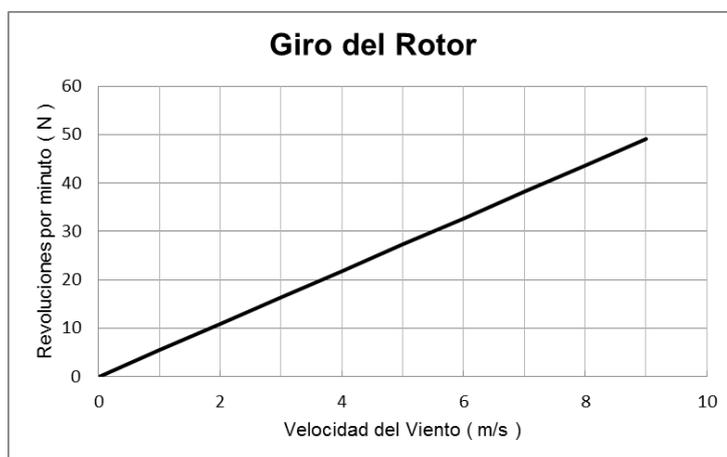


Tabla 10 Revoluciones por minuto alcanzadas por el sistema y Figura 46 Gráfica del giro del rotor
Fuente: Elaboración Propia

Instalada la bomba al sistema de molino eólico, se proceden a realizar las pruebas con una carrera de 0,26m, obteniendo los datos indicados en la siguiente tabla:

Tabla 11 Datos generados por el sistema de aerobomba con s = 0,26m

Velocidad de Viento	RPM	Vel. Periférica	Fuerza Centrifuga	Caudal (l/s)	Caudal (l/h)	P (W)	H (m)
0	-	-	-	-	-	-	
1	5,46	1,00	2,98	0,06	198,20	1,18	2,19
2	10,91	2,00	11,94	0,11	396,40	9,45	8,75
2,1	11,46	2,10	13,16	0,12	416,22	10,95	9,65
2,2	12,00	2,20	14,45	0,12	436,04	12,58	10,59
2,3	12,55	2,30	15,79	0,13	455,86	14,38	11,58
2,4	13,10	2,40	17,19	0,13	475,68	16,34	12,60
2,5	13,64	2,50	18,66	0,14	495,50	18,47	13,68
2,6	14,19	2,60	20,18	0,14	515,31	20,77	14,79
2,7	14,73	2,70	21,76	0,15	535,13	23,26	15,95
2,8	15,28	2,80	23,40	0,15	554,95	25,94	17,16
2,9	15,82	2,90	25,10	0,16	574,77	28,82	18,40
3	16,37	3,00	26,86	0,17	594,59	31,91	19,69
3,1	16,92	3,10	28,68	0,17	614,41	35,21	21,03
3,2	17,46	3,20	30,57	0,18	634,23	38,73	22,41
3,3	18,01	3,30	32,51	0,18	654,05	42,47	23,83
3,4	18,55	3,40	34,51	0,19	673,87	46,45	25,30
3,5	19,10	3,50	36,56	0,19	693,69	50,67	26,81
3,6	19,64	3,60	38,68	0,20	713,51	55,14	28,36
3,7	20,19	3,70	40,86	0,20	733,33	59,86	29,96
3,8	20,74	3,80	43,10	0,21	753,15	64,85	31,60
3,9	21,28	3,90	45,40	0,21	772,97	70,11	33,28
4	21,83	4,00	47,76	0,22	792,79	75,64	35,01
4,1	22,37	4,10	50,18	0,23	812,61	81,45	36,78
4,2	22,92	4,20	52,65	0,23	832,43	87,56	38,60
4,3	23,46	4,30	55,19	0,24	852,25	93,96	40,46
4,4	24,01	4,40	57,79	0,24	872,07	100,67	42,36
4,5	24,56	4,50	60,44	0,25	891,89	107,70	44,31
4,6	25,10	4,60	63,16	0,25	911,71	115,04	46,30
4,7	25,65	4,70	65,94	0,26	931,53	122,70	48,34
4,8	26,19	4,80	68,77	0,26	951,35	130,70	50,42
4,9	26,74	4,90	71,67	0,27	971,17	139,04	52,54
5	27,28	5,00	74,62	0,28	990,99	147,73	54,71
5,1	27,83	5,10	77,64	0,28	1.010,81	156,77	56,92
5,2	28,38	5,20	80,71	0,29	1.030,63	166,18	59,17
5,3	28,92	5,30	83,85	0,29	1.050,45	175,95	61,47
5,4	29,47	5,40	87,04	0,30	1.070,27	186,10	63,81
5,5	30,01	5,50	90,29	0,30	1.090,09	196,63	66,19
5,6	30,56	5,60	93,61	0,31	1.109,91	207,55	68,62
5,7	31,10	5,70	96,98	0,31	1.129,73	218,87	71,10
5,8	31,65	5,80	100,41	0,32	1.149,55	230,59	73,61
5,9	32,19	5,90	103,90	0,32	1.169,37	242,73	76,17
6	32,74	6,00	107,46	0,33	1.189,19	255,28	78,78
7	38,20	7,00	146,26	0,39	1.387,39	405,37	107,22
7,5	40,93	7,50	167,90	0,41	1.486,49	498,59	123,09

Fuente: Elaboración Propia

En las siguientes gráficas se muestran los caudales obtenidos en l/s y l/h:

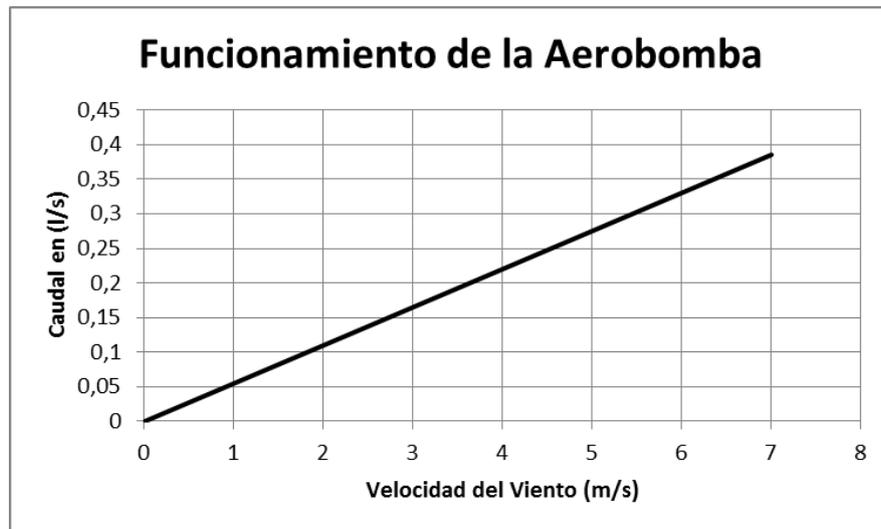


Figura 47 Caudal obtenido en l/s con $s = 0,26m$
Fuente: Elaboración Propia

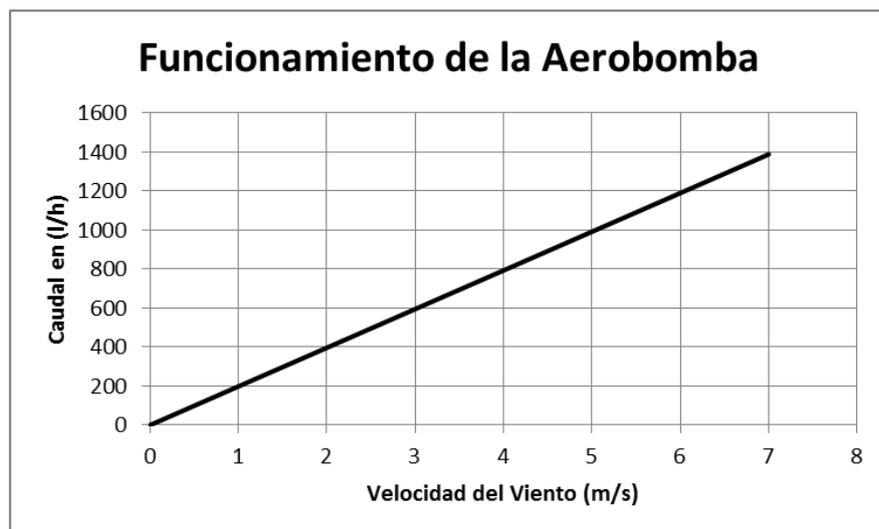


Figura 48 Caudal obtenido en l/h con $s = 0,26m$
Fuente: Elaboración Propia

Se realiza el cambio de carrera en el sistema de transmisión, reduciendo la misma a la mínima posible que es de 0,15m, con este cambio de carrera se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 12 Datos generados por el sistema de aerobomba con $s = 0,15m$

Velocidad de Viento	RPM	Vel. Periférica	Fuerza Centrifuga	Caudal (l/s)	Caudal (l/h)	P (W)	H (m)
0	-	-	-	-	-	-	
1	5,46	1,00	2,98	0,03	114,35	1,18	3,79
2	10,91	2,00	11,94	0,06	228,69	9,45	15,17
2,1	11,46	2,10	13,16	0,07	240,12	10,95	16,73
2,2	12,00	2,20	14,45	0,07	251,56	12,58	18,36
2,3	12,55	2,30	15,79	0,07	262,99	14,38	20,06
2,4	13,10	2,40	17,19	0,08	274,43	16,34	21,85
2,5	13,64	2,50	18,66	0,08	285,86	18,47	23,71
2,6	14,19	2,60	20,18	0,08	297,30	20,77	25,64
2,7	14,73	2,70	21,76	0,09	308,73	23,26	27,65
2,8	15,28	2,80	23,40	0,09	320,17	25,94	29,74
2,9	15,82	2,90	25,10	0,09	331,60	28,82	31,90
3	16,37	3,00	26,86	0,10	343,04	31,91	34,14
3,1	16,92	3,10	28,68	0,10	354,47	35,21	36,45
3,2	17,46	3,20	30,57	0,10	365,90	38,73	38,84
3,3	18,01	3,30	32,51	0,10	377,34	42,47	41,31
3,4	18,55	3,40	34,51	0,11	388,77	46,45	43,85
3,5	19,10	3,50	36,56	0,11	400,21	50,67	46,46
3,6	19,64	3,60	38,68	0,11	411,64	55,14	49,16
3,7	20,19	3,70	40,86	0,12	423,08	59,86	51,93
3,8	20,74	3,80	43,10	0,12	434,51	64,85	54,77
3,9	21,28	3,90	45,40	0,12	445,95	70,11	57,69
4	21,83	4,00	47,76	0,13	457,38	75,64	60,69
4,1	22,37	4,10	50,18	0,13	468,81	81,45	63,76
4,2	22,92	4,20	52,65	0,13	480,25	87,56	66,91
4,3	23,46	4,30	55,19	0,14	491,68	93,96	70,13
4,4	24,01	4,40	57,79	0,14	503,12	100,67	73,43
4,5	24,56	4,50	60,44	0,14	514,55	107,70	76,81
4,6	25,10	4,60	63,16	0,15	525,99	115,04	80,26
4,7	25,65	4,70	65,94	0,15	537,42	122,70	83,79
4,8	26,19	4,80	68,77	0,15	548,86	130,70	87,39
4,9	26,74	4,90	71,67	0,16	560,29	139,04	91,07
5	27,28	5,00	74,62	0,16	571,73	147,73	94,82
5,1	27,83	5,10	77,64	0,16	583,16	156,77	98,65
5,2	28,38	5,20	80,71	0,17	594,59	166,18	102,56
5,3	28,92	5,30	83,85	0,17	606,03	175,95	106,54
5,4	29,47	5,40	87,04	0,17	617,46	186,10	110,60
5,5	30,01	5,50	90,29	0,17	628,90	196,63	114,74
5,6	30,56	5,60	93,61	0,18	640,33	207,55	118,95
5,7	31,10	5,70	96,98	0,18	651,77	218,87	123,23
5,8	31,65	5,80	100,41	0,18	663,20	230,59	127,59
5,9	32,19	5,90	103,90	0,19	674,64	242,73	132,03
6	32,74	6,00	107,46	0,19	686,07	255,28	136,55
7	38,20	7,00	146,26	0,22	800,42	405,37	185,85
7,5	40,93	7,50	167,90	0,24	857,59	498,59	213,35

Fuente: Elaboración Propia

En las siguientes gráficas se muestran los caudales obtenidos en l/s y l/h:

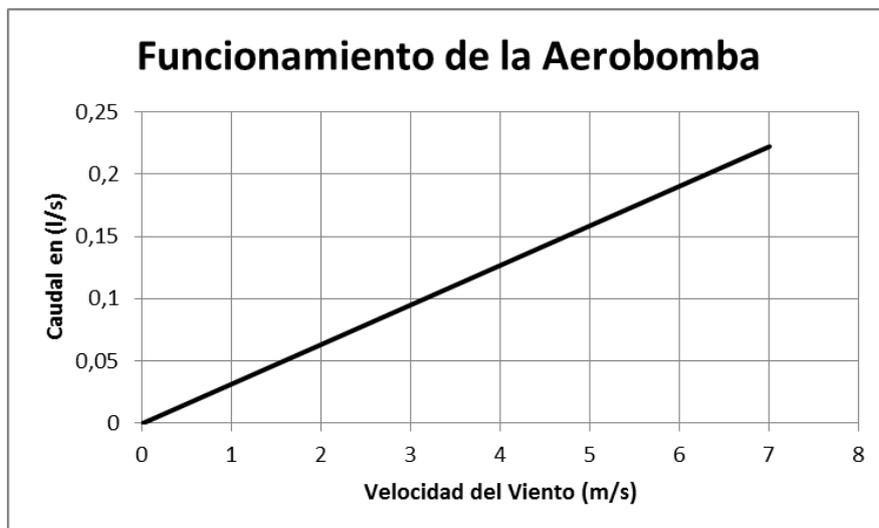


Figura 49 Caudal obtenido en l/s con $s = 0,15m$
Fuente: Elaboración Propia

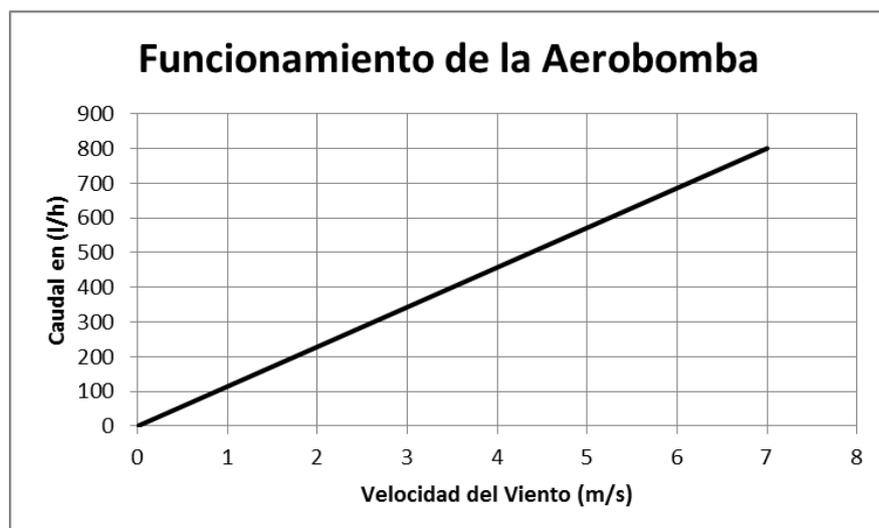


Figura 50 Caudal obtenido en l/h con $s = 0,15m$
Fuente: Elaboración Propia

Con los datos obtenidos se comprueba que al disminuir la carrera s del sistema, se genera una mayor presión, obteniendo una mayor cabeza de bombeo, la cual puede ser alcanzada con velocidades de viento inferiores a 3 m/s, por otro lado el caudal presenta una disminución porcentual equivalente a la disminución de la carrera s .

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE COSTOS

INTRODUCCIÓN

Una instalación para bombeo de agua requiere una alta inversión de capital inicial, lo que posterior se ve compensado, debido a que es solo la inversión inicial, al contrario de cualquier otro sistema que deba utilizar algún tipo de combustible el cual debe ser adquirido continuamente lo que generan muchas de las veces inversiones de capital inicial bajas pero el gasto para el funcionamiento posterior es permanente.

En el presente capítulo se analizan los costos de construcción así como los costos de mantenimiento de la totalidad del sistema debido a que fue trasladado del sector de emplazamiento anterior (Tarqui) al sector actual (Chicán – Paute).

También se realiza un costo final que es tomando en consideración el valor de la estructura, rotor, sistema de transmisión y la bomba diferencial.

4.1 COSTO DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA

El costo de mantenimiento del sistema se divide en los siguientes grupos:

- Mantenimiento de la estructura, rotor y sistema de orientación.
- Mantenimiento del reductor de velocidad.

Los costos se analizan por grupos debido a que tienen mantenimientos definidos para cada uno de ellos.

4.1.1 COSTO MANTENIMIENTO DE LA ESTRUCTURA, ROTOR Y SISTEMA DE ORIENTACIÓN

En las siguientes tablas se detallan los costos de mantenimiento de la estructura de la torre, la estructura del rotor y la estructura del sistema de orientación.

Para el mantenimiento de las tres estructuras mencionadas se realiza primeramente un análisis del estado de todos los elementos pertenecientes a la estructura y se observa que algunos elementos deben ser remplazados por las averías o deterioro y la mayoría de los elementos necesitan un mantenimiento preventivo que en este caso será repintar todas las estructuras; para esto se necesita retirar la pintura, para así poder aplicar un fondo fosfatizante el cual sirve como refuerzo para evitar la corrosión.

Los materiales utilizados en este proceso son detallados a continuación en la tabla 13:

Tabla 13 Costo de elementos utilizados para el mantenimiento preventivo de la estructura

Designación	Material	Cantidad	Unidad	Precio Unitario	Precio Total
P ₁	Desoxidante	1	galón	\$ 6,10	\$ 6,10
P ₂	Fondo fosfatizante	1	galón	\$ 48,80	\$ 48,80
P ₃	Removedor de pintura	1	galón	\$ 15,09	\$ 15,09
P ₄	Pintuco wash primer	0,25	galón	\$ 50,00	\$ 12,50
P ₅	Pintura superior sintético rojo	1	galón	\$ 25,00	\$ 25,00
P ₆	Pintura superior sintético blanco	1,5	galón	\$ 25,00	\$ 37,50
P ₇	Pintura superior sintético azul	0,5	galón	\$ 25,00	\$ 12,50
P ₈	Pintura superior sintético amarillo	0,5	galón	\$ 25,00	\$ 12,50
P ₉	Disolvente laca	3	galón	\$ 6,00	\$ 18,00
P ₁₀	Lija #3	5	unidad	\$ 0,50	\$ 2,50
TOTAL:					\$ 190,49

Fuente: Elaboración Propia

La estructura metálica de la torre necesitaba el cambio de algunos elementos que estaban en total deterioro al igual que lagunas aspas, bases de las aspas y un anillo del rotor en donde van ubicadas dichas bases para lo cual se necesitó los materiales expuestos en la tabla 14

Tabla 14 Costo de materiales utilizados para reparación

Designación	Material	Cantidad	Unidad	Precio Unitario	Precio Total
T ₁	Ángulo 1 x 1/8 in	13	unidad	\$ 6,70	\$ 87,14
T ₂	Plancha de tol 0.9 de espesor	2	unidad	\$ 23,75	\$ 47,50
T ₃	Platina de 30 x 3mm	2	unidad	\$ 2,15	\$ 4,29
T ₄	Tubo cuadrado de 25mm con pared de 1.5mm	1	unidad	\$ 8,00	\$ 8,00
T ₅	Eje de acero de transmisión diámetro 1/2 in	10	m	\$ 2,19	\$ 21,90
TOTAL:					\$ 168,83

Fuente: Elaboración Propia

4.1.2 COSTO MANTENIMIENTO DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD.

El reductor de velocidad presentó algunas averías en el eje principal debido al indebido ajuste entre el eje del rotor y la manzana que sujeta al rodete para ello se rectificó el alojamiento de la manzana para evitar el cambio del eje principal del reductor. Por la constante exposición a la intemperie una chumacera no se pudo desarmar por lo que con el óxido se pegó al eje principal y en el momento de desarmar esta pieza se destruyó. En la siguiente tabla se detalla el costo de los materiales utilizados para el mantenimiento del reductor

Tabla 15 Costo de materiales para el mantenimiento del reductor de velocidad

Designación	Material	Cantidad	Unidad	Precio Unitario	Precio Total
R ₁	Eje de acero de transmisión diámetro 3 1/2 in	10	cm	\$ 1,07	\$ 10,73
R ₂	Chumacera de Pared U-209 (1 ¾")	1	unidad	\$ 20,00	\$ 20,00
R ₃	Varilla cuadrada de 10mm (Para Chaveta)	20	cm	\$ 0,15	\$ 3,00
R ₄	Galones de aceite 80W90	3,5	galón	\$ 20,00	\$ 70,00
TOTAL:					\$ 103,73

Fuente: Elaboración Propia

4.1.3 COSTO TOTAL DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA.

Debido a la gravedad de los daños del sistema el costo por mano de obra fue elevado el cual se expresa en la tabla 16.

Tabla 16 Costo total de mantenimiento del sistema

Costo total de materiales	\$ 463,05
Mano de obra	\$ 500,00
<i>Costo final de mantenimiento.</i>	<i>\$ 963,05</i>

Fuente: Elaboración Propia.

4.2 COSTO DE DESMONTAJE Y MONTAJE DEL SISTEMA.

Los costos de desmontaje y montaje del sistema se analizaran por separado debido a la variación en los costos.

- Costo de desmontaje del sistema y traslado al taller de mantenimiento.
- Costo de montaje del sistema en el lugar de emplazamiento.

4.2.1 COSTO DE DESMONTAJE DEL SISTEMA Y TRASLADO AL TALLER DE MANTENIMIENTO.

Tabla 17 Costo total de desmontaje del sistema

Costo de transporte	\$ 60,00
Costo de mano de obra	\$ 150,00
<i>Costo total de desmontaje</i>	<i>\$ 210,00</i>

Fuente: Elaboración Propia

4.2.2 COSTO DE MONTAJE DEL SISTEMA EN EL LUGAR DE EMPLAZAMIENTO.

Tabla 18 Costo total de montaje del sistema

Costo de transporte	\$ 60,00
Costo de mano de obra	\$ 300,00
Alquiler de andamios	\$ 95,00
<i>Costo total de montaje</i>	<i>\$ 455,00</i>

Fuente: Elaboración Propia

4.2.3 COSTO TOTAL DE DESMONTAJE Y MONTAJE DEL SISTEMA.

El costo total del desmontaje y montaje del sistema es la suma del costo total de la tabla 17 y 18 como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 19 Costo total de desmontaje y montaje del sistema

Costo total de desmontaje	\$ 210,00
Costo total de montaje	\$ 455,00
<i>Costo total de desmontaje y montaje</i>	<i>\$ 665,00</i>

Fuente: Elaboración Propia

4.3 COSTO DE OBRA CIVIL.

La construcción de la obra civil se la hizo en tres partes:

- Construcción de zapatas y pozo de recepción de agua.
- Construcción de ducto de conexión pozo-reservorio.
- Muro de protección.

4.3.1 COSTO DE ZAPATAS Y POZO DE RECEPCION DE AGUA.

Para la construcción de las zapatas y el pozo fue necesario el alquiler de una retroexcavadora debido a que la cantidad de material a remover era muy elevada y también a que el suelo en el sector es muy duro.

Tabla 20 Costo de la construcción de la zapatas y pozo de recepción

Alquiler de retroexcavadora	\$ 50,00
Costo de materiales	\$ 461,16
Costo de mano de obra	\$ 250,00
<i>Costo total de zapatas y pozo</i>	<i>\$ 761,16</i>

Fuente: Elaboración Propia

4.3.2 COSTO DE DUCTO DE CONEXIÓN POZO-RESERVORIO

En la construcción del ducto hubo que perforar a la pared del reservorio para conectarlo con el pozo con un tubo de 4 pulg y se necesitó los siguientes ítems.

Tabla 21 Costo del ducto de conexión

Mano de obra	\$ 150,00
Tubo galvanizado de 4"	\$ 60,00
Válvula de esfera de 4"	\$ 200,00
Filtro de 4"	\$ 35,00
Alquiler de taladro de percusión	\$ 50,00
<i>Costo total del ducto de conexión</i>	<i>\$ 495,00</i>

Fuente: Elaboración Propia

4.3.3 COSTO DEL MURO DE PROTECCION.

Una vez que se realizó la instalación de la estructura de la torre, fue necesaria la construcción de un muro de protección, para evitar que los sedimentos provenientes de la montaña, ingresen al pozo. Los costos para la construcción del muro de protección se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 22 Costo del muro de protección

Costo de materiales	\$ 65,00
Costo de transporte	\$ 30,00
Mano de obra	\$ 80,00
<i>Costo total del muro de protección</i>	<i>\$ 175,00</i>

Fuente: Elaboración Propia

4.3.4 COSTO TOTAL DE LA OBRA CIVIL.

El costo total de la obra civil la encontraremos con la suma de los costos totales de las tablas 20, 21 y 22, lo que se refleja en la tabla 21.

Tabla 23 Costo de la obra civil

Costo total de zapatas y pozo	\$ 761,16
Costo total del ducto de conexión	\$ 495,00
Costo total del muro de protección	\$ 175,00
<i>Costo total de la obra civil</i>	<i>\$ 1.431,16</i>

Fuente: Elaboración Propia

4.4 COSTO TOTAL DE EMPLAZAMIENTO DEL SISTEMA EOLICO.

Una vez realizado el emplazamiento de la torre, caja reductora, sistema de orientación y rodete del sistema eólico, se procedió a la instalación de la bomba de simple efecto la cual no fue necesario realizar mantenimiento alguno ya que sus elementos estaban en perfecto estado.

Para encontrar el costo total del emplazamiento del sistema eólico, sumamos los costos totales de las tablas 16, 19, 22. Estos valores los encontramos en la tabla 24.

Tabla 24 Costo total de emplazamiento del sistema eólico

Costo final de mantenimiento.	\$ 963,05
Costo total de desmontaje y montaje	\$ 665,00
Costo total de la obra civil.	\$ 1.431,16
<i>Costo total de emplazamiento</i>	<i>\$ 3.059,21</i>

Fuente: Elaboración Propia

4.5 COSTO DE LA CONSTRUCCION DE MEJORAS.

Los costos de las mejoras se dividen de la siguiente manera:

- Construcción de una bomba con sistema diferencial.
- Construcción de una cámara de amortiguación.
- Construcción de ruedas estabilizadoras del eje de accionamiento de la bomba.
- Instalación de los elementos con sus debidos accesorios.

4.5.1 COSTO DE LA BOMBA CON SISTEMA DIFERENCIAL.

En la tabla 25 se presenta los gastos de materiales de la bomba con sistema diferencial.

Tabla 25 Costo total de materiales empleados en la bomba diferencial

Designación	Material	Cantidad	Unidad	Precio Unitario	Precio Total
B1	Eje Acero de transmisión diámetro 4 1/2 in	7,5	cm	\$ 2,40	\$ 18,00
B1 y B2	plancha de acero A 36 de 1/2 in	18	cm	\$ 0,34	\$ 6,11
B3	Tubo galvanizado de 1 1/4 in	10	cm	\$ 0,25	\$ 2,50
B4	Juntas de labio de eje de 73 mm	2	unidad	\$ 19,00	\$ 38,00
B6	Tubería de acero inox. de 4 pulg.	50	cm	\$ 1,60	\$ 80,00
B7	Tubería de acero inox. de 2 1/2 pulg.	1	m	\$ 60,00	\$ 60,00
B8	Eje de acero inox. diámetro 3 in	7,5	cm	\$ 4,00	\$ 30,00
B8	poliuretano A 93	5	cm	\$ 8,00	\$ 40,00
B10 y B11	grilón de diámetro 100 mm	8	cm	\$ 1,88	\$ 15,00
B12	neplo de 1 in	1	unidad	\$ 5,00	\$ 5,00
B13	Eje de acero inox. diámetro 5/16 in	2	m	\$ 4,00	\$ 8,00
TOTAL:					\$ 302,61

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 26 Costo total de la bomba diferencial

Costo total material	\$ 302,61
Costo de mano de obra	\$ 430,00
<i>Costo total-bomba diferencial</i>	<i>\$ 732,61</i>

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 27 Tabla de designaciones de elementos

Designación	DESCRIPCIÓN
B1	Brida inferior
B2	Brida superior
B3	Tubería con finales roscados 1 1/4
B4	Juntas de labio de eje
B5	Válvula vertical de retención 1 1/4
B6	Tubería de acero inox. De 4 pulg.
B7	Vástago
B8	Embolo
B9	Empaque
B10	Soporte
B11	Separador de empaques
B12	Acople lateral
B13	Perno tensor
B14	Tuercas hexagonales ISO métricas

Fuente: Elaboración Propia

4.5.2 COSTO DE LA CAMARA DE AMORTIGUACION.

En la tabla 28 se presenta los gastos de materiales para la construcción de la cámara de amortiguación.

Tabla 28 Costo de materiales empleados en la cámara de amortiguación

Designación	Material	Cantidad	Unidad	Precio Unitario	Precio Total
C1	Plancha de acero inox e = 2mm X 1220mm	26	cm	\$ 3,46	\$ 90,00
C2	Uniones de acero inox. de 1/4in	2	unidad	\$ 3,75	\$ 7,50
C3	Unión de acero inox. de 3/8 in	1	unidad	\$ 6,00	\$ 6,00
C4	Unión de acero inox. de 1 in	1	unidad	\$ 9,00	\$ 9,00
TOTAL:					\$ 112,50

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 29 Costo total de la cámara de amortiguación

Costo total material	\$ 112,50
Costo de mano de obra	\$ 120,00
<i>Costo total-cámara de amortiguación</i>	<i>\$ 232,50</i>

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 30 Tabla de designaciones de elementos

Designación	DESCRIPCIÓN
C1	Cámara de aire
C2	Visor de nivel de agua
C3	Ingreso de aire
C4	Junta al sistema de tuberías

Fuente: Elaboración Propia

4.5.3 COSTO DE LAS RUEDAS ESTABILIZADORAS DEL EJE DE ACCIONAMIENTO.

En la tabla 31 se presenta los gastos de materiales para la construcción de las 6 ruedas estabilizadoras

Tabla 31 Costo de materiales empleados en las ruedas estabilizadoras

Designación	Material	Cantidad	Unidad	Precio Unitario	Precio Total
R1	Grilón de diámetro 100 mm	35	cm	\$ 1,89	\$ 66,00
R2	Eje de transmisión diámetro 1/2 in	80	cm	\$ 0,05	\$ 4,00
R3	Platina de 1.1/2 x 1/4	320	cm	\$ 0,06	\$ 18,00
R4	Rodamientos SKF 6201	16	unidad	\$ 2,00	\$ 32,00
TOTAL:					\$ 120,00

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 32 Costo total – rueda estabilizadora

Costo total material	\$ 120,00
Costo de mano de obra	\$ 120,00
<i>Costo total-ruedas estabilizadoras</i>	<i>\$ 240,00</i>

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 33 Designaciones de elementos

Designación	DESCRIPCIÓN
R1	Rueda estabilizadora
R2	Pasador
R3	Caja
R4	Rodamiento rígido de bolas

Fuente: Elaboración Propia

4.5.4 COSTO DE LA INSTALACION DE LOS ELEMENTOS CON SUS DEBIDOS ACCESORIOS.

En la tabla 34 se presenta los gastos de elementos y accesorios necesarios para instalación de todos los componentes de las mejores.

Tabla 34 Elementos y accesorios para la instalación

Cantidad	Descripción	Costo (\$)
2	Válvulas de línea de 1"	\$ 80,32
5	Nudos universales galvanizado de 1"	\$ 15,1

2	Codos galvanizados de 1"	\$ 4,38
2	Tee galvanizadas de 1"	\$ 4,55
1	Cruz galvanizada de 1"	\$ 2,37
2	Tapones macho de 1"	\$ 6,30
1	Válvula de pie de 1"	\$ 10,50
2	Válvula de esfera de 1"	\$ 100,00
1	Tubo galvanizado de 1"	\$ 42,33
2	Tubo galvanizado de 2"	\$ 110,80
2	Correa "G" de 80 x 40 x 15 x 2 mm	\$ 60,04
100 m	Manguera de \varnothing 3/4"	\$ 40,00
	Total:	\$ 472,14

Fuente: Elaboración Propia

4.5.5 COSTO TOTAL DE LA IMPLEMENTACION DE MEJORAS.

Una vez encontrados los costos de cada uno de los elementos necesarios para las mejoras del sistema eólico, encontramos el costo total, el cual lo encontramos sumando los valores totales obtenidos en las tablas 26, 29, 32 y 34. Este valor lo encontramos reflejado en la tabla 35.

Tabla 35 Costo total de la implementación de las mejoras

Costo total-bomba diferencial	\$ 732,61
Costo total-cámara de amortiguación	\$ 232,50
Costo total-ruedas estabilizadoras	\$ 240,00
Costo de elementos y accesorios	\$ 472,14
Costo total - mejoras	\$ 1.677,25

Fuente: Elaboración Propia

4.6 COSTO TOTAL DEL PROYECTO.

El costo total del proyecto está considerado entre el costo total del emplazamiento y el costo total de las mejoras que corresponden a las tablas 24 y 35 respectivamente.

Tabla 36 Costo total del proyecto

Costo total de emplazamiento	\$ 3059,21
Costo total - mejoras	\$ 1677,25
Costo total del proyecto	\$ 4736,46

Fuente: Elaboración Propia

4.7 ANALISIS DE COSTOS.

Para el análisis de los costos del sistema de aerobomba con la bomba diferencial instala de realizan las siguientes consideraciones:

4.7.1 COSTO DE LA AEROBOMBA

Para el costo de la aerobomba existen costos típicos internacionales que oscilan entre US\$ 350/m² y US\$ 450/m² de área de rotor para aerobombas robustas. Estos montos incluyen una torre de 10 metros de altura, la bomba y le sistema de transmisión.

Para aerobombas de fabricación con tecnología más sencilla, esto es equipos de mediana solidez y livianos el valor por metro cuadrado se estima entre US\$ 150/m² y US\$ 250/m².¹⁴

Para el costo de nuestra aerobomba tomaremos en consideración como referencia US\$ 450/m² para posteriormente sumarle el costo de la bomba diferencial construida.

$$A_R = 9,62m^2$$

$$\text{Costo Aerobomba} = 9,62m^2 \cdot US\$450/m^2 = US\$4329$$

4.7.2 COSTO DE INSTALACIÓN OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Generalmente se estima que los costos de instalación corresponden a un 7% del costo de aerobomba. Igualmente los costos de operación y mantenimiento anual se estiman entre un 3 y 5% del costo de la aerobomba.

$$\text{Instalación} = 7\% \cdot US\$4329 = US\$303,03$$

$$\text{Operación y Mantenimiento} = 5\% \cdot US\$4329 = US\$216,45$$

4.7.3 COSTO APROXIMADO DE LA AEROBOMBA

A los costos calculados de la aerobomba sin el sistema de bombeo y la instalación, operación y mantenimiento, les adicionaremos los costos calculados de la obra civil (4.3.4), la cámara de amortiguación (4.5.2) y la bomba diferencial (4.5.1), para tener un costo aproximado del sistema completo.

Costo aproximado

$$\begin{aligned} &= \text{Costo Aerobomba} + \text{Costo de instalación} + \text{Costo de la obra civil} \\ &+ \text{Costo de la Cámara de Amortiguación} \\ &+ \text{Costo de la Bomba Diferencial} \end{aligned}$$

Tabla 37 Costo Aproximado de la Aerobomba

¹⁴ (Energética, 2003, pág. 38)

Tabla 38 Costo Aproximado de la Aerobomba

Denominación	Costo
Aerobomba	\$ 4.329,00
Instalación	\$ 303,03
Obra Civil	\$ 1.431,16
Cámara de Amortiguación	\$ 232,50
Bomba Diferencial	\$ 732,62
Total:	\$ 7.028,31

Fuente: Elaboración Propia

Costo aproximado del sistema completo de aerobomba es de US\$7028,31 sin considerar el costo de operación y mantenimiento.

Con el análisis de ciclo de vida se puede determinar un valor anual, considerando una tasa de interés de un 10% y una vida útil estimada del sistema de 15 años considerando la vida útil normal de maquinarias y equipos en general, tenemos que el costo anual aproximado sería:

$$\text{Costo Anual} = \frac{\text{Inv. Inic.} + (\text{Inv. Inic.} \cdot \text{int} \cdot \#\text{años})}{\#\text{años}} + (\text{int} \cdot \text{Costo de Op. y Mant.})$$

$$\text{Costo Anual} = \frac{\text{US\$7028,31} + (\text{US\$7028,31} \cdot 10\% \cdot 15\text{años})}{15\text{años}} + (\text{US\$216,45} \cdot 10\%)$$

$$\text{Costo Anual} = \text{US\$1193,03}$$

El costo anual se divide para la producción en m³ de agua por año y se obtiene el costo de cada m³ de agua. En la siguiente tabla se calculan los costos del m³ de agua, dependiendo la producción anual basada en la velocidad de viento.

Tabla 39 Costo por m³ de agua con s = 0,26m

Velocidad de Viento	Caudal (l/s)	Caudal (l/h)	Caudal (m3/día)	Caudal (m3/año)	Costo por (m3)	H (m)
0	-	-	-	-	-	-
1	0,06	198,20	4,76	1.736,21	\$ 0,69	2,19
2	0,11	396,40	9,51	3.472,43	\$ 0,34	8,75
2,5	0,14	495,50	11,89	4.340,54	\$ 0,27	13,68
3	0,17	594,59	14,27	5.208,64	\$ 0,23	19,69
3,5	0,19	693,69	16,65	6.076,75	\$ 0,20	26,81
4	0,22	792,79	19,03	6.944,86	\$ 0,17	35,01
4,5	0,25	891,89	21,41	7.812,97	\$ 0,15	44,31
5	0,28	990,99	23,78	8.681,07	\$ 0,14	54,71
5,5	0,30	1.090,09	26,16	9.549,18	\$ 0,12	66,19
6	0,33	1.189,19	28,54	10.417,29	\$ 0,11	78,78
7	0,39	1.387,39	33,30	12.153,50	\$ 0,10	107,22
7,5	0,41	1.486,49	35,68	13.021,61	\$ 0,09	123,09

Fuente: Elaboración Propia

La tabla de costos anterior está calculada con una carrera de la bomba de 0,26m y el costo promedio del m³ de agua es de US\$0,18, considerando los valores de velocidad de viento desde 2 m/s, velocidad de arranque, hasta la velocidad de 7,5 m/s.

Tabla 40 Costo por m³ de agua con s = 0,15m

Velocidad de Viento	Caudal (l/s)	Caudal (l/h)	Caudal (m3/día)	Caudal (m3/año)	Costo por (m3)	H (m)
0	-	-	-	-		
1	0,03	114,35	2,74	1.001,66	\$ 1,19	3,79
2	0,06	228,69	5,49	2.003,32	\$ 0,60	15,17
2,5	0,08	285,86	6,86	2.504,16	\$ 0,48	23,71
3	0,10	343,04	8,23	3.004,99	\$ 0,40	34,14
3,5	0,11	400,21	9,60	3.505,82	\$ 0,34	46,46
4	0,13	457,38	10,98	4.006,65	\$ 0,30	60,69
4,5	0,14	514,55	12,35	4.507,48	\$ 0,26	76,81
5	0,16	571,73	13,72	5.008,31	\$ 0,24	94,82
5,5	0,17	628,90	15,09	5.509,14	\$ 0,22	114,74
6	0,19	686,07	16,47	6.009,97	\$ 0,20	136,55
7	0,22	800,42	19,21	7.011,64	\$ 0,17	185,85
7,5	0,24	857,59	20,58	7.512,47	\$ 0,16	213,35

Fuente: Elaboración Propia

Con la carrera de la bomba de 0,15m el costo promedio del m³ de agua es de US\$0,30.

Comparando el costo de m³ de agua bombeado con una bomba de gasolina y una bomba de diesel, que presenten similares condiciones de bombeo los resultados son los siguientes:

Tabla 41 Costo del m³ de agua con distintas fuentes de energía

Combustible	Costo m ³ de agua	
	s = 0,15m	s = 0,26m
Gasolina	\$ 0,24	\$ 0,42
Diesel	\$ 0,15	\$ 0,26
Agua	\$ 0,09	\$ 0,16

Fuente: Elaboración Propia

Considerando el costo del m³ de agua bombeado a una velocidad de 7,5 m/s, y comparándolo con bombas de similares características de bombeo, que funcionan con gasolina y diesel, el costo de bombeo con aerobomba resulta inferior tanto en la carrera de 0,15m como en la de 0,26m, como se puede observar en la tabla anterior.

CONCLUSIONES

Con los análisis realizados de la tesis se determina que:

1. Parte Mecánica.

- Dependiendo las condiciones del sector de emplazamiento, se debe realizar el dimensionamiento del rotor de la aerobomba, ya que las dimensiones de este varían en base a las condiciones atmosféricas del lugar donde se instalará la aerobomba. Por esto el sistema de aerobomba implementado en el proyecto es un sistema que funciona muy bien, pero las dimensiones del rotor según los cálculos debían ser inferiores para el lugar de emplazamiento, lo que nos hubiera brindado mayores revoluciones por minuto en el rotor y así más ciclos de bombeo con bajas velocidades de viento. El sistema fue diseñado para un sector de mayor altura sobre el nivel del mar.
- El funcionamiento de los elementos mecánicos del sistema de transmisión, el rotor, el sistema de orientación y la estructura no presentan inconvenientes posteriores al mantenimiento realizado; en la manzana del rotor que fue donde se realizó un mantenimiento correctivo para la sujeción al eje funciona satisfactoriamente con velocidades de viento elevadas.
- El diseño de la bomba al no estar empotrada en la base del pozo de abastecimiento, nos brinda facilidad para el montaje y desmontaje de la bomba, lo que es muy necesario para poder realizar el mantenimiento de la misma sin la necesidad de vaciar el pozo.
- La articulación adecuada al sistema de orientación permite mayor facilidad y seguridad al momento del montaje y desmontaje de la veleta.

2. Sistema de Bombeo

- En el sistema de bombeo al momento de realizar las pruebas hubieron inconvenientes en la parte de los empaques que como se indicó en el capítulo III se realizaron pruebas con distintos tipos de materiales, instalándola al final con el poliuretano A93, material que nos garantizó que los empaques no se peguen a las paredes y la bomba cumpla con el ciclo de bombeo sin ningún inconveniente, que fue lo que sucedió en el caso de los empaques de suela y caucho también utilizados.
- El primer diseño de la bomba fue realizado en tubería PVC como se indica en la figura 24, la bomba diferencial instalada es construida en su mayoría en acero inoxidable por razones de mecanizado para la construcción del sistema diferencial.
- Los empaques de retención del agua al momento de las pruebas no resistieron la presión por lo que hubieron fugas de agua y por lo mismo

ingreso de aire, para esto se realizó la mecanización de la brida superior para la instalación de una faja guía la cual nos dio excelentes resultados apoyando inclusive a la guía y alineación del vástago.

- EL caudal de salida de la bomba diferencial es aproximadamente dos veces superior al caudal a la bomba de simple efecto instalada en el sistema anterior, lo que caracteriza a la bomba diferencial es el flujo continuo del agua, la bomba al momento de la impulsión sale el 50% del agua y al momento de la aspiración el 50% restante, este 50% de la bomba diferencial es el 100% de caudal de la simple efecto, queriendo decir que la bomba diferencial, en lugares de superficie geográfica crítica, como lo es el sector de emplazamiento, donde las velocidades de viento no son constantes y las corrientes de viento muy variantes, es un sistema muy adecuado para ser instalado ya que las bajas velocidades de viento y escasas al mismo tiempo son muy bien aprovechadas obteniendo el doble de caudal en un ciclo que el que obtendríamos con una bomba de simple efecto.
- Con la reducción de la carrera en el sistema de transmisión también nos ayudó, para con las bajas velocidades de viento existentes bombear el agua a la altura de 16 metros, donde se encuentra el pozo superior, esto se indica en la tabla 12 donde con la velocidad de arranque que es aproximadamente 2 m/s el sistema bombea agua a una altura aproximada de 30 m.

3. Costos

- En el capítulo IV se toma a la aerobomba como una maquinaria o equipo en general, utilizando el tiempo de vida útil de 15 años para razones de cálculo, considerando que la vida útil del sistema con un correcto mantenimiento preventivo es muy superior; aplicando el análisis de ciclo de vida del producto el costo anual de nuestro sistema es de US\$1193,03, dándonos como resultado de que el sistema siendo utilizado con la máxima carga de 0,26 m, esto quiere decir mayor producción de m³ de agua anuales, el costo de cada m³ es de US\$0,18 en promedio y con una carrera de 0,15 m, el costo es de US\$0,30. Costos significativos en relación o cualquier otro sistema de bombeo que emplee combustibles fósiles.
- El costo total del sistema Tabla 37 es aproximado a 8,11% más elevado que el sistema anteriormente instalado, esta elevación en el costo es por los materiales utilizados para la construcción de bomba diferencial.

RECOMENDACIONES

Se realizan recomendaciones en:

1. Mantenimiento

- Cualquier máquina requiere de un mantenimiento adecuado para operar de una manera eficiente y tener la vida útil para la cual fue diseñado.
- Engrasar o aceitar las partes móviles.
- Si la estructura es instalada en ambientes corrosivos limpiarla con alguna frecuencia.
- Inspeccionar todos los elementos de sujeción, es recomendado una vez por año pero si se lo puede realizar con mayor frecuencia en especial los pernos de las aspas para evitar riesgos de desprendimientos.
- Mantener el pozo siempre con agua para evitar que la bomba trabaje en vacío, lo que traerá problemas de desgaste prematuro en los elementos de la misma.

2. Construcción y cuidado

- Realizar la construcción de la bomba en PVC para evitar altos costos de fabricación y se puede realizar el sistema diferencial del cuerpo de la bomba con la ayuda de un collarín para la salida de la tubería de descarga.
- Cubrir el pozo de abastecimiento para evitar riesgos y accidentes con las personas del sector.

3. Pruebas

- Como se indicó el molino multipala instalado fue diseñado para las características presentes en Tarqui, en el sistema de aerobomba anterior desarrollado por Luis Chunchi y Juan Pablo Guamán, por esto se recomienda realizar pruebas con un diámetro de rotor adecuado para las características presentes en el sector de Chicán – Paute, que según cálculos es aproximado a 2,5 metros, y analizar los resultados obtenidos teniendo como referencia los datos de bombeo alcanzados tanto en la anterior como actual tesis.

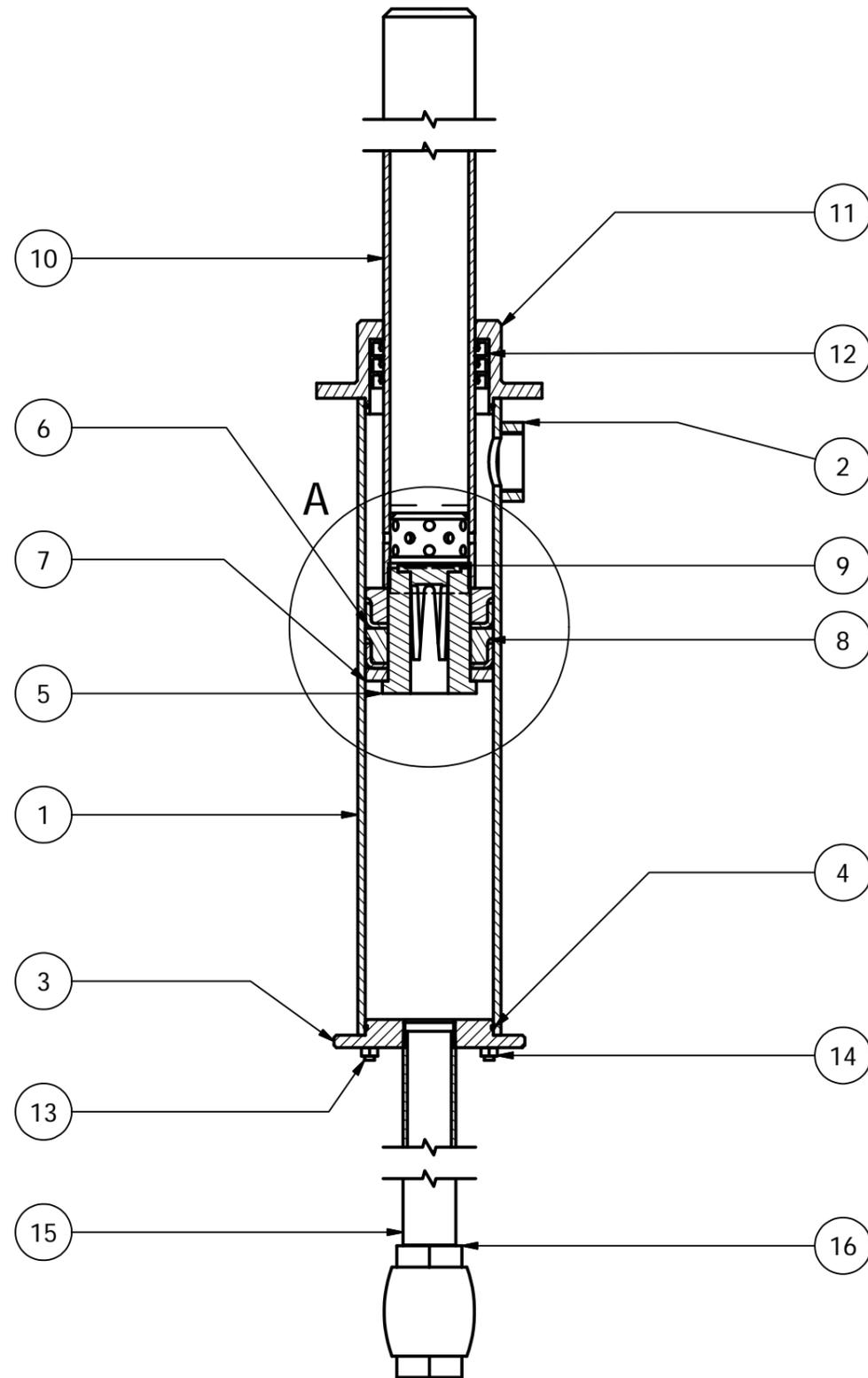
BIBLIOGRAFÍA

1. Blogsfarm Network SL. (28 de Febrero de 2010). *elBlogVerde.com*. Recuperado el 15 de junio de 2010, de elBlogVerde.com: <http://www.elblogverde.com>
2. Chunchi, L., & Guamán, J. P. (2008). Diseño y Construcción de una Aerobomba. En L. Chunchi, & J. P. Guamán, *Diseño y Construcción de una Aerobomba* (págs. 36,37). Cuenca.
3. DIPAC. (2006). Productos de Acero. *Catálogo de Aceros*. Manta.
4. Energética, U. d. (2003). *GUÍA PARA LA UTILIZACIÓN DE LA ENERGÍA EÓLICA PARA BOMBEO DE AGUA*. Bogotá: UPME.
5. Harmsem, T. E. (2002). *Diseño de Estructuras de Concreto Armado*. Moquegua, Perú: Fondo Editorial.
6. Harris, W. B. (23 de noviembre de 2011). *Wikipedia*. Recuperado el 15 de 2010 de junio, de Wikipedia: http://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica
7. Jongh, J., & Rijs, R. (2004). *Pump Design*. Arrakis.
8. Kenneth, J. (1998). *BOMBAS selección, uso y mantenimiento*. México: McGraw-Hill.
9. Mataix, C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Madrid: Castillo, S.A.
10. OCEANO. (1999). Enciclopedia del Ecuador. En *Azuay* (págs. 690, 691). Barcelona, España: OCEANO.
11. Streeter, V. L. (2000). *Mecánica de Fluidos*. Santa Fé de Bogotá, Colombia: McGraw - Hill.
12. Zubicaray, V. (2000). *Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones*. México, DF: LIMUSA, SA.

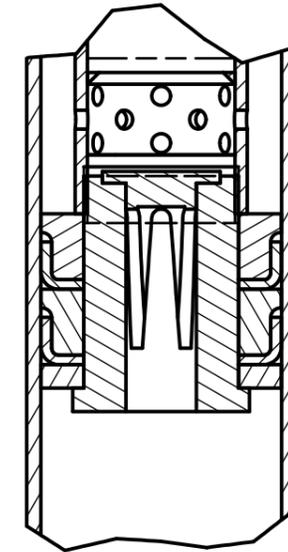
ANEXOS

ANEXO A

Planos de la Bomba Diferencial



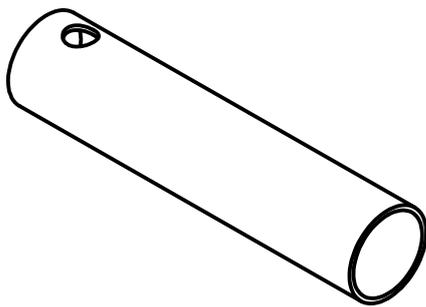
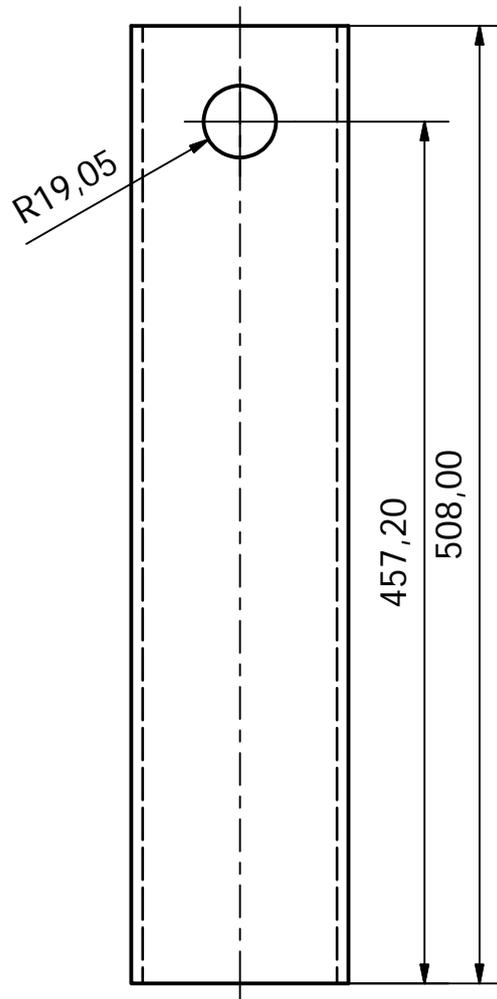
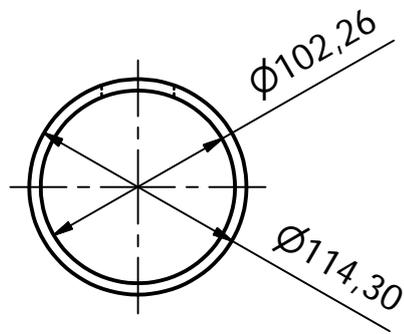
A (1:3)



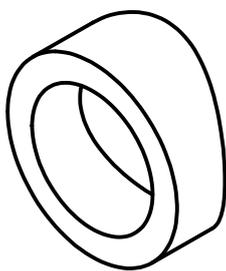
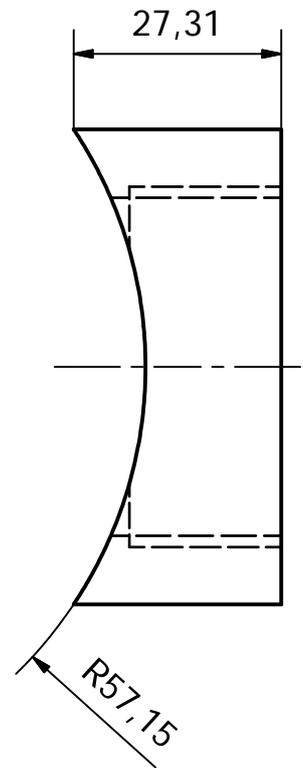
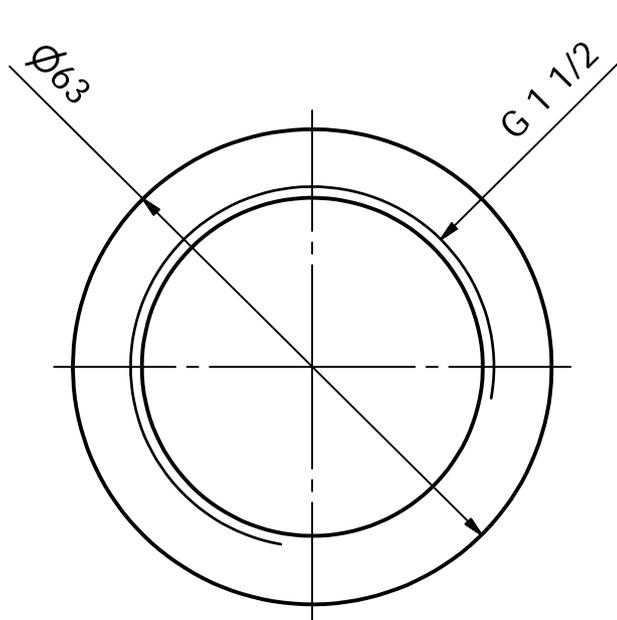
16	1	Válvula de Pie	Bronce	JIS B 2051
15	1	Tubería de Succión	Cañería Galv.	ISO - 65
14	8	Tuerca M8	Acero Inox.	AS 1112 - M8
13	4	Perno Tensor	Acero Inox.	
12	3	Sello Retenedor de Labio	Caucho	BS 1399
11	1	Brida Superior	Acero ST 37	
10	1	Vástago	Acero Inox.	
9	1	Válvula Check	Bronce	
8	2	Separador de Empaques	Grilón	
7	1	Soporte	Grilón	
6	1	Empaque	Puliuretano	
5	1	Émbolo	Acero Inox.	
4	2	O - Ring	Caucho	DIN 3771
3	1	Brida Inferior	Acero ST 37	
2	1	Acople Lateral	Acero Inox.	
1	1	Cuerpo	Acero Inox.	
<i>POS</i>	<i>CANT</i>	<i>DENOMINACION</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>NORMA</i>

	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA
<i>Dibujado</i>	10/01/2012	Llivichuzca - Orden	
<i>Aprobado</i>	20/01/2012	Ing. John Calle	

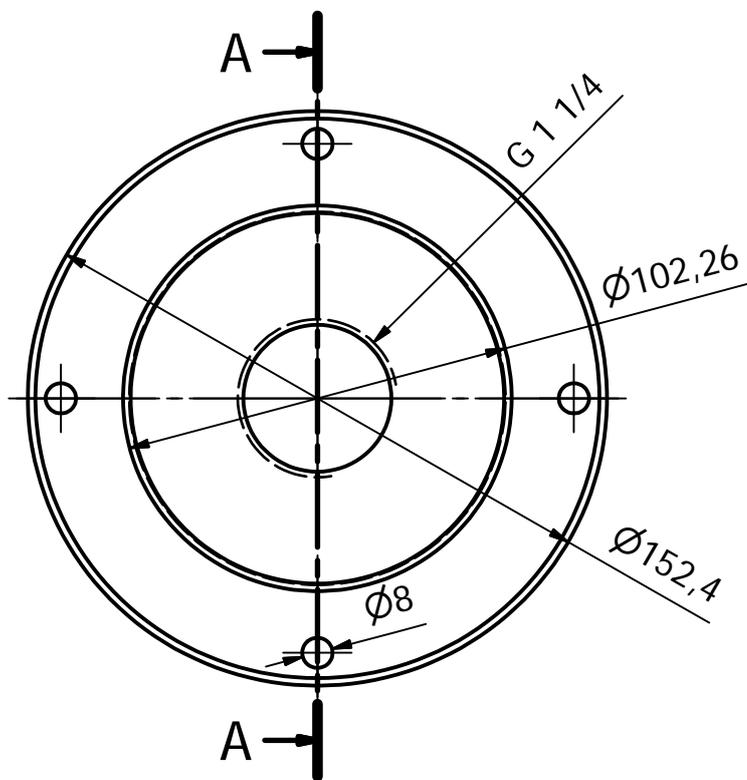
<i>Escala</i> 1:5	BOMBA DIFERENCIAL	<i>Ingeniería Mecánica</i>
		Lámina N° 1



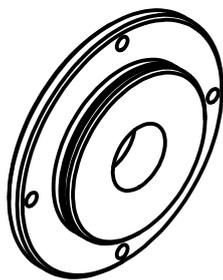
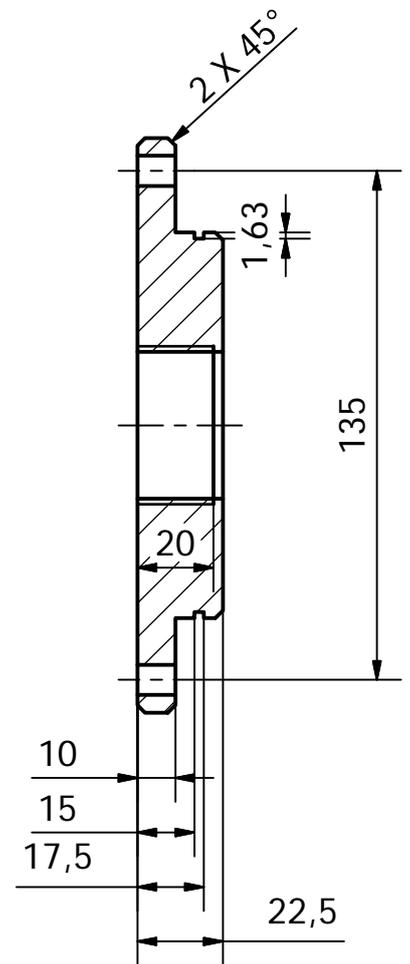
1	1	Cuerpo	Acero Inox.	
<i>POS</i>	<i>CANT</i>	<i>DENOMINACION</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>NORMA</i>
	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
<i>Dibujado</i>	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
<i>Aprobado</i>	20/01/2012	Ing. John Calle		
<i>Escala</i> 1:4		BOMBA DIFERENCIAL		<i>Ingeniería Mecánica</i> Lámina N° 2



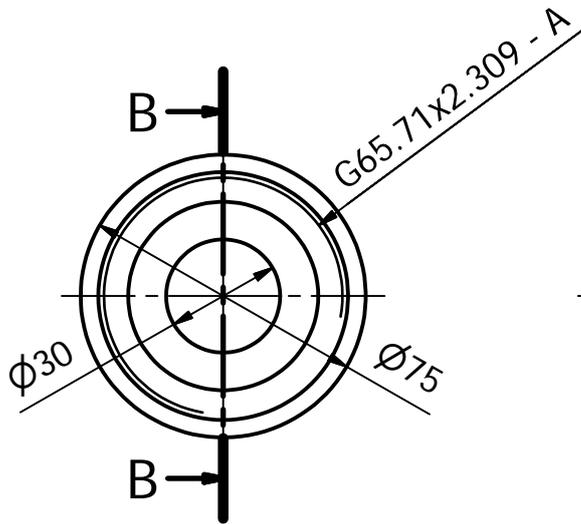
2	1	Acople Lateral	Acero Inox.	
POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA
	Fecha	Nombre	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
Dibujado	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
Aprobado	20/01/2012	Ing. John Calle		
Escala 1:1		BOMBA DIFERENCIAL		Ingeniería Mecánica Lámina N° 3



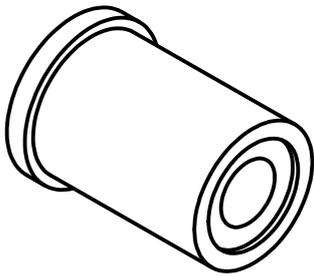
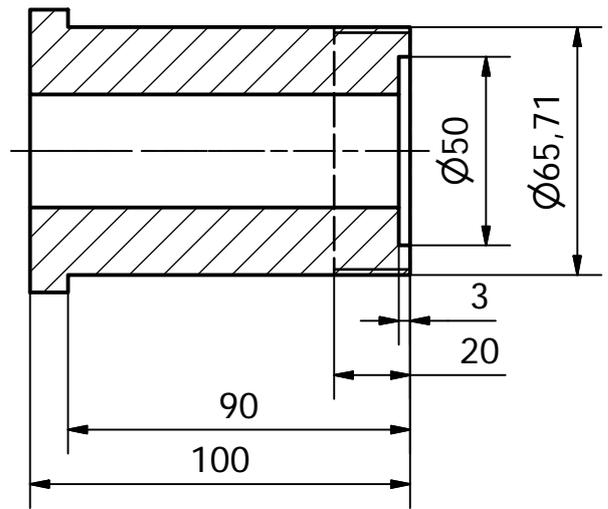
A-A (1 : 2)



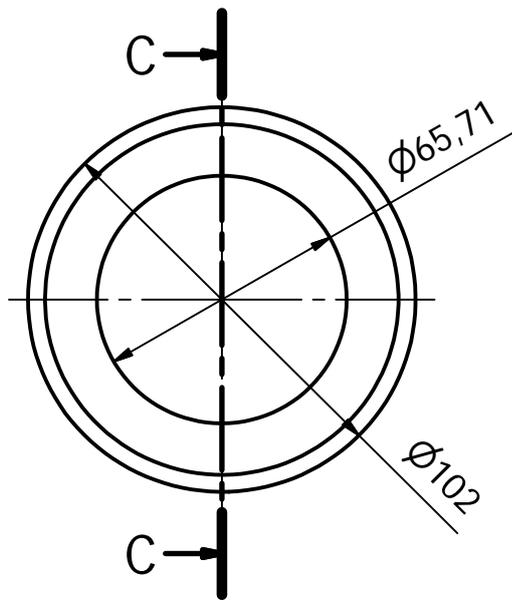
3	1	Brida Inferior	Acero ST 37	
POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA
	Fecha	Nombre	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
Dibujado	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
Aprobado	20/01/2012	Ing. John Calle		
Escala 1:2		BOMBA DIFERENCIAL		Ingeniería Mecánica Lámina N° 4



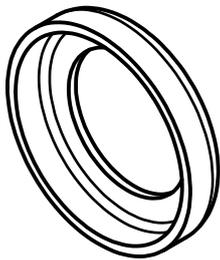
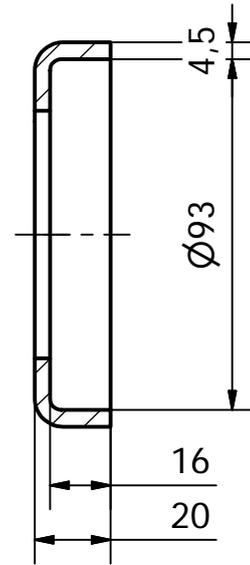
B-B (1 : 2)



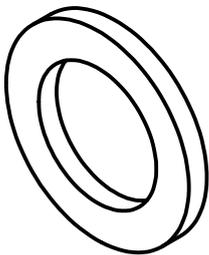
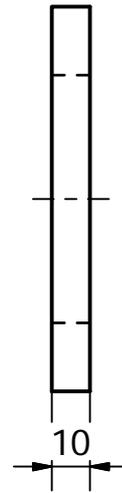
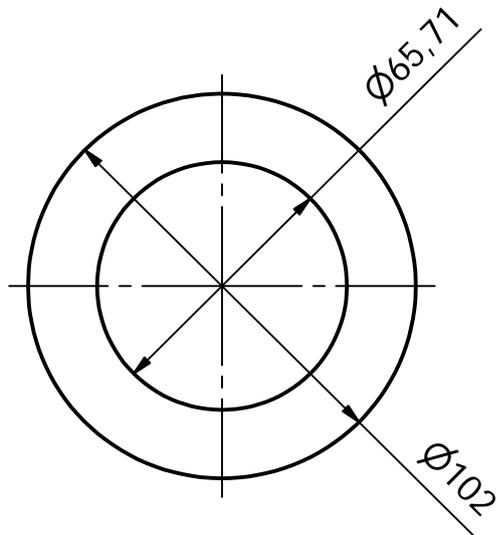
5	1	Émbolo	Acero Inox.	
POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA
	Fecha	Nombre	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
Dibujado	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
Aprobado	20/01/2012	Ing. John Calle		
Escala 1:2		BOMBA DIFERENCIAL		Ingeniería Mecánica
				Lámina N° 5



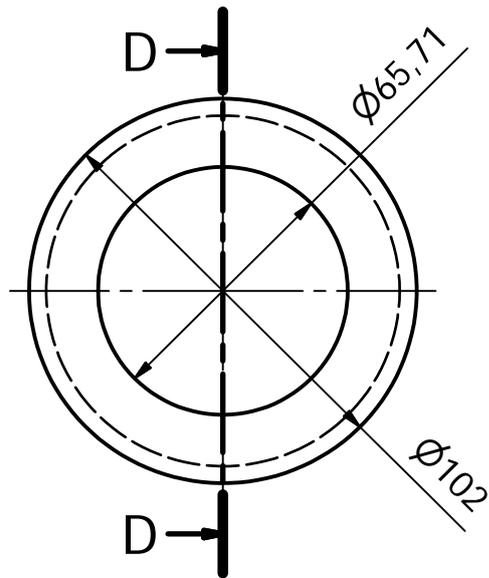
C-C (1 : 2)



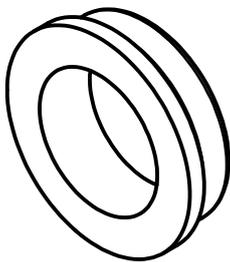
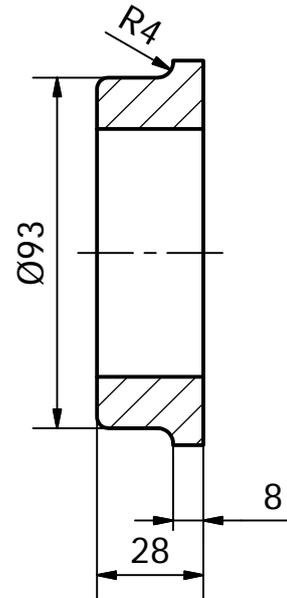
6	1	Empaque		Puliuretano	
POS	CANT	DENOMINACION		MATERIAL	NORMA
	Fecha	Nombre		 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
Dibujado	10/01/2012	Llivichuzca - Orden			
Aprobado	20/01/2012	Ing. John Calle			
Escala 1:2		BOMBA DIFERENCIAL			Ingeniería Mecánica
					Lámina N° 6



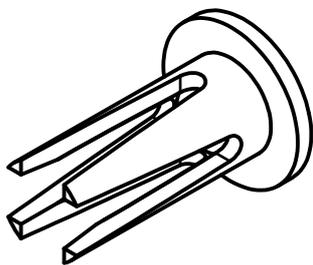
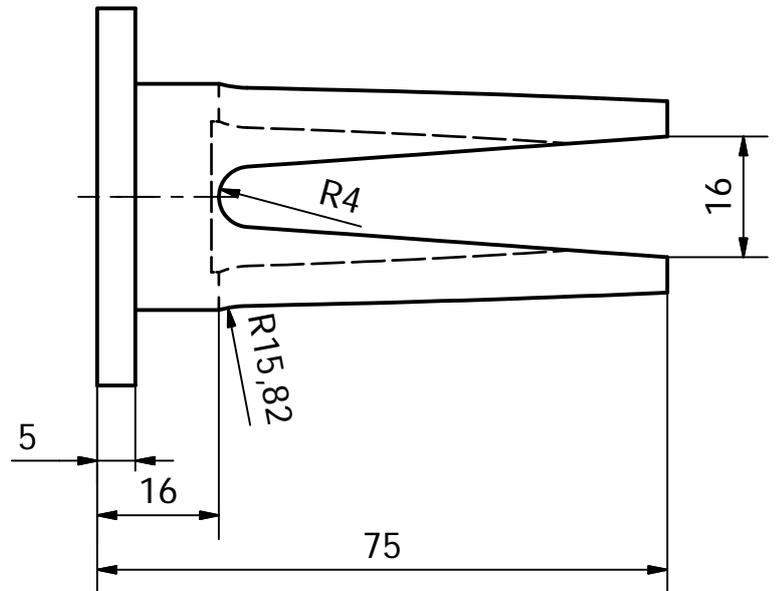
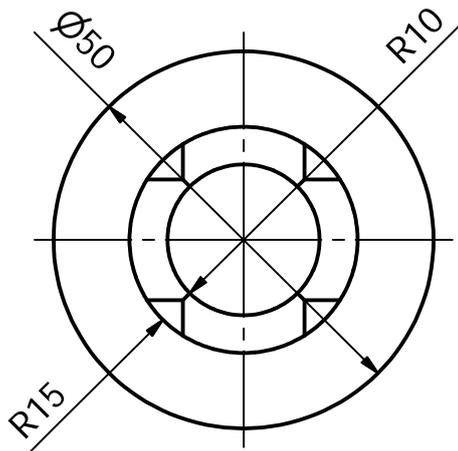
7	1	Soporte	Grilón	
POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA
	Fecha	Nombre	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
Dibujado	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
Aprobado	20/01/2012	Ing. John Calle		
Escala		BOMBA DIFERENCIAL		Ingeniería Mecánica
1:2				Lámina N° 7



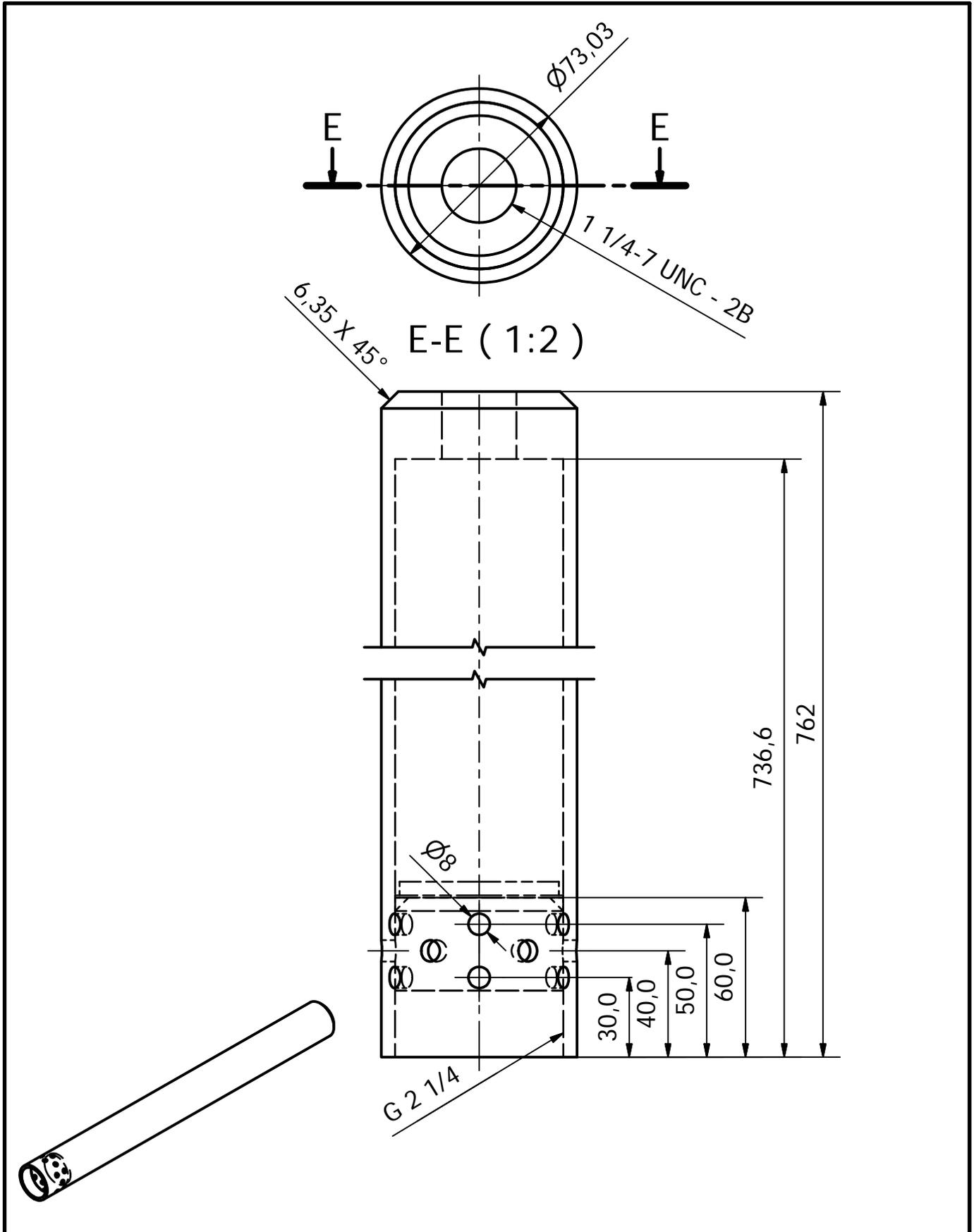
D-D (1 : 2)



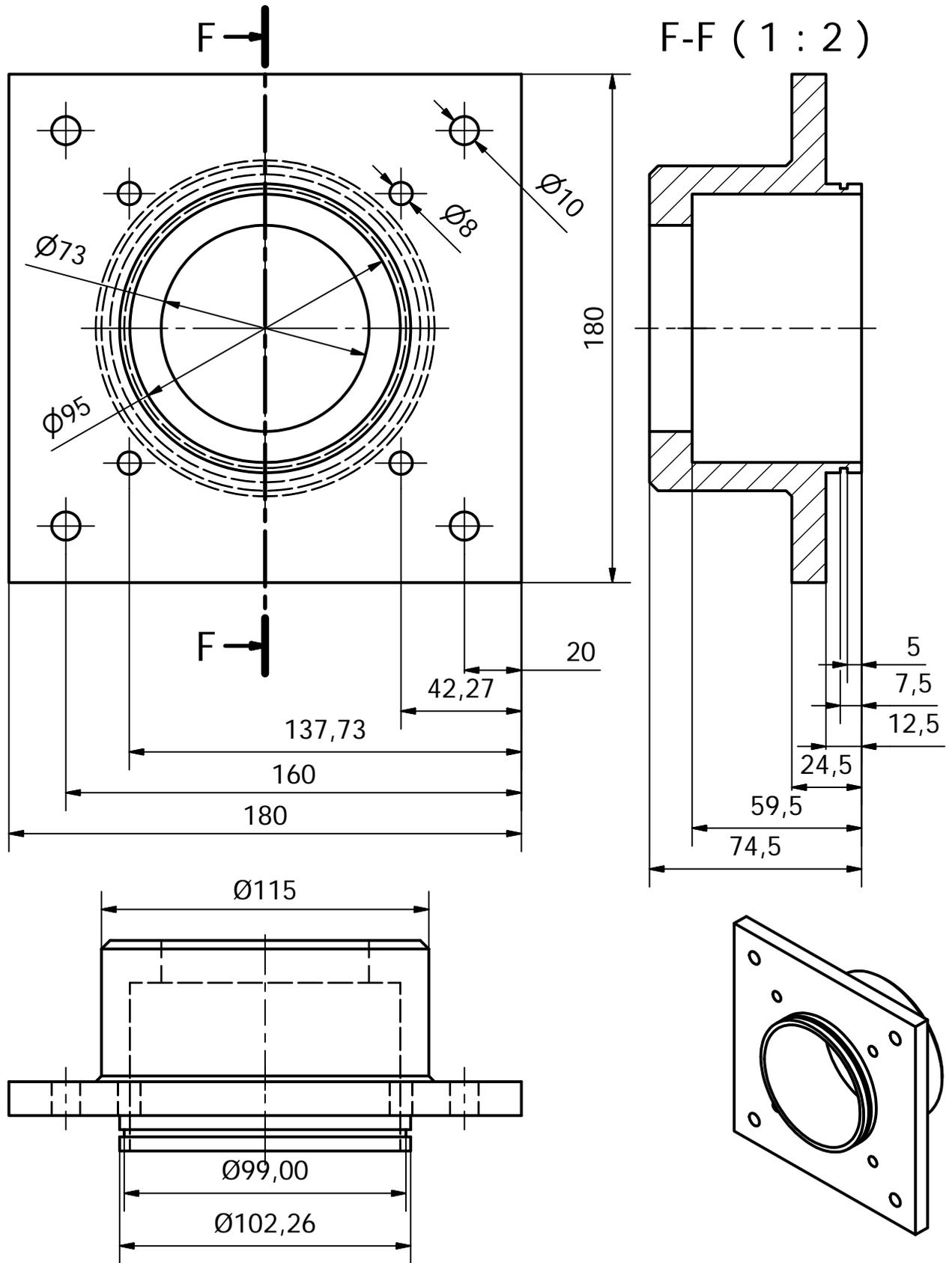
8	2	Separador de Empaques	Grilón	
<i>POS</i>	<i>CANT</i>	<i>DENOMINACION</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>NORMA</i>
	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
<i>Dibujado</i>	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
<i>Aprobado</i>	20/01/2012	Ing. John Calle		
<i>Escala</i> 1:2		BOMBA DIFERENCIAL		<i>Ingeniería Mecánica</i> Lámina N° 8



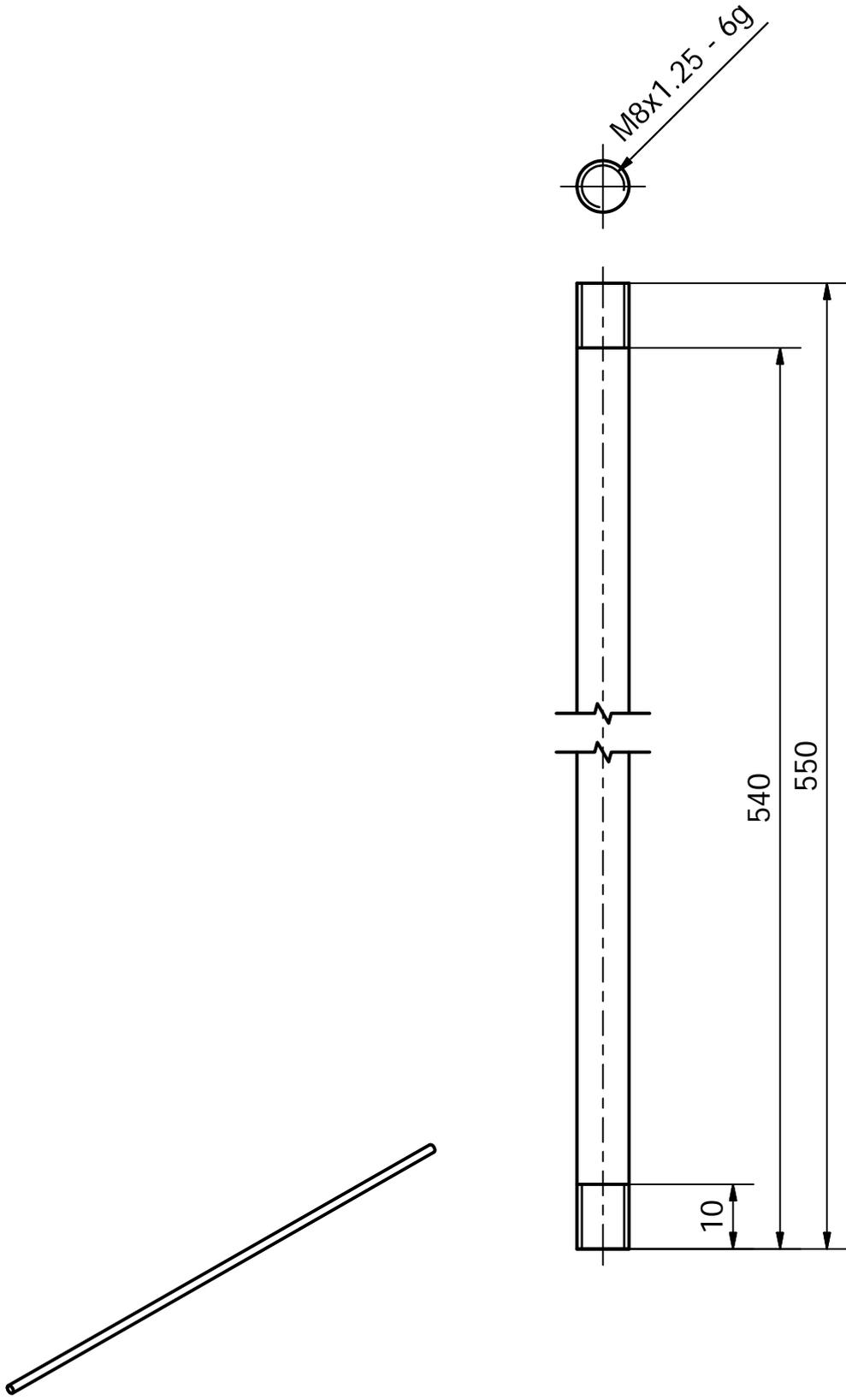
9	1	Válvula Check	Bronce	
POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA
	Fecha	Nombre	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
Dibujado	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
Aprobado	20/01/2012	Ing. John Calle		
Escala 1:1		BOMBA DIFERENCIAL		Ingeniería Mecánica
				Lámina N° 9



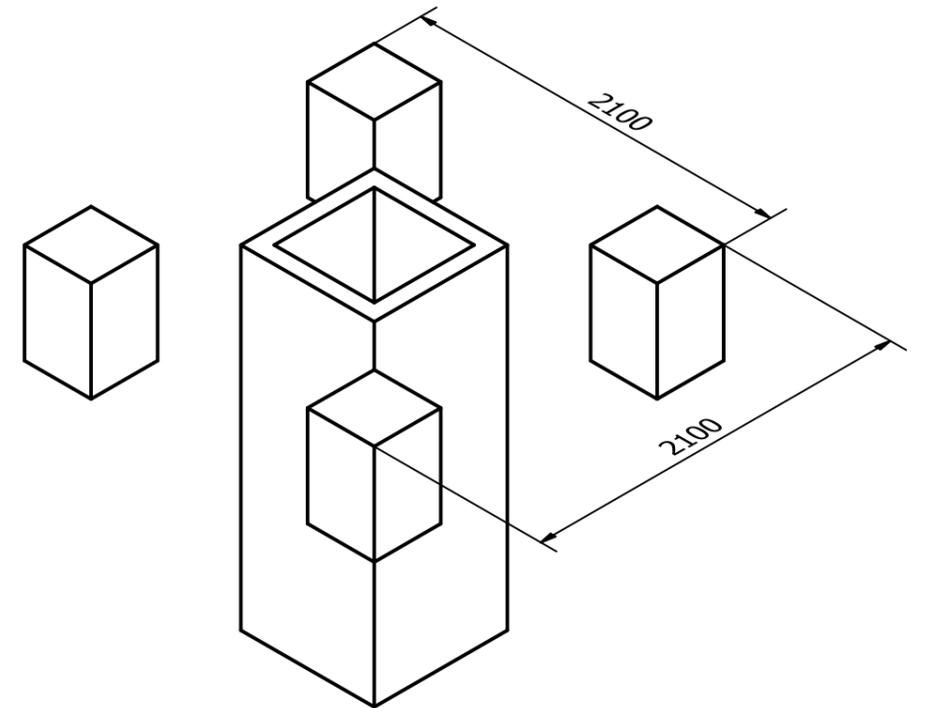
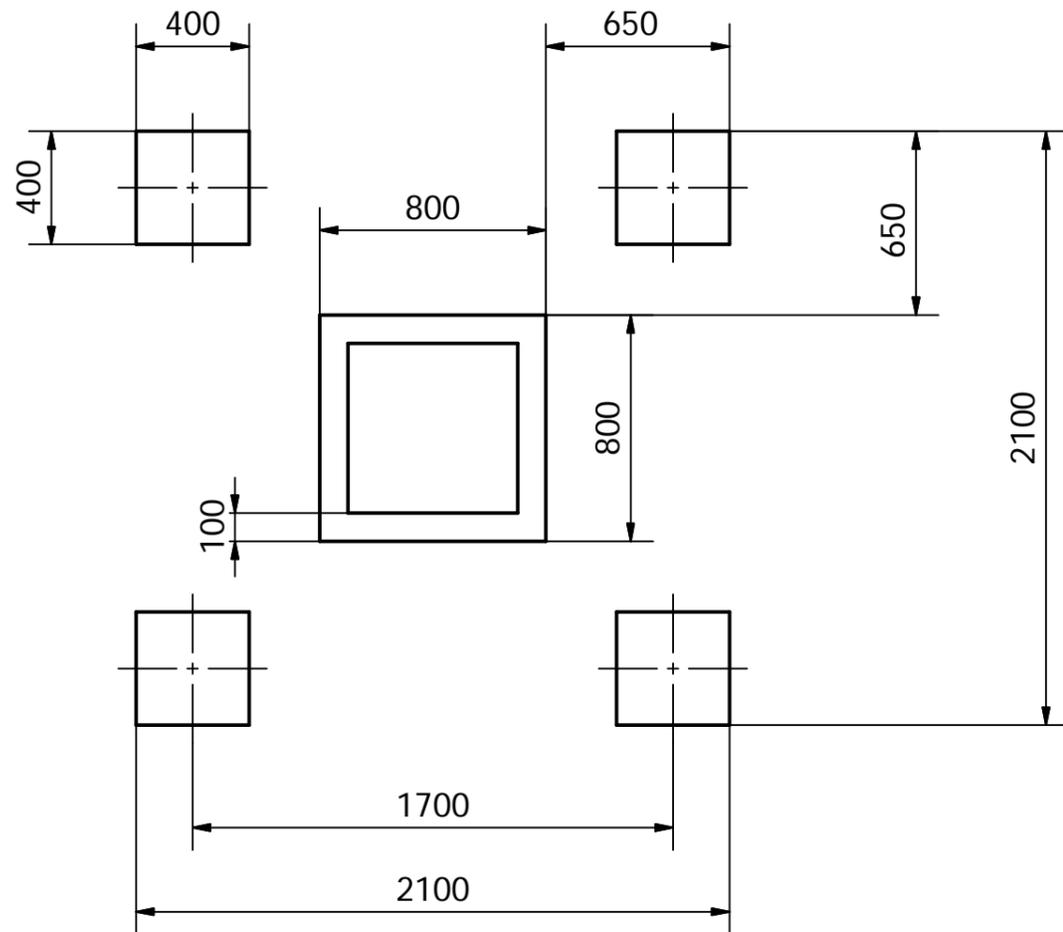
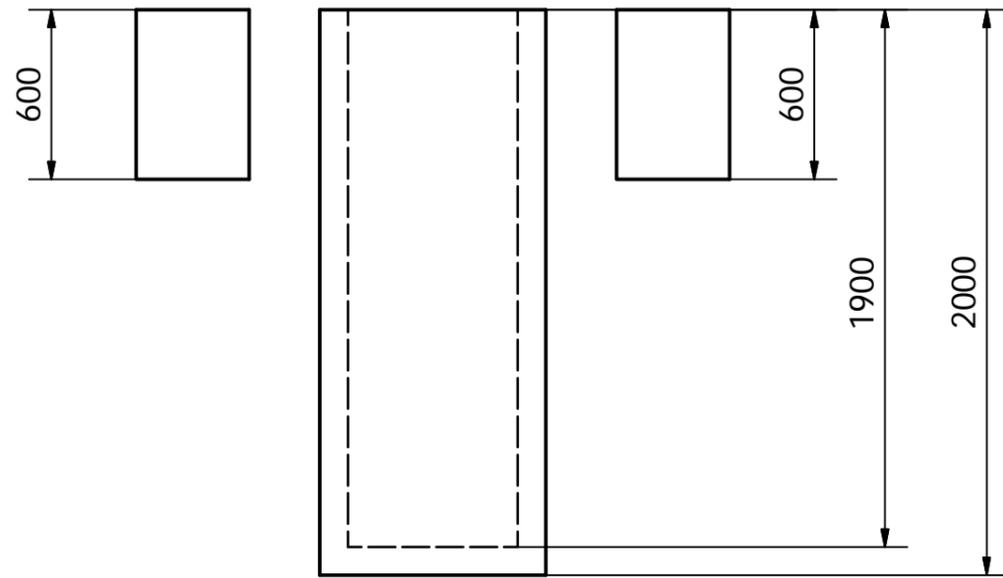
10	1	Vástago	Acero Inox.	
POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA
	Fecha	Nombre	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
Dibujado	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
Aprobado	20/01/2012	Ing. John Calle		
Escala 1:2		BOMBA DIFERENCIAL		Ingeniería Mecánica
				Lámina N° 10



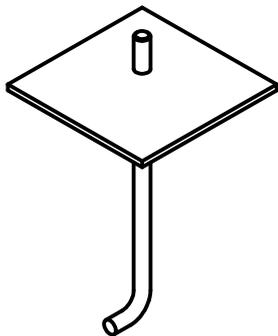
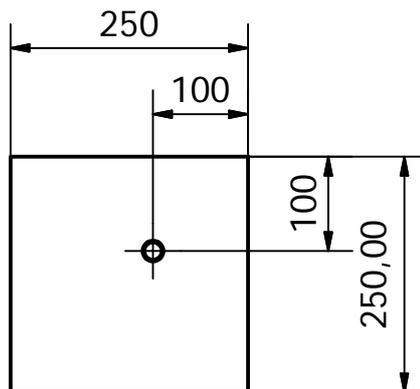
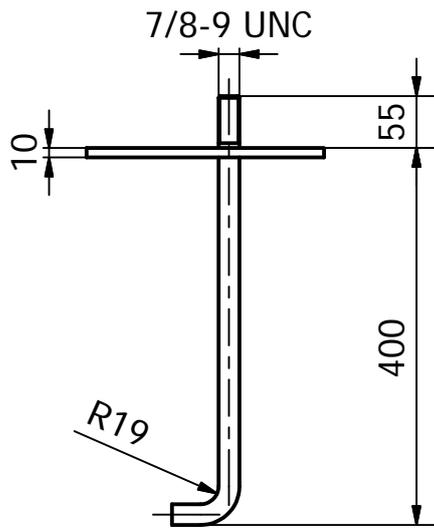
11	1	Brida Superior	Acero ST 37	
POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA
	Fecha	Nombre	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
Dibujado	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
Aprobado	20/01/2012	Ing. John Calle		
Escala 1:2		BOMBA DIFERENCIAL		Ingeniería Mecánica
				Lámina N° 11



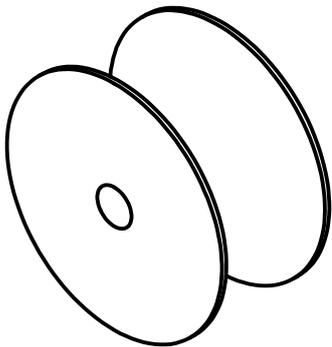
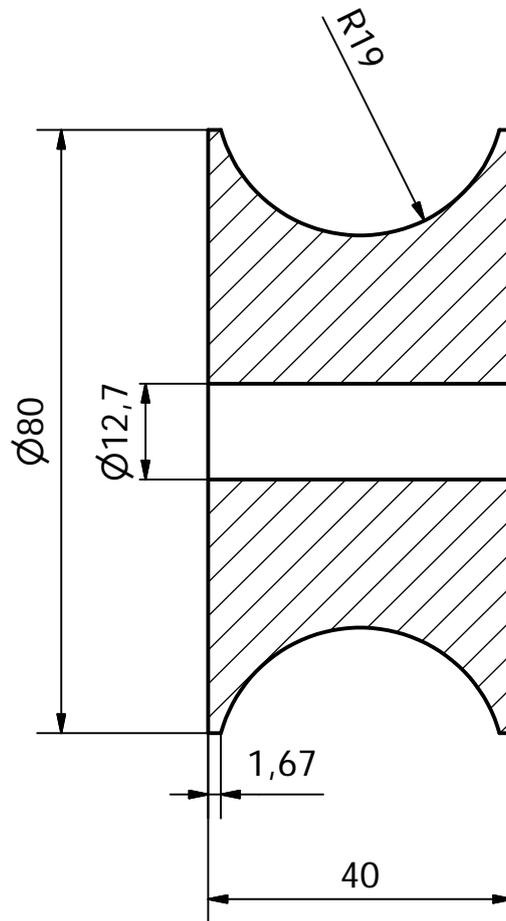
13	4	Perno Tensor	Acero Inox.	
<i>POS</i>	<i>CANT</i>	<i>DENOMINACION</i>	<i>MATERIAL</i>	<i>NORMA</i>
	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
<i>Dibujado</i>	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
<i>Aprobado</i>	20/01/2012	Ing. John Calle		
<i>Escala</i> 1:1		BOMBA DIFERENCIAL		<i>Ingeniería Mecánica</i> Lámina N° 12



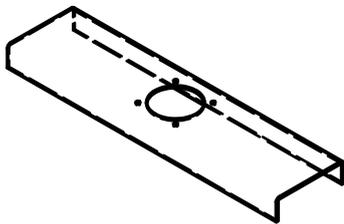
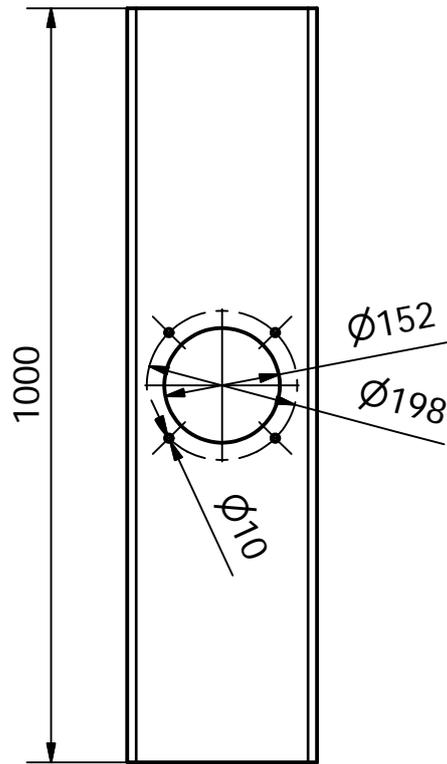
POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA
		Fecha	UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
		Nombre		
Dibujado	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
Aprobado	20/01/2012	Ing. John Calle		
Escala		BASE DE EMPLAZAMIENTO		Ingeniería Mecánica
1:25				Lámina N° 13



POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA
	Fecha	Nombre	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
Dibujado	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
Aprobado	20/01/2012	Ing. John Calle		
Escala 1:8		PLACA BASE		Ingeniería Mecánica Lámina N° 14



POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA
	Fecha	Nombre	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
Dibujado	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
Aprobado	20/01/2012	Ing. John Calle		
Escala 1:1		RUEDA GUÍA		Ingeniería Mecánica Lámina N° 15



POS	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA
	Fecha	Nombre	 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE MATRIZ CUENCA	
Dibujado	10/01/2012	Llivichuzca - Orden		
Aprobado	20/01/2012	Ing. John Calle		
Escala 1:10		BASE DE BOMBA		Ingeniería Mecánica
				Lámina N° 16

ANEXO B

Análisis del Eje de Bombeo

Frame Analysis Report



Analyzed File:	Tubo 1 un cuarto.iam
Version:	2012 (Build 160160000, 160)
Creation Date:	04/07/2011, 22:24
Simulation Author:	LLIVICHUZCA ORDEN
Summary:	

[-] Project Info (iProperties)

[-] Summary

Author MAURICIO

[-] Project

Part Number	Tubo 1 un cuarto
Designer	MAURICIO
Cost	\$ 0,00
Date Created	30/11/2011

[-] Status

Design Status WorkInProgress

[-] Physical

Mass	20,442 kg
Area	20012,164 mm ²
Volume	2600,736 mm ³
Center of Gravity	x=4000,000 mm y=0,000 mm z=0,000 mm

[-] Simulation: 1

General objective and settings:

Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	04/07/2011, 22:23

[-] Material(s)

Name	Steel, Mild	
General	Mass Density	7,860 g/cm ³
	Yield Strength	207,000 MPa

Stress	Ultimate Tensile Strength	345,000 MPa
	Young's Modulus	220,000 GPa
	Poisson's Ratio	0,275 ul
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,0000120 ul/c
	Thermal Conductivity	56,000 W/(m K)
	Specific Heat	0,460 J/(kg K)
Part Name(s)	ISO 42,4 x 2,6 00000004.ipt	

☐ Cross Section(s)

Geometry Properties	Section Area (A)	325,092 mm ²
	Section Width	42,400 mm
	Section Height	42,400 mm
	Section Centroid (x)	21,200 mm
	Section Centroid (y)	21,200 mm
Mechanical Properties	Moment of Inertia (I _x)	64644,546 mm ⁴
	Moment of Inertia (I _y)	64644,546 mm ⁴
	Torsional Rigidity Modulus (J)	129289,091 mm ⁴
	Section Modulus (W _x)	3049,271 mm ³
	Section Modulus (W _y)	3049,271 mm ³
	Torsional Section Modulus (W _z)	6098,542 mm ³
	Reduced Shear Area (A _x)	163,008 mm ²
	Reduced Shear Area (A _y)	163,008 mm ²
Part Name(s)	ISO 42,4 x 2,6 00000004.ipt	

☐ Beam Model

Nodes	2
Beams	1
- Round Tubes	1

☐ Operating conditions

☐ Gravity

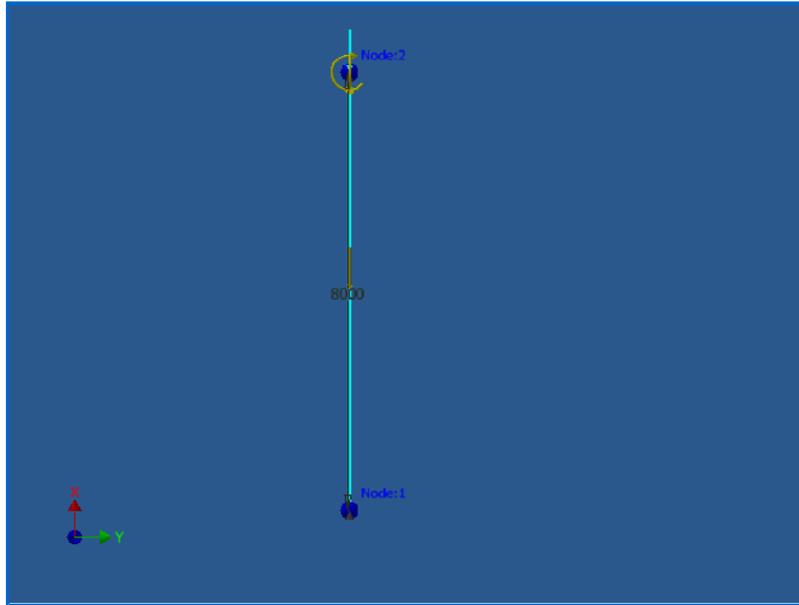
Load Type	Gravity
Magnitude	9810,000 mm/s ²
Direction	X-

☐ Force: 1

Load Type	Force
Magnitude	1392,460 N
Beam Coordinate System	No
Angle of Plane	180,00 deg
Angle in Plane	90,00 deg
F _x	-1392,460 N
F _y	0,000 N

Fz	0,000 N
Offset	8000,000 mm

☐ Selected Reference(s)



☐ Moment:1

Load Type	Moment
Magnitude	27779,700 N mm
Beam Coordinate System	No
Angle of Plane	0,00 deg
Angle in Plane	0,00 deg
Mx	0,000 N mm
My	0,000 N mm
Mz	27779,700 N mm

☐ Selected Reference(s)



☐ Moment:2

Load Type	Moment
Magnitude	27779,700 N mm
Beam Coordinate System	No
Angle of Plane	90,00 deg
Angle in Plane	90,00 deg
Mx	0,000 N mm
My	27779,700 N mm
Mz	0,000 N mm

☐ Selected Reference(s)



[-] Pinned Constraint:1

Constraint Type Pinned

[-] Selected Reference(s)



[-] Pinned Constraint:2

Constraint Type Pinned

[-] Selected Reference(s)



[-] Results

[-] Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force	Reaction Moment
-----------------	----------------	-----------------

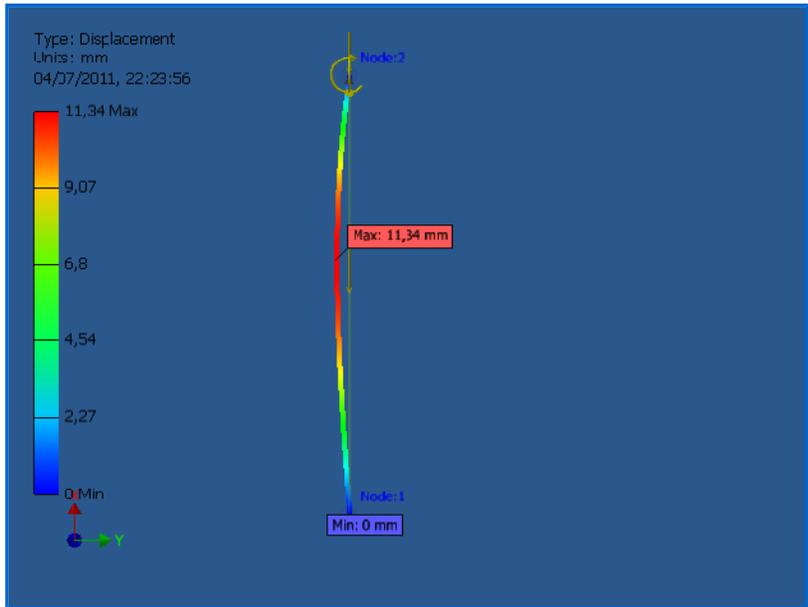
	Magnitude	Components (Fx,Fy,Fz)	Magnitude	Components (Mx,My,Mz)
Pinned Constraint:1	100,387 N	100,267 N	0,000 N mm	0,000 N mm
		3,472 N		0,000 N mm
		-3,472 N		0,000 N mm
Pinned Constraint:2	1492,735 N	1492,727 N	0,000 N mm	-0,000 N mm
		-3,472 N		0,000 N mm
		3,472 N		0,000 N mm

☐ Static Result Summary

Name		Minimum	Maximum
Displacement		0,000 mm	11,341 mm
Forces	Fx	3,472 N	3,472 N
	Fy	3,472 N	3,472 N
	Fz	-100,267 N	100,267 N
Moments	Mx	0,000 N mm	27779,700 N mm
	My	-27779,700 N mm	0,000 N mm
	Mz	0,000 N mm	0,000 N mm
Normal Stresses	Smax	-0,308 MPa	18,529 MPa
	Smin	-17,912 MPa	-0,308 MPa
	Smax(Mx)	0,000 MPa	9,110 MPa
	Smin(Mx)	-9,110 MPa	0,000 MPa
	Smax(My)	0,000 MPa	9,110 MPa
	Smin(My)	-9,110 MPa	0,000 MPa
	Saxial	-0,308 MPa	0,308 MPa
Shear Stresses	Tx	-0,021 MPa	-0,021 MPa
	Ty	-0,021 MPa	-0,021 MPa
Torsional Stresses	T	0,000 MPa	0,000 MPa

Figures

Displacement



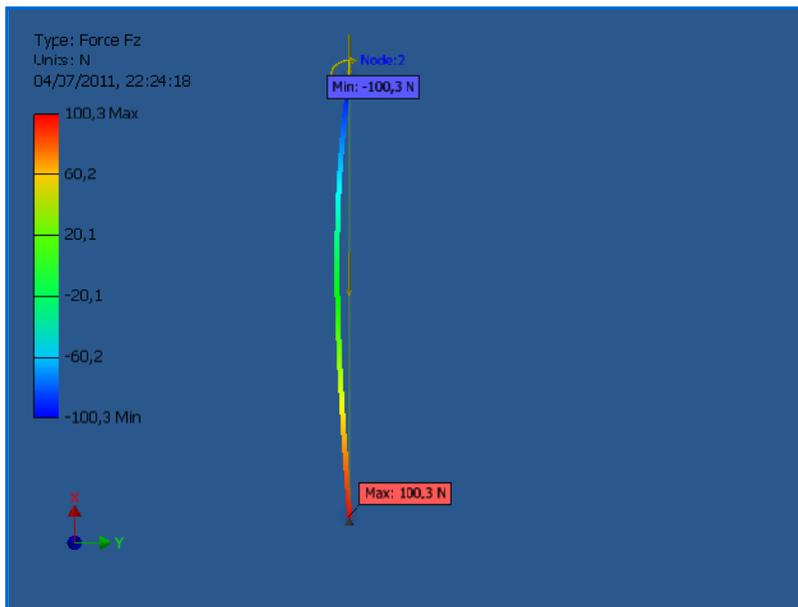
Fx



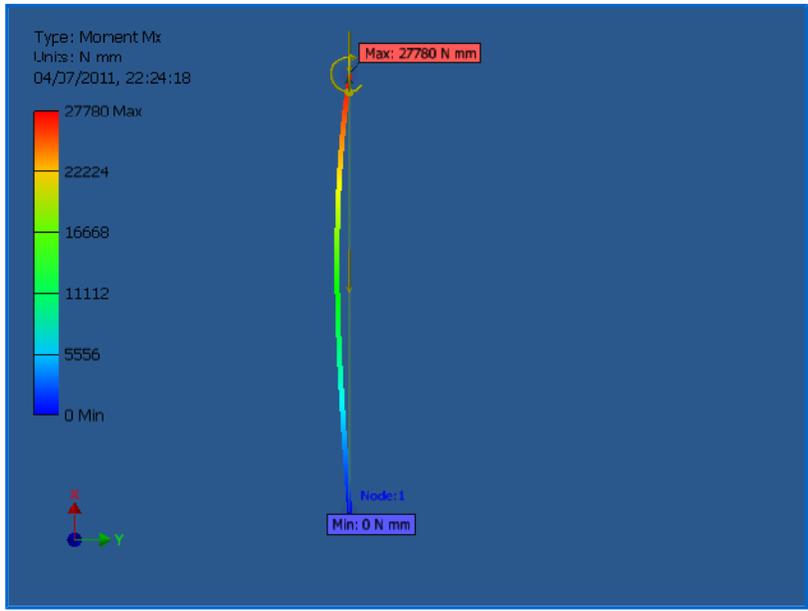
☐ Fy



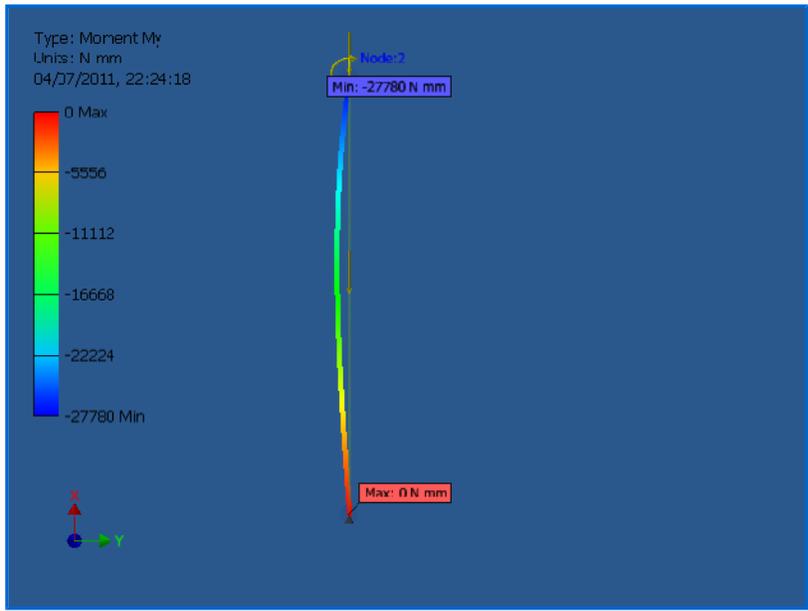
☐ Fz



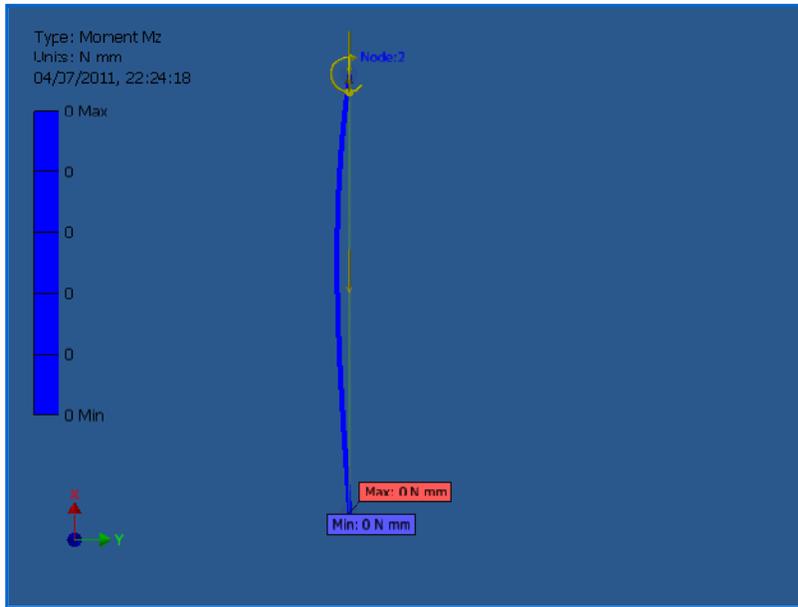
☐ Mx



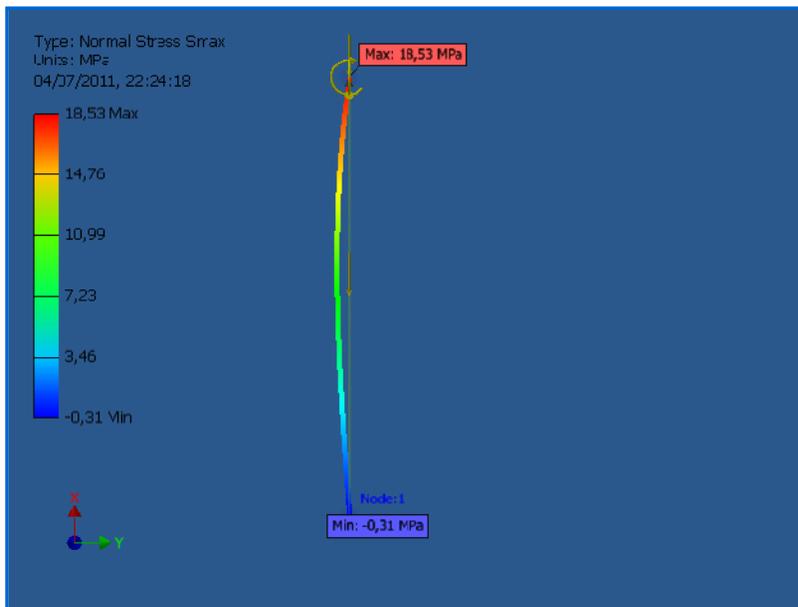
☐ My



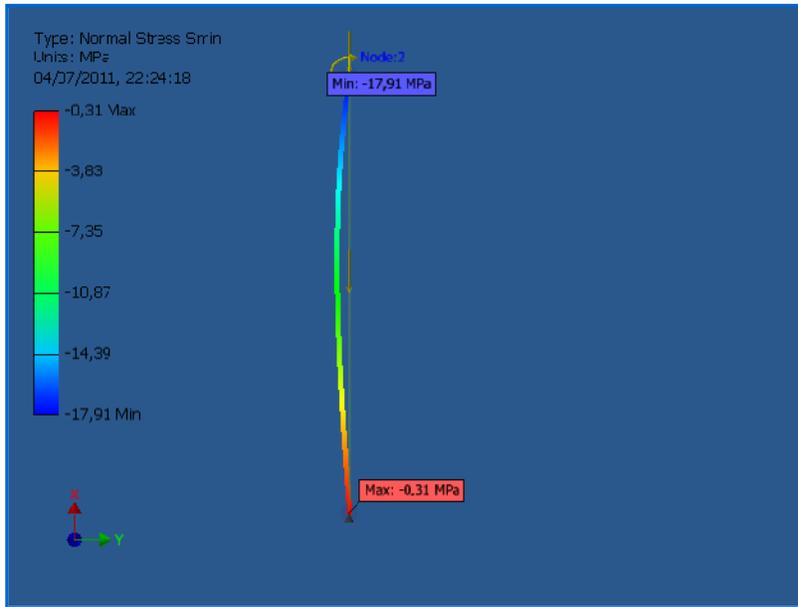
☐ Mz



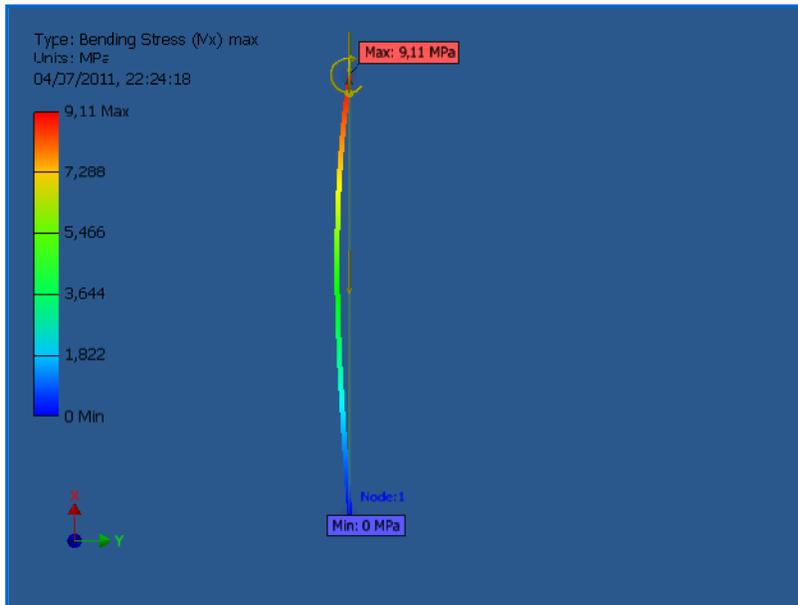
☐ Smax



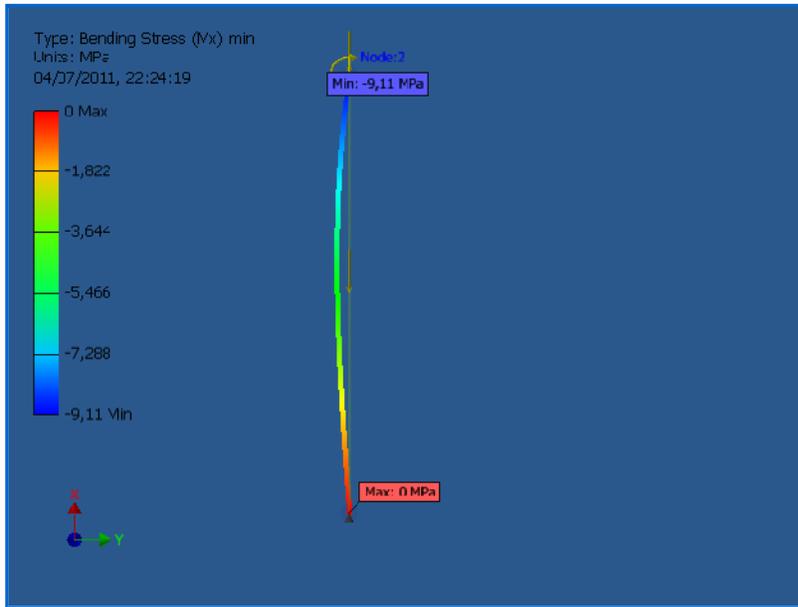
☐ Smin



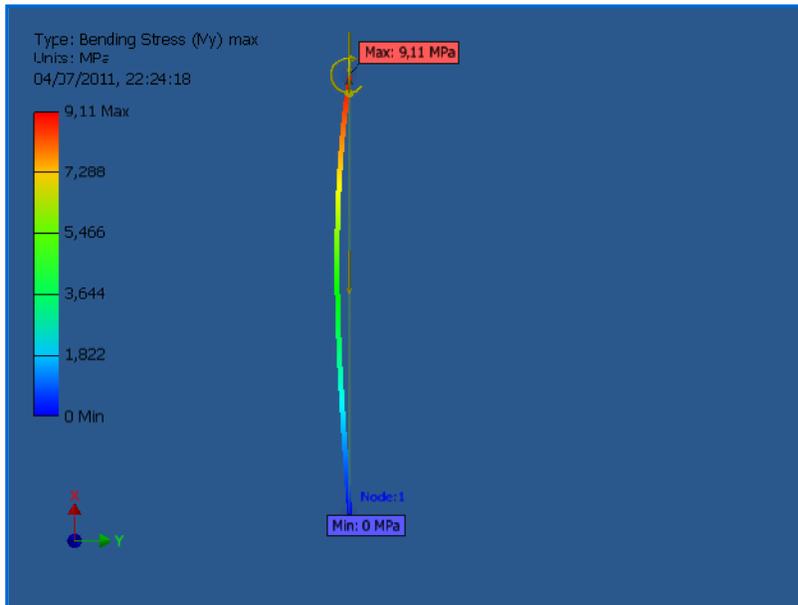
☐ Smax(Mx)



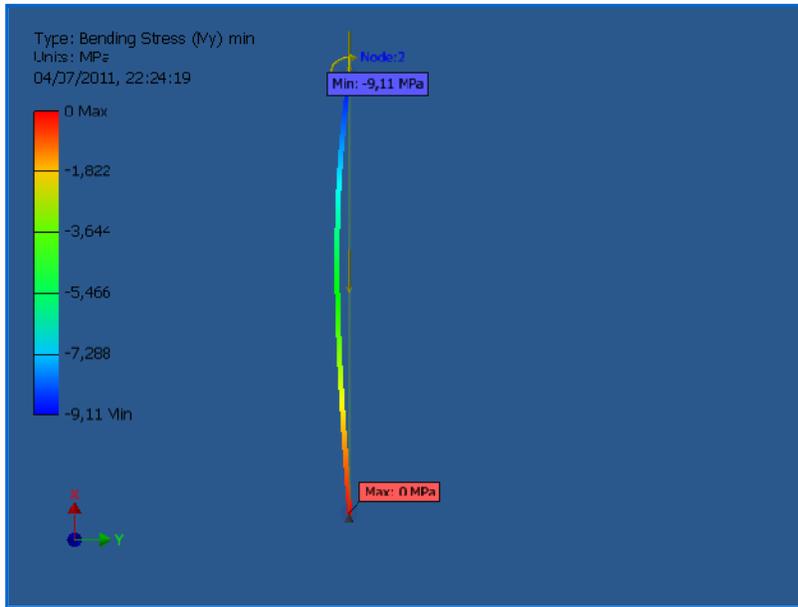
☐ Smin(Mx)



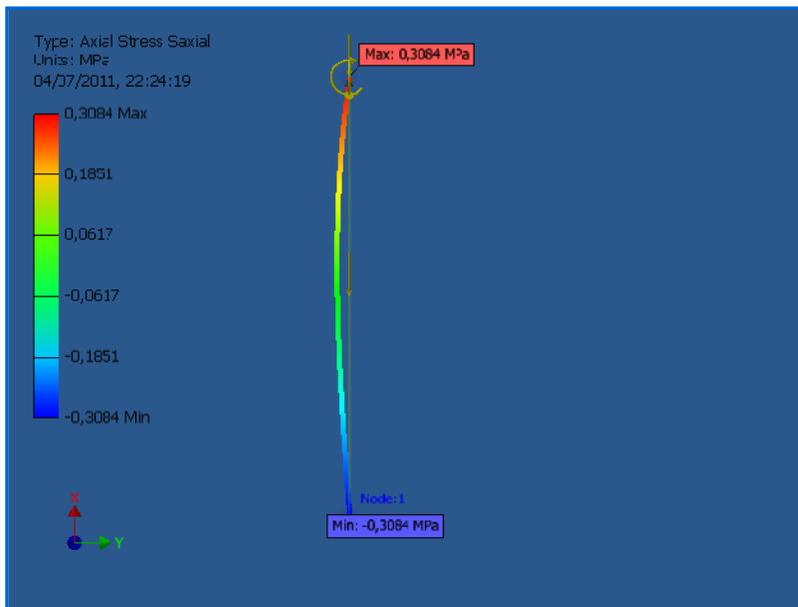
☐ Smax(My)



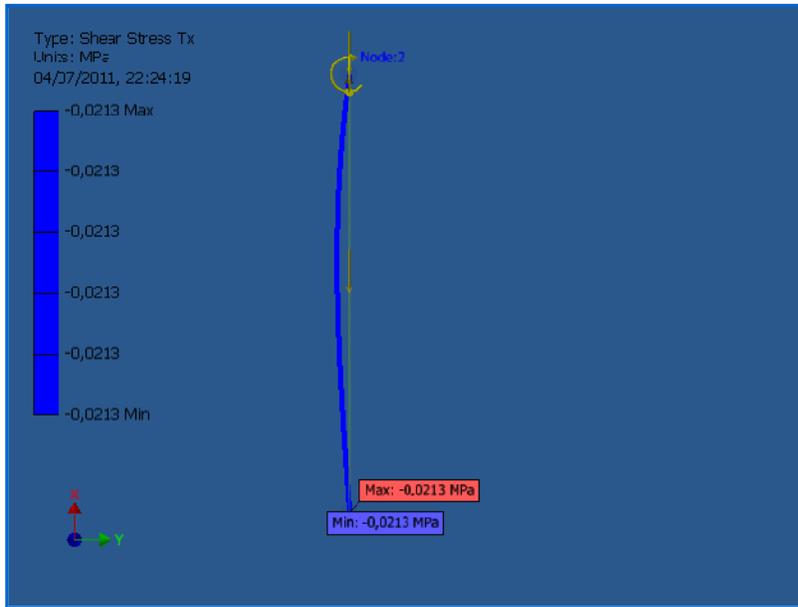
☐ Smin(My)



☐ Saxial



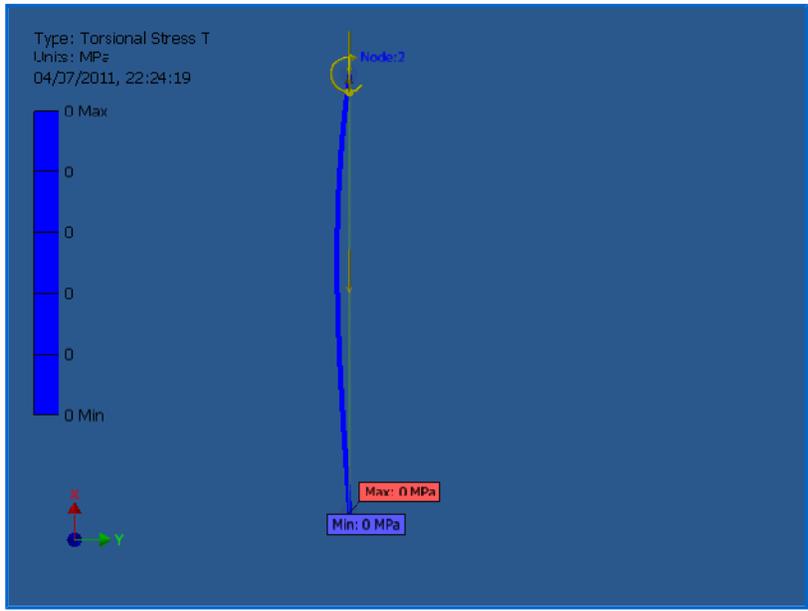
☐ Tx



☐ Ty



☐ T



C:\Users\MAURICIO\Documents\Tubo 1 un cuarto.iam

Frame Analysis Report

Autodesk®

Analyzed File:	Tubo 1 un cuarto.iam
Version:	2012 (Build 160160000, 160)
Creation Date:	04/07/2011, 18:38
Simulation Author:	LLIVICHUZCA ORDEN
Summary:	

[-] Project Info (iProperties)

[-] Summary

Author MAURICIO

[-] Project

Part Number	Tubo 1 un cuarto
Designer	MAURICIO
Cost	\$ 0,00
Date Created	30/11/2011

[-] Status

Design Status WorkInProgress

[-] Physical

Mass	20,442 kg
Area	20012,164 mm ²
Volume	2600,736 mm ³
Center of Gravity	x=4000,000 mm y=0,000 mm z=0,000 mm

[-] Simulation: 1

General objective and settings:

Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	04/07/2011, 18:36

[-] Material(s)

Name	Steel, Mild	
General	Mass Density	7,860 g/cm ³
	Yield Strength	207,000 MPa

Stress	Ultimate Tensile Strength	345,000 MPa
	Young's Modulus	220,000 GPa
	Poisson's Ratio	0,275 ul
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,0000120 ul/c
	Thermal Conductivity	56,000 W/(m K)
	Specific Heat	0,460 J/(kg K)
Part Name(s)	ISO 42,4 x 2,6 00000004.ipt	

☐ Cross Section(s)

Geometry Properties	Section Area (A)	325,092 mm ²
	Section Width	42,400 mm
	Section Height	42,400 mm
	Section Centroid (x)	21,200 mm
	Section Centroid (y)	21,200 mm
Mechanical Properties	Moment of Inertia (I _x)	64644,546 mm ⁴
	Moment of Inertia (I _y)	64644,546 mm ⁴
	Torsional Rigidity Modulus (J)	129289,091 mm ⁴
	Section Modulus (W _x)	3049,271 mm ³
	Section Modulus (W _y)	3049,271 mm ³
	Torsional Section Modulus (W _z)	6098,542 mm ³
	Reduced Shear Area (A _x)	163,008 mm ²
	Reduced Shear Area (A _y)	163,008 mm ²
Part Name(s)	ISO 42,4 x 2,6 00000004.ipt	

☐ Beam Model

Nodes	2
Beams	1
- Round Tubes	1

☐ Operating conditions

☐ Gravity

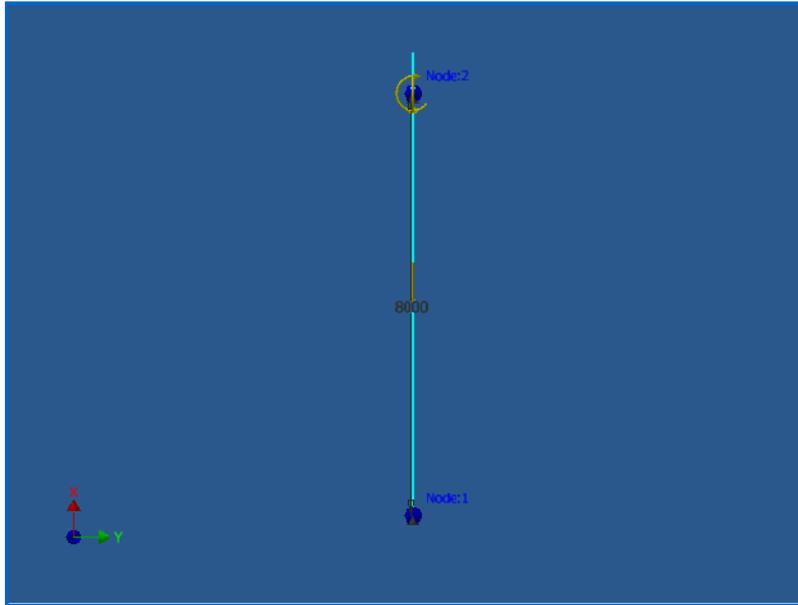
Load Type	Gravity
Magnitude	9810,000 mm/s ²
Direction	X-

☐ Force: 1

Load Type	Force
Magnitude	60794,500 N
Beam Coordinate System	No
Angle of Plane	180,00 deg
Angle in Plane	90,00 deg
F _x	-60794,500 N
F _y	0,000 N

Fz	0,000 N
Offset	8000,000 mm

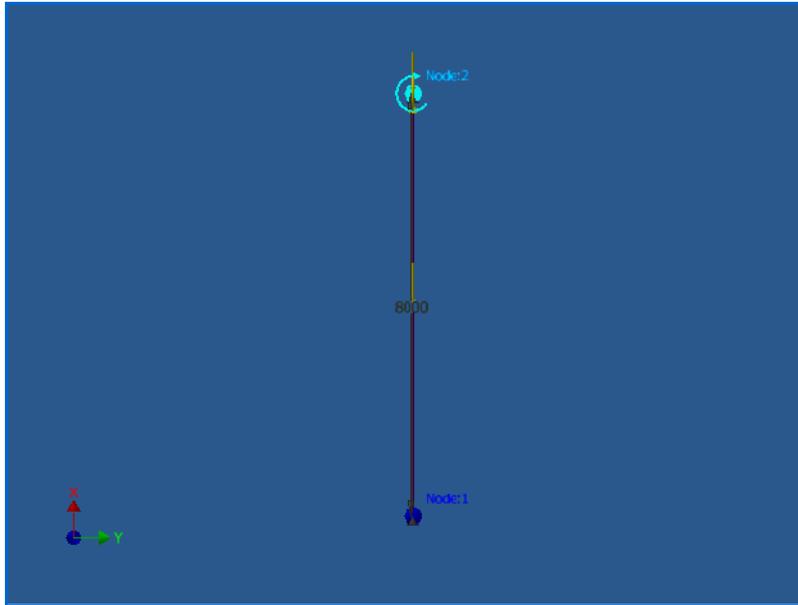
☐ Selected Reference(s)



☐ Moment:1

Load Type	Moment
Magnitude	1212850,000 N mm
Beam Coordinate System	No
Angle of Plane	0,00 deg
Angle in Plane	0,00 deg
Mx	0,000 N mm
My	0,000 N mm
Mz	1212850,000 N mm

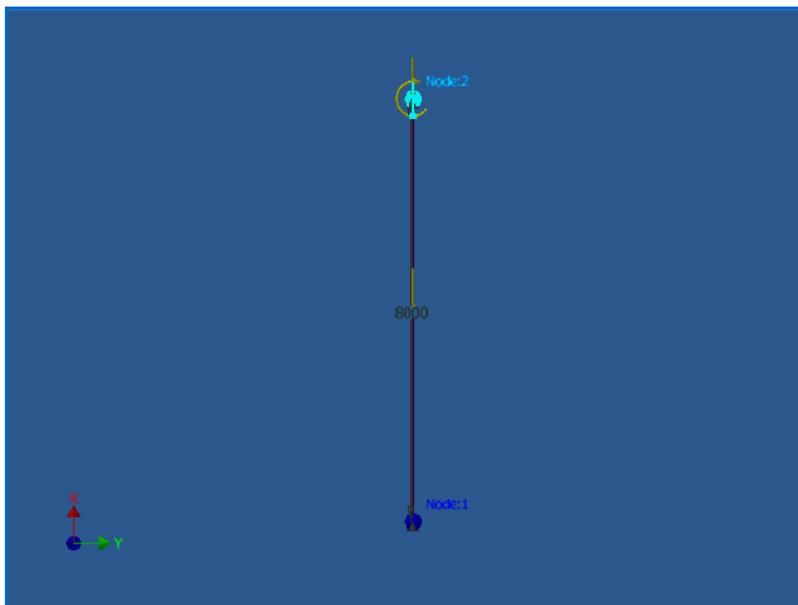
Selected Reference(s)



Moment:2

Load Type	Moment
Magnitude	1212850,000 N mm
Beam Coordinate System	No
Angle of Plane	90,00 deg
Angle in Plane	90,00 deg
Mx	0,000 N mm
My	1212850,000 N mm
Mz	0,000 N mm

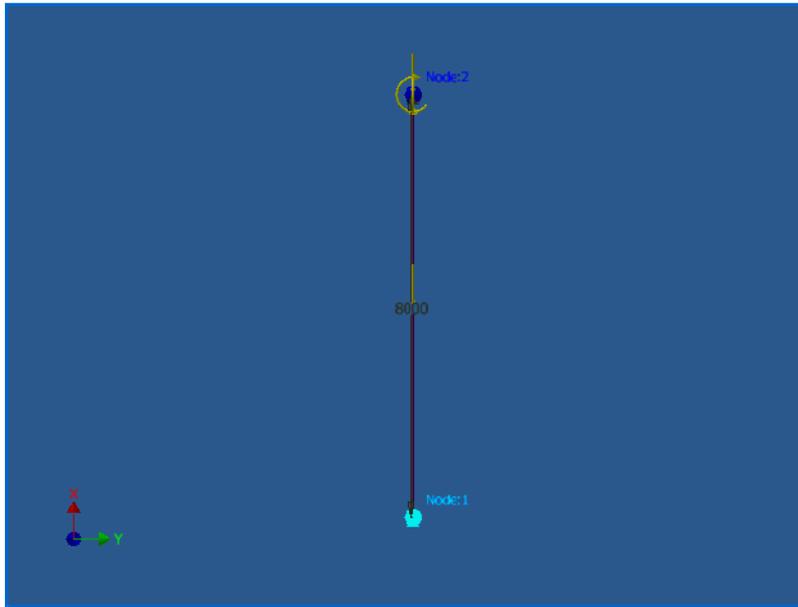
Selected Reference(s)



[-] Pinned Constraint:1

Constraint Type Pinned

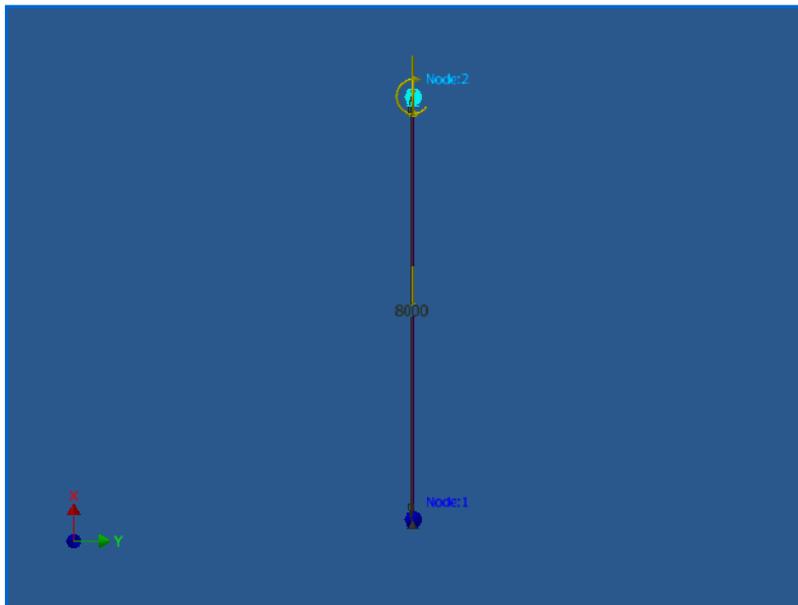
[-] Selected Reference(s)



[-] Pinned Constraint:2

Constraint Type Pinned

[-] Selected Reference(s)



[-] Results

[-] Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force	Reaction Moment
-----------------	----------------	-----------------

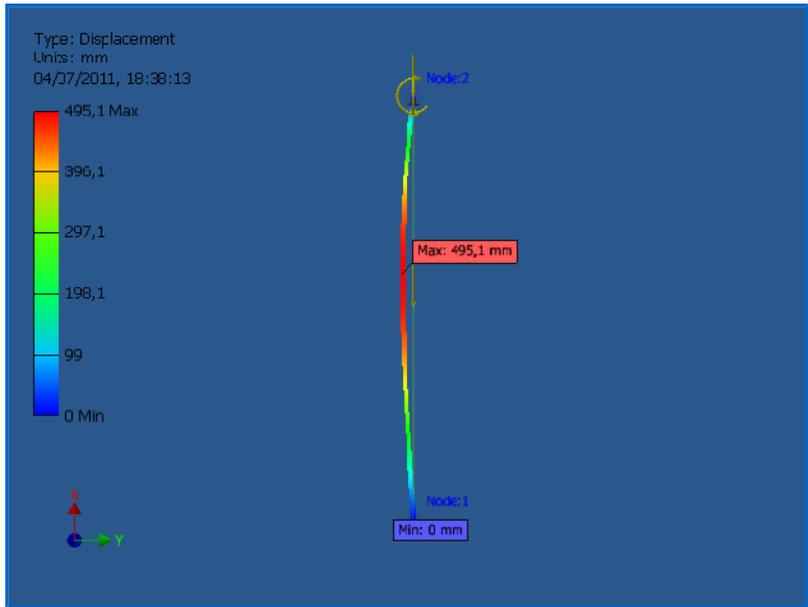
	Magnitude	Components (Fx,Fy,Fz)	Magnitude	Components (Mx,My,Mz)
Pinned Constraint:1	236,690 N	100,267 N	0,000 N mm	0,000 N mm
		151,606 N		0,000 N mm
		-151,606 N		0,000 N mm
Pinned Constraint:2	60895,144 N	60894,767 N	0,000 N mm	-0,000 N mm
		-151,606 N		0,000 N mm
		151,606 N		0,000 N mm

☐ Static Result Summary

Name		Minimum	Maximum
Displacement		0,000 mm	495,143 mm
Forces	Fx	151,606 N	151,606 N
	Fy	151,606 N	151,606 N
	Fz	-100,267 N	100,267 N
Moments	Mx	0,000 N mm	1212850,000 N mm
	My	-1212850,000 N mm	0,000 N mm
	Mz	0,000 N mm	0,000 N mm
Normal Stresses	Smax	-0,308 MPa	795,810 MPa
	Smin	-795,193 MPa	-0,308 MPa
	Smax(Mx)	0,000 MPa	397,751 MPa
	Smin(Mx)	-397,751 MPa	0,000 MPa
	Smax(My)	0,000 MPa	397,751 MPa
	Smin(My)	-397,751 MPa	0,000 MPa
	Saxial	-0,308 MPa	0,308 MPa
Shear Stresses	Tx	-0,930 MPa	-0,930 MPa
	Ty	-0,930 MPa	-0,930 MPa
Torsional Stresses	T	0,000 MPa	0,000 MPa

☰ Figures

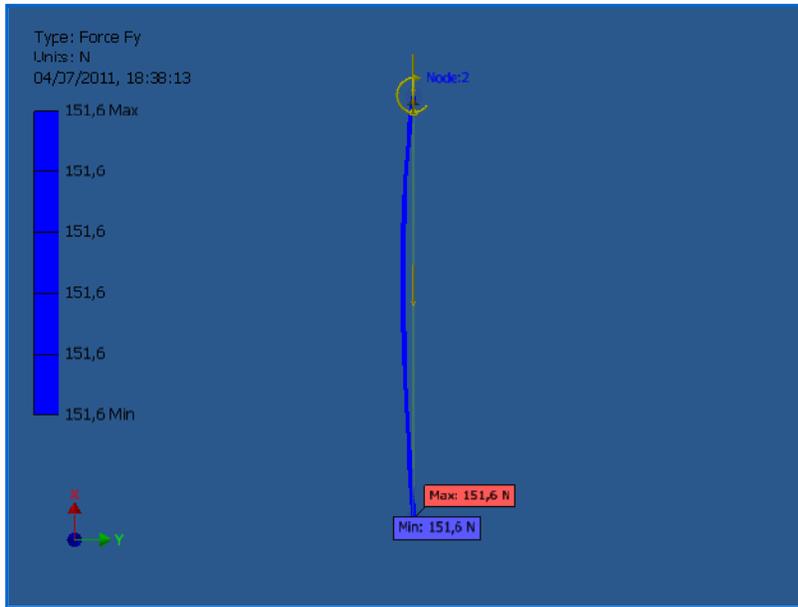
☰ Displacement



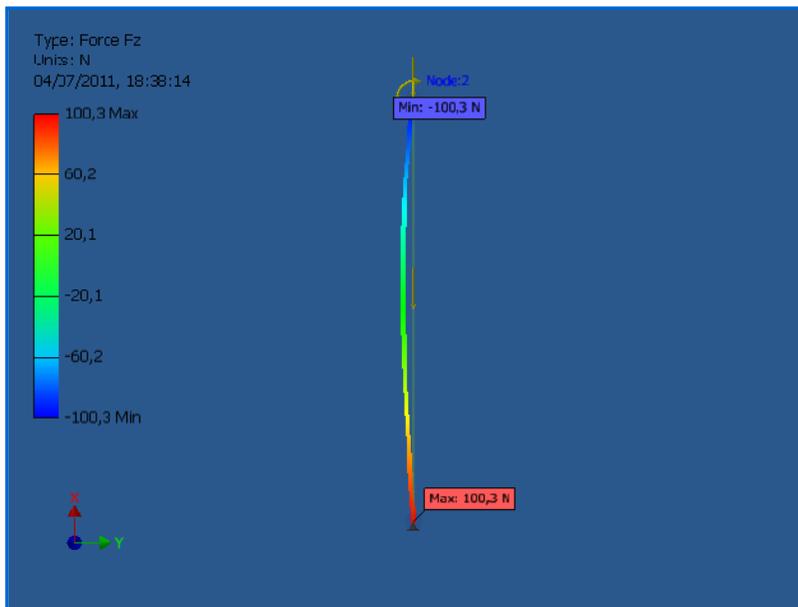
☰ Fx



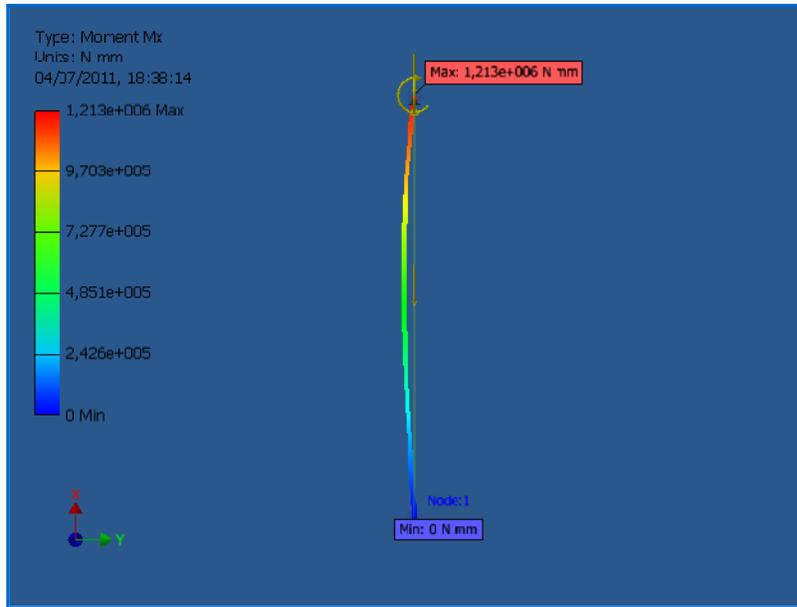
☐ Fy



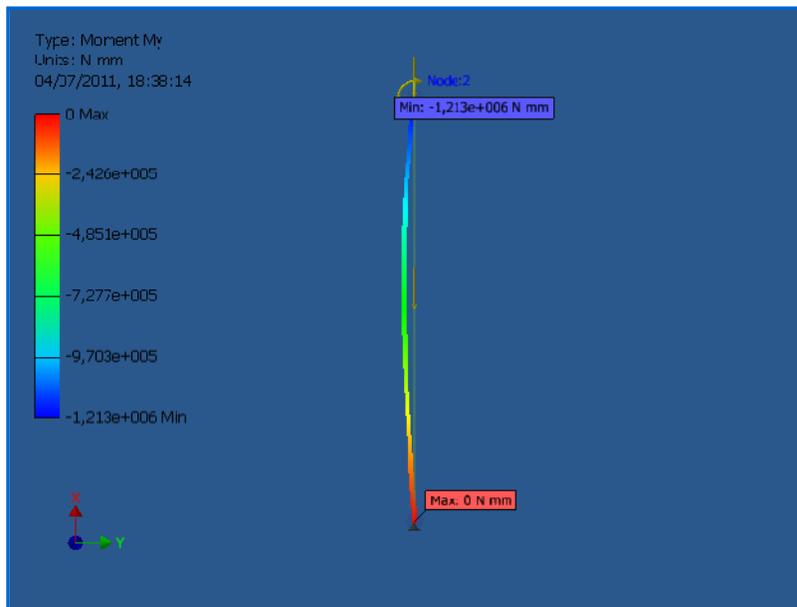
☐ Fz



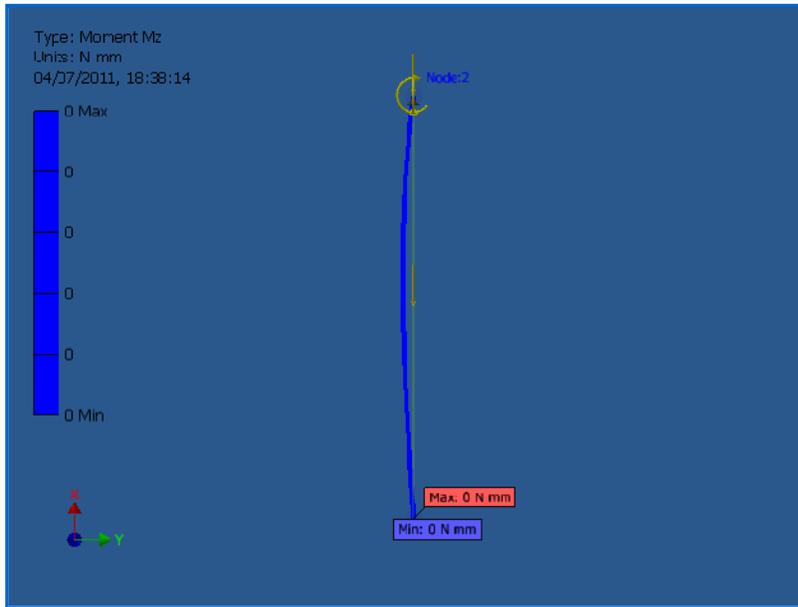
☐ Mx



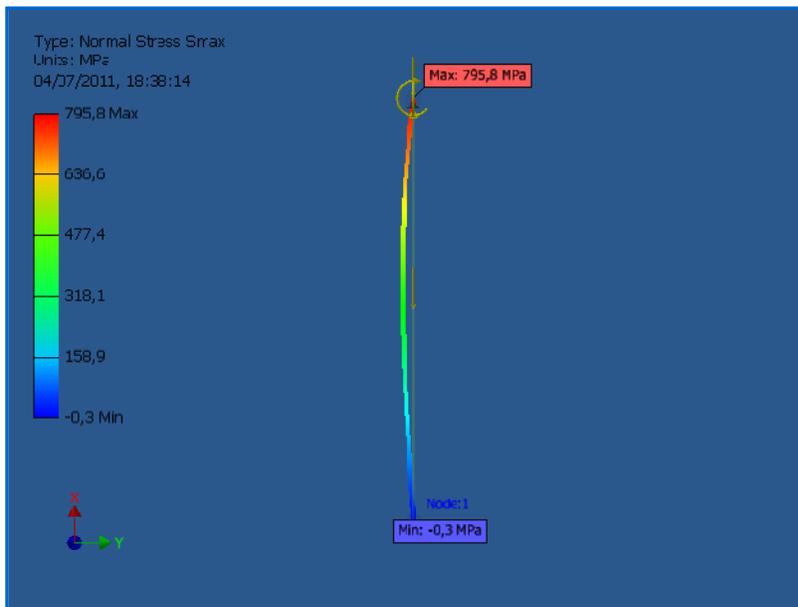
☐ My



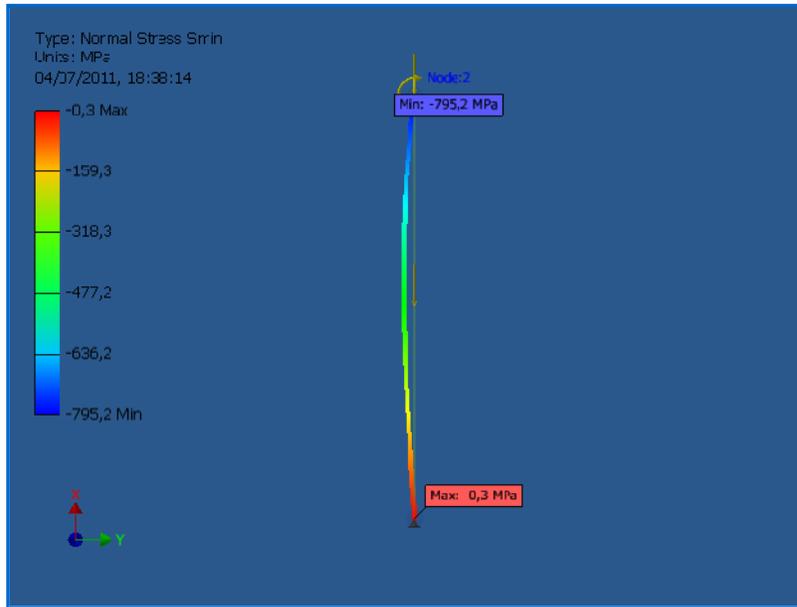
☐ Mz



☐ Smax



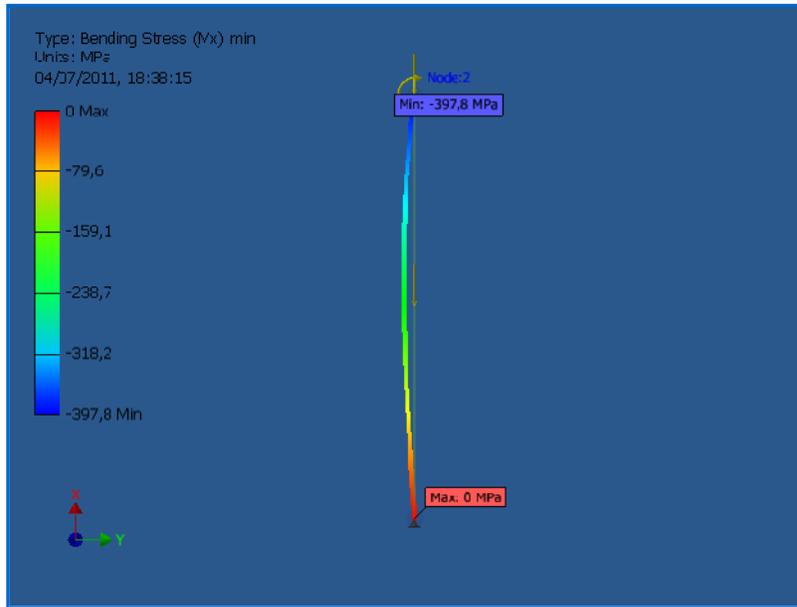
☐ Smin



☐ Smax(Mx)



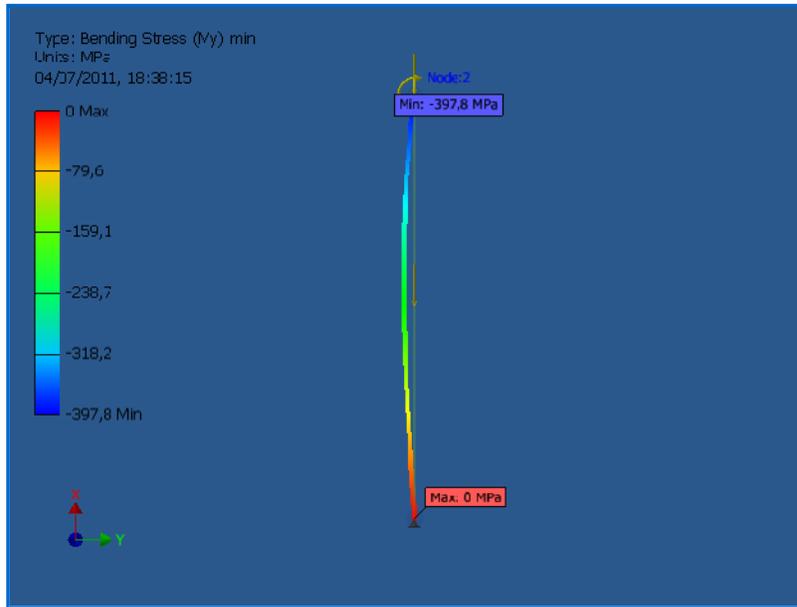
☐ Smin(Mx)



☐ Smax(My)



☰ Smin(My)



☰ Saxial



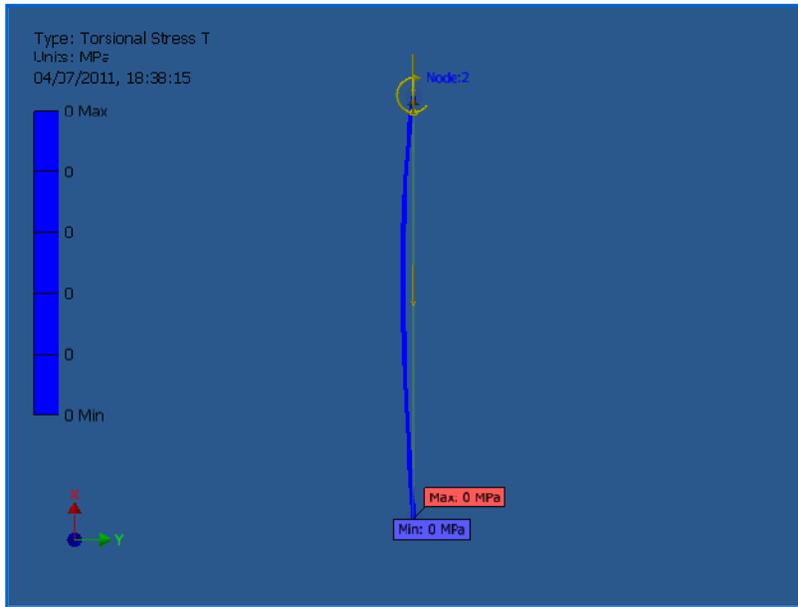
☐ Tx



☐ Ty



☐ T



C:\Users\MAURICIO\Documents\Tubo 1 un cuarto.iam

ANEXO C

Propiedades de los Materiales

APÉNDICE

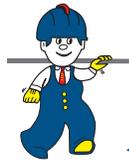
C

Propiedades físicas de fluidos

TABLA C.1 Propiedades físicas del agua en unidades SI.

Temp. °C	Peso específico γ , N/m ³	Densidad ρ , kg/m ³	Viscosidad $\mu \times 10^3$, N·s/m ²	Viscosidad cinemática $\nu \times 10^6$, m ² /s	Tensión superficial $\sigma \times 10^2$, N/m	Cabeza de presión de vapor absoluta p_v/γ , [†] m	Módulo de elasticidad volumétrica $K \times 10^{-7}$, N/m ²	Conducti- vidad térmica k , W/m·K
0	9806	999.9	1.792	1.792	7.62	0.06	204	0.561
5	9807	1000.0	1.519	1.519	7.54	0.09	206	0.571
10	9804	999.7	1.308	1.308	7.48	0.12	211	0.580
15	9798	999.1	1.140	1.141	7.41	0.17	214	0.589
20	9789	998.2	1.005	1.007	7.36	0.25	220	0.598
25	9778	997.1	0.894	0.897	7.26	0.33	222	0.607
30	9764	995.7	0.801	0.804	7.18	0.44	223	0.615
35	9749	994.1	0.723	0.727	7.10	0.58	224	0.623
40	9730	992.2	0.656	0.661	7.01	0.76	227	0.630
45	9711	990.2	0.599	0.605	6.92	0.98	229	0.637
50	9690	988.1	0.549	0.556	6.82	1.26	230	0.643
55	9666	985.7	0.506	0.513	6.74	1.61	231	0.649
60	9642	983.2	0.469	0.477	6.68	2.03	228	0.654
65	9616	980.6	0.436	0.444	6.58	2.56	226	0.659
70	9589	977.8	0.406	0.415	6.50	3.20	225	0.663
75	9560	974.9	0.380	0.390	6.40	3.96	223	0.667
80	9530	971.8	0.357	0.367	6.30	4.86	221	0.670
85	9499	968.6	0.336	0.347	6.20	5.93	217	0.673
90	9466	965.3	0.317	0.328	6.12	7.18	216	0.675
95	9433	961.9	0.299	0.311	6.02	8.62	211	0.677
100	9399	958.4	0.284	0.296	5.94	10.33	207	0.679

[†] $\gamma = 9806 \text{ N/m}^3$.



DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

Centro de servicios y accesorios DIPAC
DISERVICIOS

PERFILES ESTRUCTURALES CORREAS "G"

Especificaciones Generales

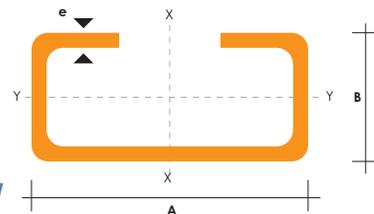
Norma	INEN 1 623: 2000
Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6mts
Otros largos	Previa consulta
Espesores	Desde 1.5mm hasta 12mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta



CORREAS "G"

DIMENSIONES				PESOS			PROPIEDADES					
A	B	C	e	6metros	1metro	SECCION	EJE X-X			I	W	I
mm	mm	mm	mm	Kg	Kg	cm2	I	W	I	I	W	I
							cm4	cm3	cm	cm4	cm3	cm
60	30	10	1.5	9.19	1.53	1.95	11.02	3.67	2.38	2.43	1.25	1.12
60	30	10	2	11.94	1.99	2.54	13.98	4.66	2.35	3.01	2.85	1.09
60	30	10	3	16.98	2.83	3.61	18.9	6.3	2.29	3.87	3.69	1.04
80	40	15	1.5	13.18	2.20	2.80	27.43	6.86	3.13	6.39	2.53	1.51
80	40	15	2	16.68	2.78	3.54	35.30	8.81	3.16	8.07	3.18	1.51
80	40	15	3	24.06	4.01	5.11	49.00	12.30	3.10	10.80	4.27	1.46
100	50	15	2	20.40	3.40	4.34	69.20	13.80	4.00	15.00	4.57	1.86
100	50	15	3	29.70	4.95	6.31	97.80	19.60	3.94	20.50	6.25	1.80
100	50	20	4	40.26	6.71	8.55	126.70	25.34	3.85	28.50	9.05	1.83
100	50	25	5	51.12	8.52	10.86	152.51	30.50	3.75	36.52	12.09	1.83
125	50	15	2	22.80	3.80	4.84	116.00	18.60	4.91	16.20	4.69	1.83
125	50	15	3	33.24	5.54	7.06	165.00	26.50	4.84	22.20	6.43	1.77
125	50	20	4	44.99	7.49	9.55	217.00	34.70	4.77	30.90	9.32	1.80
125	50	25	5	57.00	9.50	12.11	264.32	42.29	4.67	39.88	12.46	1.82
125	50	30	6	70.78	11.78	14.73	307.13	49.14	4.56	48.69	15.81	1.81
150	50	15	2	25.14	4.14	5.34	179.00	23.80	5.79	17.10	4.78	1.79
150	50	15	3	36.78	6.13	7.81	255.00	34.00	5.72	23.50	6.56	1.73
150	50	20	4	49.68	8.28	10.50	337.00	44.90	5.65	32.90	9.52	1.77
150	75	25	5	74.70	12.45	15.86	545.36	72.71	5.86	117.22	24.17	2.72
150	75	30	6	93.42	15.57	19.23	641.40	85.52	5.77	114.47	30.57	2.74
175	50	15	2	27.48	4.58	5.84	258.00	29.40	6.64	17.90	4.85	1.75
175	50	15	3	40.32	6.72	8.56	369.00	42.20	6.57	24.60	6.66	1.70
175	75	25	4	65.40	10.9	13.90	653.00	74.60	6.84	105.00	20.90	2.75
175	75	25	5	80.58	13.43	17.11	785.95	89.82	6.78	123.88	24.63	2.69
175	75	30	6	100.74	16.79	20.73	929.39	106.22	6.70	152.84	31.19	2.72
200	50	15	2	29.94	4.99	6.36	356.00	35.60	7.56	18.60	4.85	1.72
200	50	15	3	43.86	7.31	9.31	507.00	50.70	7.45	25.10	6.57	1.65
200	75	25	4	70.20	11.70	14.90	895.00	89.50	7.64	110.00	21.30	2.71
200	75	25	5	86.52	14.42	18.37	1080.00	108.00	7.67	129.62	25.02	2.66
200	75	30	6	108.00	18.00	22.23	1282.17	128.21	7.59	160.15	31.73	2.68
250	75	25	4	79.80	13.30	16.90	1520.00	122.00	9.48	118.00	21.70	2.64
250	100	25	5	109.98	18.33	23.36	2219.24	177.54	9.75	285.26	39.24	3.49
250	100	30	6	135.48	22.58	28.23	2647.38	219.79	9.68	383.54	55.58	3.69
300	100	30	4	100.80	16.80	21.30	2860.00	191.00	11.60	274.00	38.30	3.58
300	100	35	5	126.60	21.10	26.90	3560.00	237.00	11.50	351.00	49.90	3.62
300	100	35	6	154.74	25.79	31.80	4170.00	278.00	11.40	404.00	57.40	3.56

También en galvanizado e inoxidable

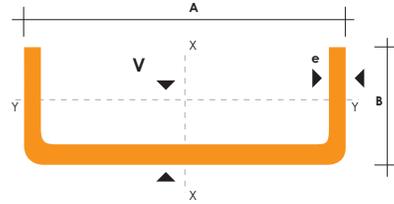




PERFILES ESTRUCTURALES
CANALES "U"

Especificaciones Generales

- Norma** INEN 1 623: 2000
- Otras calidades** Previa consulta
- Largo normal** 6mts
- Otros largos** Previa consulta
- Espesores** Desde 1.5mm hasta 12mm
- Acabado** Natural
- Otro acabado** Previa consulta



DIMENSIONES			PESOS		SECCION	TIPOS						
A	B	e	6metros	1 metro		EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg		I	W	I	I	W	I	x
					cm2	cm4	cm3	cm	cm4	cm3	cm	cm
40	25	2	7.86	1.31	1.67	4.20	2.10	1.59	1.06	0.62	0.80	0.79
50	25	2	8.82	1.47	1.87	7.06	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	9.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	10.62	1.77	2.26	12.50	4.16	2.35	2.00	0.93	0.94	0.85
60	30	3	15.54	2.59	3.30	17.50	5.85	2.31	2.84	1.34	0.93	0.89
60	30	4	19.80	3.30	4.20	21.10	7.03	2.24	3.51	1.72	0.91	0.95
80	40	2	14.46	2.41	3.07	30.80	7.71	3.17	4.89	1.68	1.26	1.09
80	40	3	21.24	3.54	4.50	43.90	11.00	3.12	7.01	2.45	1.25	1.14
80	40	4	27.66	4.61	5.87	55.40	13.90	3.07	8.92	3.17	1.23	1.19
80	40	5	34.44	5.74	7.18	65.49	16.37	3.02	10.62	3.83	1.21	1.23
80	40	6	40.44	6.74	8.42	74.18	18.54	2.96	12.10	4.44	1.19	1.28
100	50	2	18.24	3.04	3.87	61.50	12.30	3.99	9.72	2.66	1.58	1.34
100	50	3	26.88	4.48	5.70	88.50	17.70	3.94	14.10	3.89	1.57	1.39
100	50	4	35.22	5.87	7.47	113.00	22.60	3.89	18.10	5.07	1.56	1.44
100	50	5	43.20	7.20	9.18	135.00	27.10	3.84	21.80	6.19	1.53	1.48
100	50	6	51.96	8.66	10.82	155.26	31.05	3.79	25.14	7.24	1.52	1.53
100	60	4	38.28	6.38	8.13	128.00	25.60	3.97	29.70	7.17	1.91	1.86
100	60	5	46.86	7.81	9.95	152.00	30.50	3.91	35.70	8.76	1.90	1.92
100	60	6	57.72	9.62	12.02	181.80	36.36	3.89	42.25	10.38	1.87	1.93
100	60	8	74.40	12.40	15.50	22.60	44.52	3.78	52.47	13.32	1.83	2.06
125	50	2	20.58	3.43	4.37	103.60	16.50	4.86	10.40	2.74	1.54	1.20
125	50	3	30.42	5.07	6.45	149.00	23.90	4.81	15.10	4.02	1.53	1.24
125	50	4	39.90	6.65	8.47	192.00	30.70	4.76	19.40	5.24	1.51	1.29
125	50	5	49.14	8.19	10.40	231.00	37.00	4.71	23.40	6.40	1.50	1.34
125	50	6	59.16	9.86	12.32	266.00	42.67	4.65	27.19	7.51	1.48	1.38
125	60	5	53.82	8.97	11.43	266.98	42.71	4.83	39.36	9.15	1.86	1.70
125	60	6	64.92	10.82	13.52	309.25	49.48	4.78	45.85	10.78	1.84	1.75
125	60	8	84.00	14.00	17.50	383.34	61.33	4.68	57.30	13.94	1.80	1.81
125	80	6	76.44	12.74	15.92	394.28	63.08	4.97	102.94	19.10	2.54	2.61
125	80	8	99.30	16.55	20.69	493.02	78.88	4.88	130.27	24.30	2.50	2.64
125	80	10	120.96	20.16	25.21	576.62	92.25	4.78	154.19	29.31	2.47	2.74
150	50	2	22.92	3.82	4.87	159.00	21.10	5.71	10.90	2.80	1.50	1.09
150	50	3	33.96	5.66	7.20	230.00	30.70	5.65	15.90	4.11	1.49	1.13
150	50	4	44.64	7.44	9.47	297.00	39.60	5.60	20.50	5.36	1.47	1.17
150	50	5	55.02	9.17	11.70	359.00	47.90	5.55	24.80	6.55	1.46	1.22
150	50	6	66.36	11.06	13.82	416.69	55.55	5.49	28.80	7.70	1.44	1.26
150	60	5	59.70	9.95	12.68	441.85	54.91	5.7	41.72	9.40	1.81	1.56
150	60	6	72.12	12.02	15.02	478.93	63.85	5.64	48.70	11.07	1.80	1.60
150	60	8	93.60	15.60	19.50	598.74	79.83	5.54	61.15	14.35	1.77	1.74
150	80	6	83.64	13.94	17.42	603.42	80.45	5.88	109.91	19.73	2.51	2.43
150	80	8	108.90	18.15	22.69	760.23	101.36	5.78	139.53	25.09	2.47	2.44
150	80	10	132.96	22.16	27.71	896.29	119.50	5.68	165.85	30.37	2.44	2.54

También en galvanizado e inoxidable



DIPAC®
PRODUCTOS DE ACERO

DISERVICIOS
Centro de servicios y asesorías DIPAC



CANALES "U"

Continuación del cuadro anterior

DIMENSIONES			PESOS			TIPOS						
A	B	e	6metros	1 metro	SECCION	EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm2	I	W	I	I	W	I	x
						cm4	cm3	cm	cm4	cm3	cm	cm
150	80	12	157.80	26.30	32.47	1012.95	135.06	5.59	189.27	35.31	2.41	2.64
200	50	2	27.66	4.61	5.87	316.00	31.60	7.34	11.80	2.88	1.42	0.92
200	50	3	40.98	6.83	8.70	462.00	46.20	7.29	17.10	4.23	1.40	0.96
200	50	4	54.06	9.01	11.50	600.00	60.00	7.23	22.10	5.52	1.39	1.00
200	50	5	66.60	11.10	14.20	729.00	72.90	7.17	26.70	6.75	1.37	1.05
200	50	6	80.70	13.45	16.81	850.82	85.08	7.11	31.18	7.97	1.36	1.09
200	60	5	71.46	11.91	15.18	853.31	85.33	7.50	45.29	9.72	1.73	1.34
200	60	6	86.52	14.42	18.01	963.76	96.37	7.31	53.04	11.50	1.71	1.39
200	60	8	112.80	18.80	23.50	1218.58	121.85	7.20	66.96	14.96	1.68	1.53
200	80	6	96.04	16.34	20.42	1189.65	118.96	7.63	120.77	20.61	2.43	2.14
200	80	8	128.10	21.35	26.69	1513.67	151.36	7.53	153.94	26.27	2.40	2.14
200	80	10	156.96	26.16	32.71	1303.27	180.32	7.42	183.91	31.87	2.37	2.23
200	80	12	186.96	31.16	38.47	2060.24	206.02	7.32	210.38	37.04	2.34	2.32
200	100	6	109.56	18.26	22.82	1415.55	141.55	7.87	225.25	31.19	3.14	2.78
200	100	8	143.46	23.91	29.89	1808.75	180.87	7.77	289.60	40.61	3.11	2.87
200	100	10	176.16	29.36	36.71	2164.60	216.46	7.67	348.64	49.59	3.08	2.97
200	100	12	210.30	35.05	43.28	2484.70	284.47	7.58	420.78	60.72	3.12	3.07
250	60	3	50.82	8.47	10.80	894.47	71.56	9.10	30.27	6.18	1.67	1.10
250	60	4	76.20	11.20	14.27	1166.90	93.35	9.04	39.31	8.09	1.66	1.14
250	60	5	83.22	13.87	17.68	1426.75	114.14	8.98	47.85	9.95	1.65	1.19
250	60	6	102.12	17.02	21.02	1674.23	133.94	8.92	55.89	11.72	1.63	1.23
250	60	8	133.50	22.25	27.48	2132.71	170.62	8.81	70.52	15.07	1.60	1.32
250	80	6	112.44	18.74	23.42	203.09	162.48	9.31	128.98	21.28	2.34	1.82
250	80	8	147.30	24.55	30.69	2600.80	208.06	9.20	164.65	27.03	2.31	1.91
250	80	10	180.96	30.16	37.71	3119.15	249.53	9.67	197.30	32.88	2.28	2.00
250	80	12	216.12	36.02	44.47	3588.54	287.07	9.57	225.78	38.20	2.25	2.09
250	100	6	123.96	20.66	25.82	2388.38	191.07	9.46	241.61	32.17	3.05	2.49
250	100	8	162.66	27.11	33.89	3069.49	245.55	11.06	311.36	41.96	3.03	2.58
250	100	10	200.16	33.36	41.71	3695.48	295.64	11.00	375.84	51.27	3.00	2.67
250	100	12	239.46	39.91	49.27	4268.34	341.47	10.94	450.31	62.28	3.02	2.77
250	120	10	222.12	37.02	45.71	4271.77	341.74	10.71	629.61	73.21	3.71	3.40
250	120	12	262.74	43.79	54.07	4947.99	395.84	10.60	732.59	86.09	3.68	3.49
300	80	4	84.12	14.02	17.87	2186.18	145.75	11.20	93.35	14.50	2.29	1.56
300	80	5	104.46	17.41	22.18	2685.33	179.02	11.09	114.40	17.90	2.27	1.61
300	80	6	126.84	21.14	26.42	3165.24	211.01	11.00	134.55	21.19	2.26	1.65
300	80	8	166.50	27.75	34.69	4071.64	271.44	10.94	172.94	27.62	2.23	1.74
300	80	10	205.02	34.17	42.71	4906.43	327.09	10.83	207.65	33.60	2.20	1.82
300	80	12	245.28	40.88	50.47	5672.90	378.19	10.71	237.51	39.00	2.17	1.91
300	100	6	138.36	23.06	28.82	3683.91	245.59	10.60	254.58	32.89	2.97	2.26
300	100	8	181.86	30.31	37.89	4753.93	316.92	11.30	328.58	42.95	2.94	2.35
300	100	10	224.16	37.36	46.71	5747.76	383.18	11.20	397.3	52.55	2.91	2.44
300	100	12	268.68	44.78	55.30	6670.00	445.00	11.09	459.00	61.50	2.88	2.53
300	120	10	246.42	41.07	50.71	6589.61	439.31	10.87	667.52	75.09	3.63	3.11
300	120	12	291.90	48.65	60.07	7663.55	510.90	11.40	777.84	88.49	3.60	3.21
300	150	10	275.58	45.93	56.71	7851.11	523.41	11.19	1250.73	115.92	4.70	4.21
300	150	12	326.88	54.48	67.27	9156.55	610.44	11.77	1464.63	137.01	4.67	4.31

También en galvanizado e inoxidable



**PERFILES IMPORTADOS
ANGULOS**

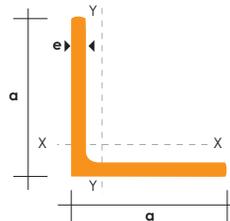
Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A 36 SAE 1008
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00 m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES		PESO		AREA
	mm		kg/m	kg/6m	cm2
	a	e			
AL 20X2	20	2	0.60	3.62	0.76
AL 20X3	20	3	0.87	5.27	1.11
AL 25X2	25	2	0.75	4.56	0.96
AL 25X3	25	3	1.11	6.68	1.41
AL 25X4	25	4	1.45	8.75	1.84
AL 30X3	30	3	1.36	8.13	1.71
AL 30X4	30	4	1.77	10.63	2.24
AL 40X3	40	3	1.81	11.00	2.31
AL 40X4	40	4	2.39	14.34	3.04
AL 40X6	40	6	3.49	21.34	4.44
AL 50X3	50	3	2.29	13.85	2.91
AL 50X4	50	4	3.02	18.33	3.84
AL 50X6	50	6	4.43	26.58	5.64
AL 60X6	60	6	5.37	32.54	6.84
AL 60X8	60	8	7.09	42.54	9.03
AL 65X6	65	6	5.84	35.25	7.44
AL 70X6	70	6	6.32	38.28	8.05
AL 75X6	75	6	6.78	40.65	8.64
AL 75X8	75	8	8.92	54.18	11.36
AL 80X8	80	8	9.14	56.95	11.64
AL 100X6	100	6	9.14	56.95	11.64
AL 100X8	100	8	12.06	74.05	15.36
AL 100X10	100	10	15.04	90.21	19.15
AL 100X12	100	12	18.26	109.54	22.56

También en galvanizado e inoxidable





DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

DISERVICIOS
Centro de servicios y asesorías DIPAC

PLATINAS

PERFILES LAMINADOS PLATINAS

Especificaciones Generales

Calidad	ASTM A 36 SAE 1008
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6,00 m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES		PESO		AREA
	mm		kg/m	kg/6m	cm2
	a	e			
PLT 12X3	12	3	0.28	1.70	0.36
PLT 12X4	12	4	0.38	2.45	0.48
PLT 12X6	12	6	0.57	3.40	0.72
PLT 19X3	19	3	0.45	2.68	0.57
PLT 19X4	19	4	0.60	3.58	0.76
PLT 19X6	19	6	0.89	5.37	1.15
PLT 25X3	25	3	0.59	3.53	0.75
PLT 25X4	25	4	0.79	4.71	1.00
PLT 25X3	25	6	1.18	7.07	1.50
PLT 25X12	30	3	0.71	4.24	0.90
PLT 30X4	30	4	0.94	5.65	1.20
PLT 30X6	30	6	1.41	8.47	1.80
PLT 30X9	30	9	2.12	12.71	2.70
PLT 30X12	30	12	2.83	16.95	3.60
PLT 38X3	38	3	0.89	5.37	1.15
PLT 38X4	38	4	1.19	7.16	1.52
PLT 38X6	38	6	1.79	11.40	2.28
PLT 38X9	38	9	2.69	16.11	3.42
PLT 38X12	38	12	3.58	21.48	4.56
PLT 50X3	50	3	1.18	7.08	1.50
PLT 50X4	50	4	1.58	9.42	2.00
PLT 50X6	50	6	2.26	14.16	3.00
PLT 50X9	50	9	3.53	21.20	4.50
PLT 50X12	50	12	4.71	28.26	6.00
PLT 65X6	65	6	3.06	18.37	3.90
PLT 65X9	65	9	4.59	27.55	5.85
PLT 65X12	65	12	6.12	36.73	7.80
PLT 75X6	75	6	3.53	21.20	4.50
PLT 75X9	75	9	5.30	31.80	6.75
PLT 75X8	75	8	7.07	28.26	9.00
PLT 75X12	75	12	7.07	42.39	9.00
PLT 100X6	100	6	4.71	28.26	6.00
PLT 100X8	100	8	7.07	37.68	9.00
PLT 100X9	100	9	7.07	43.00	9.00
PLT 100X12	100	12	9.42	58.00	12.00
PLT 120X12	120	12	67.82	67.82	14.40
PLT 150X15	150	15	105.88	105.88	22.50
PLT 150X20	150	20	145.44	145.00	30.00





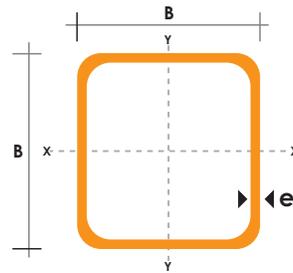
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20mm a 100mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES		AREA		EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84





DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

DISERVICIOS
Centro de servicios y asesorías DIPAC

CAÑERÍAS

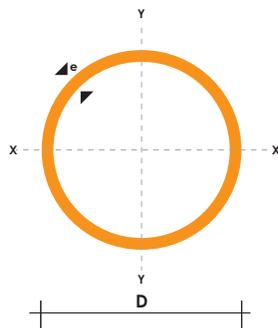
CAÑERÍAS NEGRA / GALVANIZADA

Especificaciones Generales

Norma	ISO-65 SERIE LIVIANA II
Recubrimiento	Negras o Galvanizadas
Largo normal	6 mts
Otros largos	Previa consulta
Dimensiones	Desde 1/2" a 4"
Espesor	Desde 2.0 mm a 3.6 mm
Extremos	Roscados solo en galvanizadas



DIMENSIONES				PROPIEDADES			
DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR	ESPESOR	PESO	AREA			
	D	e	P	A	I	W	i
Pulg	mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
1/2	21.35	2.00	0.99	1.22	0.57	0.59	0.68
3/4	26.90	2.30	1.45	1.78	1.34	1.09	0.87
1	33.70	2.50	1.96	2.45	2.98	1.91	1.10
1 1/4	42.40	2.50	2.55	3.13	6.24	3.13	1.41
1 1/2	48.30	2.65	3.02	3.87	10.05	4.41	1.61
2	60.30	2.65	3.79	4.89	20.26	7.04	2.04
2 1/2	73.00	3.20	5.65	7.02	42.73	12.24	2.47
3	88.90	3.20	6.81	8.62	79.09	18.46	3.03
4	114.30	3.60	9.92	12.52	191.78	34.65	3.91



NOMENCLATURA

- A=** Area de la selección transversal del tubo, cm²
- I=** Momento de inercia de la sección, cm⁴
- W=** Módulo resistente de la sección, cm³
- i=** Radio de giro de la sección cm

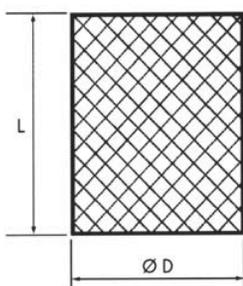
RESORTES ADIPRENE Barras y Tubos de poliuretano

Material:
Poliuretano

Dureza:
90 Shore - 25% (AMARILLO)
95 Shore - 20% (ROJO)

Forma de Pedido:
D x Dureza

BARRA

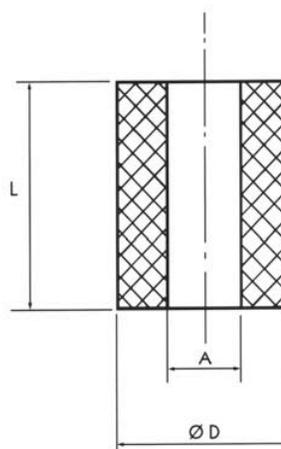


Material:
Poliuretano

Dureza:
90 Shore - 25% (AMARILLO)
95 Shore - 20% (ROJO)

Forma de Pedido:
D x Dureza

TUBO



Barra de poliuretano

D Ø	L
10	250
12	250
16	250
20	250
25	250
30	250
32	250
35	250
40	250
45	250
50	250
60	250
70	250
80	250
100	250
110	250
120	250
140	250
150	250

Tubos de poliuretano

D Ø	A	L
16	6,5	250
20	8,5	250
25	10,5	250
30	10,5	250
32	13,5	250
40	13,5	250
45	15	250
50	17	250
60	17	250
63	17	250
80	21	250
100	21	250
110	21	250
120	21	250
140	25	250

Bajo demanda fabricamos cualquier medida especial.

