



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS
RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TÍTULO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ARIETE MULTIPULSOR CON
VÁLVULAS EN DISPOSICIÓN CIRCULAR PARA EL LABORATORIO
DE HIDRÁULICA DE LA CARRERA DE INGENIERÍA EN
ELECTROMECAÁNICA DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

*TESIS DE GRADO PREVIO A OPTAR
POR EL TÍTULO DE INGENIERO
ELECTROMECAÁNICO*

AUTORA: María Catalina Pinto Guillín

DIRECTOR: Ing. Luis Armando Salgado Valarezo, Mg. Sc.

LOJA - ECUADOR

2015

CERTIFICACIÓN

Ing. Luis Armando Salgado Valarezo, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ARIETE MULTIPULSOR CON VÁLVULAS EN DISPOSICIÓN CIRCULAR PARA EL LABORATORIO DE HIDRÁULICA DE LA CARRERA DE INGENIERÍA EN ELECTROMECAÁNICA DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA”**, previa a la obtención del título de Ingeniera Electromecánica, realizado por la señora egresada: **María Catalina Pinto Guillín**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, Marzo 2015



Ing. Luis Armando Salgado Valarezo, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA

Yo, **MARÍA CATALINA PINTO GUILLÍN**, declaro ser autora del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.

Autora: MARÍA CATALINA PINTO GUILLÍN

Firma:

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Catalina Pinto Guillín', written over a horizontal line.

Cédula: 171363529-8

Fecha: 13-05-2015

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTORA, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.

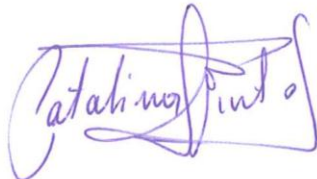
Yo, **MARÍA CATALINA PINTO GUILLÍN**, declaro ser autora de la tesis titulada: **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ARIETE MULTIPULSOR CON VÁLVULAS EN DISPOSICIÓN CIRCULAR PARA EL LABORATORIO DE HIDRÁULICA DE LA CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA**, como requisito para optar el grado de **INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los trece días del mes de mayo del dos mil quince.

Firma:



Autora: María Catalina Pinto Guillín

Cédula: 171363529-8

Dirección: Loja (José Artigas s/n y Jorge Gaitán) **Correo electrónico:** kattypinto_31@yahoo.com.ar

Teléfono: 2583663

Celular: 0987367706

DATOS COMPLEMENTARIOS

Director de Tesis: Ing. Luis Armando Salgado Valarezo, Mg. Sc.

Tribunal de grado: Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

Ing. Darwin Geovanny Tapia Peralta, Mg. Sc.

Ing. Julio César Cuenca Tinitana, Mg. Sc.

PENSAMIENTO

“El que habita al abrigo del Altísimo morará bajo la sombra del Omnipotente. Diré a Jehová: Esperanza mía y castillo mío; mi Dios en quien confiaré”

Salmos 91: 1 - 2

Mi amado Dios me ha enseñado que no hay obstáculo tan grande que no se pueda superar, que cada día es un aprendizaje en donde solamente Él nos permite renovar fuerzas para seguir adelante.

Que no existen límites cuando hay la decisión de llegar a un destino, sino peldaños para escalar; aunque a veces parece que todo va en contra de tu avance, pero Dios no permite que olvides nunca tu objetivo final.

Después de mirar hacia atrás y recordar lo que fue tu inspiración para lo que pronto conseguirás, te das cuenta de que en todo el tiempo que ha pasado, Dios ha sido el que te ha ayudado y te ha preparado para una meta alcanzar.

Lo único que se debe recordar es confiar en Él y así se triunfará.

Katty Pinto

DEDICATORIA

Mi madre ha sido la inspiración constante para seguir incesante hasta alcanzar mi objetivo, por esta razón le dedico a mi Mami Fanny este trabajo por su amor incondicional, por sus oraciones interminables y porque nunca perdió la fe en mí.

Mi esposo ha sido quien ha estado en cada paso que he dado en mi vida profesional, por esta razón le dedico a Vladimir este proyecto que ha sido una lucha mutua por alcanzar el objetivo final.

Mis hijos han sido mi realización como mujer, a ellos dedico este proyecto; porque han sido mi inspiración y mi fortaleza para seguir día a día. A Martín quien me incentivó a la toma de la decisión de continuar mis estudios, a Mathías quien aún con su corta edad tomó grandes responsabilidades y a Matheo quien tuvo que sacrificar su tierna infancia para que su madre obtenga su carrera profesional.

Mi abuelita ha sido quien me vio nacer y ha dado todo por que crezca siendo una mujer de bien; a mi Mamá Angelita dedico de todo corazón este proyecto, porque sé lo importante que es para ella ver a su nieta culminar sus estudios universitarios.

Mi tía ha sido como mi madre, tanto con sus oraciones como con su gran amor; a ella a mi Tía Shishita le dedico este proyecto porque ha sido uno de mis pilares fundamentales para continuar mis estudios.

A toda mi familia y amigos dejo este legado, demostrando que solo se necesita decisión para lograr alcanzar la meta trazada.

Katty Pinto

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento incondicional en primer lugar es a Dios por haberme regalado la vida y las fuerzas para luchar por mis metas alcanzar.

Agradezco a mi madre por haber sido mi inspiración, por haberme demostrado que no importa la edad ni el tiempo que pase; que cuando uno quiere puede lograr los objetivos trazados y todo esto con la bendición y la guía de Dios.

Agradezco a mi esposo y a mis hijos maravillosos por ser mi inspiración y mi fortaleza día tras día, ellos son la razón por la que continúo en la lucha para obtener mis objetivos; porque así como mi madre ha sido mi motivación quiero ser la motivación para ellos.

A toda mi familia por haberme apoyado incondicionalmente durante toda mi carrera sin perder la fe y la esperanza en mí.

A la Universidad Nacional de Loja, a sus docentes y autoridades por los conocimientos impartidos a lo largo de mi carrera, por la amistad brindada durante todo este tiempo y por la consideración que me demostraron durante el proceso de acreditación durante mi periodo estudiantil.

Katty Pinto

TABLA DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN.....	I
AUTORÍA	II
CARTA DE AUTORIZACIÓN	III
PENSAMIENTO	IV
DEDICATORIA.....	V
AGRADECIMIENTO	VI
TABLA DE CONTENIDOS	VII
SIMBOLOGÍA	XII
a.-TÍTULO.....	14
b. RESUMEN	15
SUMMARY	16
c.- INTRODUCCIÓN.....	17
c.1 OBJETIVOS	18
c.1.1 Objetivo general	18
c.1.2 Objetivos específicos	18
d.- REVISIÓN DE LITERATURA.....	19
d.1 CAPÍTULO I:ANÁLISIS DE LAS FUENTES	19
d.1.1 Introducción	19
d.1.2 Estado del arte	20
d.1.3 “El Agua” Fluido Motriz	23
d.1.4 Golpe de ariete.....	25
d.1.5 Principio de funcionamiento Del Ariete Hidráulico.	26
d.1.6 Esquema completo de una instalación de ariete.	28
d.1.7 Elementos para la instalación de arietes.	28
d.1.7.1 Captación de fuente.	28
d.1.7.2 Colector de fuente	30
d.1.7.3 Pozo de extracción o tanque de abastecimiento.	30
d.1.7.4 Tubería de impulsión	31
d.1.7.5 Conducto vertical o tubería de descarga.	32
d.1.7.6 Tanque elevado o de almacenamiento	32
d.1.8 Períodos en que se divide el ciclo de trabajo del ariete.	33

d.1.8.1	Período 1: de aceleración o derrame	35
d.1.8.2	Período 2: de retardación o bombeo	37
d.1.8.3	Período 3: de retroceso o de flujo invertido	37
d.1.9	Tipos de arietes.....	40
d.1.9.1	Arietes hidráulicos en serie y paralelo	40
d.1.9.2	Ejemplos de Arietes Hidráulicos	41
d.2	CAPÍTULO II:FUNDAMENTO TEÓRICO PARA EL DISEÑO HIDRÁULICO YMECÁNICO DEL ARIETEMULTIPULSOR	44
d.2.1	Introducción.....	44
d.2.2	Fuerzas que actúan sobre el líquido.....	44
d.2.2.1	Presión en el líquido	44
d.2.2.2	Propiedades de la presión hidrostática	46
d.2.3	Propiedades fundamentales de los líquidos de gotas.....	47
d.2.3.1	Densidad	47
d.2.3.2	Viscosidad	47
d.2.3.3	Reología	49
d.2.4	Número de Reynolds.....	49
d.2.5	Radio hidráulico.....	50
d.2.6	Gasto o caudal.....	50
d.2.7	Factor de fricción.....	51
d.2.8	Cálculo de pérdidas por fricción.....	52
d.2.9	Cálculo de pérdidas locales.....	53
d.2.10	Aplicación de la ecuación de Bernoulli para la determinación de la presión a la entrada del ariete.....	53
d.2.11	Cálculo de las perdidas hidráulicas en la tubería de alimentación (H_a).....	54
d.2.12	Cálculo de la altura desarrollada por el ariete (H_i).....	54
d.2.13	Cálculo del diámetro de la tubería.....	55
d.2.14	Cálculo del golpe de ariete.....	55
d.2.14.1	Ecuaciones características del fenómeno	57
d.2.14.1.1	El pulso de Joukowsky	57
d.2.14.1.2	Celeridad del pulso de presión	58
d.2.14.2	Condiciones de contorno de la instalación	59
d.2.14.2.1	Tiempo de cierre de la válvula	59

d.2.15 Ecuaciones de flujo y pérdidas hidráulicas para el Ariete Multipulsor.	62
d.2.16 Tiempo que tarda en establecerse una corriente.....	63
d.2.17 Presión hidráulica sobre la válvula de derrame o impulso.	64
d.2.18 Cálculo de la pérdida hidráulica en la válvula de impulso	65
d.2.19 Presión máxima y mínima de la instalación.	66
d.2.20 Condiciones de resistencia al cortante de la válvula de impulsión.....	66
d.2.21 Aplicación de la ecuación de Laplace para la parte esférica y cilíndrica.....	67
d.2.22 Cálculo del número de pernos.	70
d.2.23 Metodología para evaluar la eficiencia.	71
d.2.23.1 Eficiencia de D'Aubuisson	71
d.2.23.2 Eficiencia de Rankine.....	72
d.2.24 Rendimiento volumétrico	73
d.3 CAPÍTULO III:METODOLOGÍA	74
d.3.1 Esquema de la instalación.....	74
d.3.2 Parte hidráulica de la instalación.	75
d.3.2.1 Cálculo de la longitud del conducto de impulsión.....	75
d.3.2.2 Determinación del tipo de régimen.	76
d.3.2.3 Rugosidad relativa.	76
d.3.2.4 Factor de fricción.	77
d.3.2.5 Cálculo de pérdidas por fricción en la tubería de alimentación.	77
d.3.2.6 Cálculo del caudal circulante en la tubería.....	77
d.3.2.7 Determinación de los coeficientes de resistencias locales.	78
d.3.2.8 Cálculo de la altura de alimentación H_a	79
d.3.2.9 Cálculo del área anular de la válvula de impulsión	79
d.3.2.10 Velocidad del flujo en la entrada de las válvulas	80
d.3.2.11 Tiempo de duración de un período.	80
d.3.2.12 Cálculo del caudal perdido y bombeado en un ciclo de trabajo.....	81
d.3.2.12.1 Cálculo del caudal bombeado en un ciclo.	81
d.3.2.12.2 Cálculo del caudal perdido en un ciclo.	81
d.3.2.13 Cálculo de la presión dinámica.	81
d.3.2.14 Cálculo de la energía cinética.....	82
d.3.2.15 Cálculo de las de la presión al entrada del ariete hidráulico	83
d.3.2.16 Cálculo de la celeridad de la onda de presión.	83

d.3.2.17	Tiempo de cierre de la válvula	83
d.3.2.18	Cálculo del pulso de Joukowsky	84
d.3.2.19	Cálculo de la sobrepresión	84
d.3.2.20	Cálculo del coeficiente de arrastre de la válvula de impulsión	85
d.3.2.21	Cálculo de las fuerzas hidráulicas sobre las válvulas de impulsión	86
d.3.3.	Descripción de la parte mecánica del ariete	86
d.3.3.1	Cálculo de resistencia al cortante de la válvula de impulsión	86
d.3.3.2	Cálculo del número de pernos de la cámara de aire	87
d.3.4	Metodología para evaluar la eficiencia	89
d.3.4.1	Cálculo de las pérdidas por fricción en el conducto vertical	89
d.3.4.2	Cálculo de las pérdidas locales en el conducto vertical	89
d.3.4.3	Cálculo de las pérdidas inerciales en el conducto vertical	90
d.3.4.4	Cálculo de la altura desarrollada por el ariete	90
d.3.4.5	Potencia útil	90
d.3.4.6	Eficiencia de D'Aubuisson	91
d.3.4.7	Eficiencia de Rankine	91
d.3.4.8	Rendimiento volumétrico	92
d.3.5	Construcción	92
d.3.5.1	Etapas de construcción	92
d.3.5.2	Pruebas de funcionamiento	93
e.-	MATERIALES	94
e.1	Materiales	94
f.-	RESULTADOS	95
f.1	Parte Hidráulica del Ariete	95
f.2	Parte mecánica del ariete	96
f.3	Evaluación de la eficiencia	97
g.-	DISCUSIÓN	98
h.-	CONCLUSIONES	100
i.-	RECOMENDACIONES	102
j.-	BIBLIOGRAFÍA	103
k.	ANEXOS	105
k.1	Anexo 1: Rugosidad Absoluta de Materiales	105
k.2	Anexo 2: Diagrama de Moody	105

k.3 Anexo 3: Coeficientes de resistencias locales normalizados.....	106
k.4 Anexo 4: Presión máxima y presión mínima de la instalación.....	107
k.5. Anexo 5: Coeficiente de elasticidad	107
k.6 Anexo 6: Pérdidas por fricción en un conducto vertical de plástico.....	108
k.7 Anexo 7: Diámetros de la tubería de impulsión en función del caudal	109
k.8 Anexo 8: Valores de tuberías comerciales	109
k.9 Anexo 9: Resistencia del Plástico a la presión	110
k.10Anexo 10: Fotografías.....	110
k.11Anexo 11 : Dibujos de Autocad	115

SIMBOLOGÍA

- l = longitud del conducto vertical.
- L = longitud del conducto de impulsión.
- d = diámetro del conducto vertical.
- D = diámetro del conducto de impulsión.
- D_f = diámetro del conducto de fuente.
- h_d = altura de descarga.
- L_f = longitud del conducto de fuente.
- H_a = altura de alimentación.
- $h_{roz.}$ = pérdidas por rozamiento (m).
- $h_{loc.}$ = pérdidas locales (m).
- h_T = pérdida total (m).
- τ = tensión tangencial, $\frac{N}{m^2}$.
- μ = coeficiente dinámico de viscosidad.
- $\frac{dv}{dy} = \dot{\gamma}$ - gradiente de velocidad.
- p_0 = presión atmosférica en la entrada.
- p_1 = presión atmosférica en la salida.
- v_0 = velocidad inicial.
- v_1 = velocidad media.
- α = Coeficiente adimensional que refleja la irregularidad de la distribución de la velocidad en la sección del conducto.

- T_a : Duración del período de aceleración,(s).
- T_d : Duración del período de retardación,(s)
- T_r : Duración del período de retroceso , (s)
- T : Tiempo de duración del ciclo, (s).
- q_b : caudal de bombeo
- Q_p : el caudal derramado o perdido
- D_{vi} : Diámetro del área de salida de la válvula de impulsión,(m).
- D_{vd} : Diámetro del área de entrada la válvula check,(m).
- E_c : la energía cinética disponible
- Q =gasto volumétrico, (m^3/s).
- m = masa de agua de alimentación (kg).
- v = velocidad media (m/s).
- g = aceleración de la gravedad (m/s^2).
- γ = peso específico (kg/m^3).
- h_d = Altura de descarga (m).
- $h_{roz.}$ = pérdidas por rozamiento (m).
- $h_{loc.}$ = pérdidas locales (m).
- h_d = pérdida inerciales (m).
- C_d : coeficiente de arrastre de la válvula de impulsión.
- V_t : volumen total de la cámara de aire
- $R_e = R$ radio de la esfera,

a.-TÍTULO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ARIETE MULTIPULSOR CON VÁLVULAS EN DISPOSICIÓN CIRCULAR PARA EL LABORATORIO DE HIDRÁULICA DE LA CARRERA DE INGENIERÍA EN ELECTROMECAÁNICA DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

b. RESUMEN

La presente tesis está dirigida a proporcionar mejoras e incrementar la capacidad de un Ariete Multipulsor para ubicarlo en el Laboratorio de Hidráulica de la Carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja; debido a que en la actualidad los arietes hidráulicos existentes en el mercado son de costos elevados y su capacidad es menor a la propuesta, además que el Laboratorio de Hidráulica no cuenta con este tipo de ariete; por lo que se ha visto la necesidad de diseñar y construir un Ariete Multipulsor con válvulas en disposición circular.

Para su estudio se ha dividido en tres capítulos que ayudan al desarrollo efectivo del trabajo.

El primer capítulo describe la utilización del agua como un fluido motriz, así como también el principio que se utiliza en el golpe de ariete, un esquema completo para la instalación del ariete y sus respectivos elementos.

En el segundo capítulo se explica la teoría necesaria para el diseño hidráulico y mecánico del Ariete Multipulsor, las propiedades físicas y químicas que se deben tomar en cuenta para su correcto diseño.

En el tercer capítulo se hacen los cálculos necesarios para el diseño del Ariete Multipulsor con disposición circular, para su próxima construcción.

Posteriormente se nombran los materiales de construcción, diagramas de operaciones, construcción y montaje; así como también los planos de cada pieza del Ariete Multipulsor y a su vez en conjunto.

Luego se realiza un análisis y discusión de resultados, para finalmente poder escribir las conclusiones y recomendaciones referentes al proyecto.

SUMMARY

The present thesis is addressed to proportionate improvements and to increase the capacity of an Multipress Battering Ram in order to place it at the Hydraulic Laboratory of the Electro-mechanic Engineering Career of the National University of Loja because the present Hydraulic Battering Rams in the market are expensive and their capacity is less than the proposal. Moreover, the Hydraulic lab does not have with this kind of Battering Ram, that is why, it has been necessary to design and build a Multipress Battering Ram with circular disposition valves.

This study has been divided in three chapters that help to the effective development of work.

The first chapter describes the use of water as a motor flow, as also the principle that is used in the Battering Ram punch, a complete diagram for the Battering Ram installation and its respective elements.

The second chapter explains the essential theory for the hydraulic and mechanic design of the Multipress Battering Ram, the physic and chemic properties that must be taken into account for its correct design.

The third chapter states the required calculations for the Multipress Battering Ram design with circular disposition, for its next building.

After that, the building materials, operation diagrams, building and assembly are named as also the planes of each piece of the Multipress Battering Ram and as a whole.

Then the analyzes and discussion of results are done for finally being able to write the conclusions and recommendations regarding the project.

Lic. Paulina Elizabeth León Pucha

C.I. 110378255-1

TRADUCTORA

c.- INTRODUCCIÓN

Los arietes hidráulicos, son uno de los tipos de bomba de agua que funcionan aprovechando la energía hidráulica, sin requerir otra energía externa. Mediante este principio, se puede conseguir elevar parte del agua de un arroyo o acequia a una altura superior.

El funcionamiento del equipo es bastante simple: el agua se acelera a lo largo del conducto hasta cerrar la válvula, creándose una fuerte presión conocida como Golpe de ariete.

El Golpe de ariete es un fenómeno hidráulico, que se produce cuando un chorro que fluye libremente es frenado por el cierre repentino de una válvula. La ocurrencia de este fenómeno se expresa mediante un fuerte golpeteo en toda la tubería.

La bomba de ariete opera gracias a una repetición continua de este fenómeno, para lo cual se vale de una tubería de alimentación de diámetro mayor que la de descarga.

Una válvula de trabajo que se encuentra permanentemente abierta y se cierra gracias al incremento de presión que se alcanza por la energía potencial. Estas válvulas pueden ser de resorte, de pesas; puede ser una sola o varias identificando al equipo como monopulsor o multipulsor.

El Ariete Hidráulico se ha utilizado desde el año 1796 en muchas partes del mundo, por su sencillez y fiabilidad se convirtió en un éxito comercial antes de la corriente eléctrica y al motor de combustión interna.

Este tipo de máquina es cero contaminación y cero impacto ambiental generado durante su operación; además que los materiales utilizados para su construcción pueden ser de carácter reciclable.

El presente trabajo está destinado para proveer a la Universidad Nacional de Loja, al Laboratorio de Hidráulica de la Carrera de Ingeniería Electromecánica de un Ariete Multipulsor con válvulas en disposición circular para el desarrollo de prácticas que les

permita a los alumnos de dicha carrera afianzar los conocimientos adquiridos durante su aprendizaje teórico sobre el Ariete Multipulsor.

c.1 OBJETIVOS

c.1.1 Objetivo general

Diseñar y construir un ariete multipulsor con válvulas en disposición circular.

c.1.2 Objetivos específicos

- Sistematizar información relacionada con arietes hidráulicos
- Diseñar un ariete multipulsor con válvulas en disposición circular.
- Elaborar procesos tecnológicos para la fabricación de arietes multipulsores.
- Manufacturar un ariete multipulsor con válvulas en disposición circular para el Laboratorio de Hidráulica de la Universidad Nacional de Loja.
- Realizar pruebas de funcionamiento y curvas características del ariete multipulsor con válvulas en disposición circular.

d.- REVISIÓN DE LITERATURA

d.1 CAPÍTULO I:ANÁLISIS DE LAS FUENTES

d.1.1 Introducción

La humanidad se encuentra ante un dilema con la generación de energía: por un lado, las fuentes convencionales de energía; carbón, gas y petróleo son agotables y altamente contaminantes, y por el otro, las fuentes de energía renovables: hidráulica, eólica, fotovoltaica y otras, son de poca densidad energética distribuida, y discretas con la secuencia de los días y las noches y las estaciones.

El agua es el fluido motriz del ariete hidráulico y debido a su importancia escribiremos sus cualidades y la manera de explotarla saludablemente. El agua es el elixir de la vida en el medio de los hombres y los animales, sin agua no se habría originado vida en nuestro planeta. Del líquido vital se ha escrito mucho en la literatura pero se hace poco o nada para protegerla, el ariete hidráulico es un pequeño aporte para la solución de esta problemática global.

Las bombas hidráulicas se clasifican en tres grandes grupos: Bombas de desplazamiento positivo, bombas de desplazamiento no positivo y las bombas de fluido impelente.

El ariete hidráulico es una bomba de fluido impelente. Se analizará el principio de funcionamiento y los parámetros para su instalación, además se recopilará información de los tipos de arietes existentes en el mundo, con el objetivo de diseñar y construir un ariete eficiente y funcional.

El ariete no puede funcionar en ningún caso por sí solo, necesita de una instalación completa en la que están todos sus componentes ajustados entre sí. Se describirá los elementos para su instalación, desde la captación de una fuente hasta el almacenamiento del fluido.

El ariete hidráulico provoca los denominados Golpes de Ariete, estos se producen por variaciones muy rápidas de las condiciones de funcionamiento de una instalación (velocidad-presión). Se analizará la variación de presión producida por la desaceleración del fluido consecuencia del cierre rápido de una válvula.

d.1.2 Estado del arte

En un inicio se utilizó el golpe de ariete gracias a un aparato inventado por John Whitehurst; que utilizaba un principio de funcionamiento novedoso: accionaba manualmente un grifo en una tubería conectada a un tanque de abasto, en un nivel superior, para provocar el fenómeno físico conocido como golpe de ariete, que permitía elevar el líquido a un tanque de almacenamiento colocado a una altura mayor (Fig. 1). Un operario se ocupaba de accionar el artefacto, este sistema funcionó desde 1772 hasta 1800.

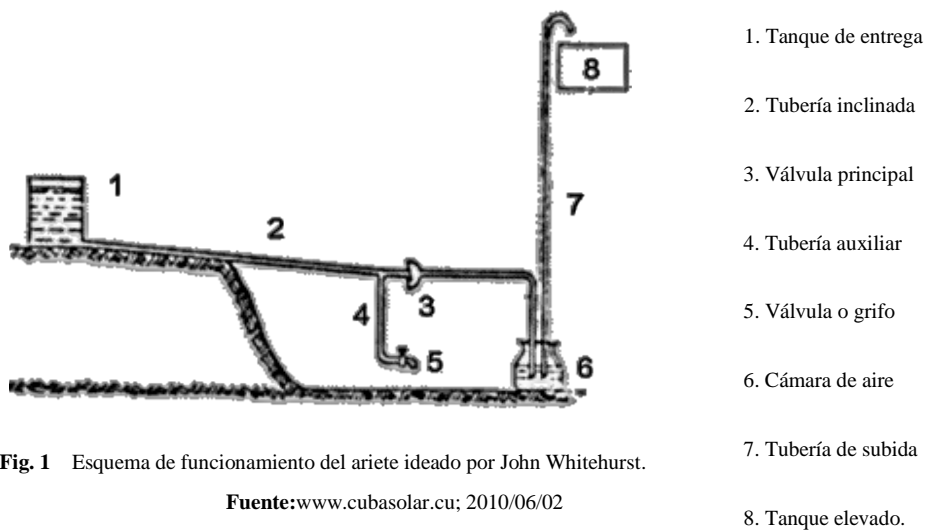
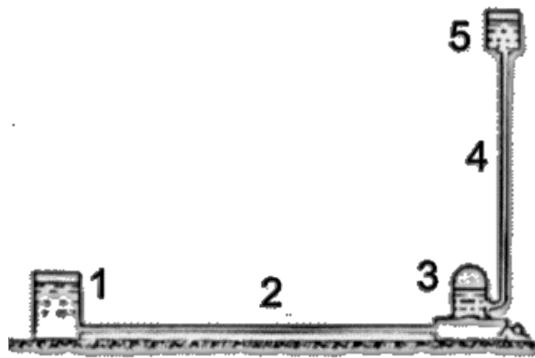


Fig. 1 Esquema de funcionamiento del ariete ideado por John Whitehurst.

Fuente:www.cubasolar.cu; 2010/06/02

Poco a poco la inventiva humana fue añadiendo elementos al invento de John Whitehurst, llegando a la concepción de un ariete automático, en principio similar a los contemporáneos, aunque se lo denominó le belier hydraulique (Fig. 2). Las innovaciones dejaron un aparato que durante más de un siglo figuró entre las máquinas hidráulicas más apreciadas y experimentadas.



1. Tanque de entrega
2. Tubería inclinada
3. Le belier hydraulique
4. Tubería de subida
5. Tanque elevado

Fig. 2 Esquema del ariete hidráulico “le belier hydraulique”.
Fuente: www.cubasolar.cu; 2010/06/02

En 1797 el Ariete Hidráulico inventado por Montgolfier (1797), permite elevar parte del agua de un río, arroyo o manantial a una altura superior utilizando tan sólo la energía del agua que fluye. Para ello se aprovecha el efecto que se consigue al detener de golpe el flujo de agua en una tubería, y que consiste en convertir en energía potencial la energía cinética inherente al agua, a este tipo de ariete se los denomina convencionales.

La práctica demostró, que a pesar de todas las mejoras la construcción de arietes se veía afectada por muchas incógnitas como: el comportamiento del desplazamiento volumétrico del agua en relación con la cantidad de agua, los caudales fluctuantes de las fuentes, la configuración de las válvulas, el acople de sus componentes, la fricción interna del agua y muchos otros aspectos debían reconsiderarse para cada instalación, fundamentalmente a partir de los valores empíricos.

El siglo pasado se logró establecer con exactitud el correcto funcionamiento del ariete hidráulico. Entonces fue cuando se demostró que el ariete es un dispositivo muy complejo, que solo puede funcionar a alto rendimiento tras un ajuste preciso de sus componentes.

En los arietes hidráulicos convencionales la potencia en sí tiene sus límites, por elementos constructivos como: los diámetros mayores del tubo de impulso y por consiguiente de la válvula de impulso.

El ariete hidráulico en su versión convencional, tiene sus desventajas como son: es un equipo pesado, voluminoso y relativamente costoso en comparación con otros. Además, su utilización queda limitada a condiciones específicas; o sea, se debe disponer de un caudal de agua constante y un desnivel suficiente para lograr la potencia deseada. Limitaciones que fueron superadas a partir de la conceptualización y diseño del ariete hidráulico multipulsor.

En 1988 el ingeniero belga Jan Haemhouts inició un estudio para superar las principales limitaciones del ariete convencional y adecuó esta tecnología a los requerimientos modernos de un proceso industrial.

En el año de 1990 el ingeniero Jan Haemhouts con miembros de la Asociación Nacional de Agricultores Pequeños (ANAP), y luego en Camagüey, en el Centro Integrado de Tecnología Apropriada (CITA), del Instituto Nacional de Recursos Hidráulicos, logró resultados tanto cualitativos como cuantitativos. Comprobó en la práctica el contenido de la memoria descriptiva de su patente relacionada con el ariete hidráulico multipulsor.

El concepto multipulsor supera las limitaciones relacionadas con los grandes volúmenes y pesos del equipo, y su potencia útil relativamente baja; o sea, el factor determinante no radicaba en el potencial de energía hidráulica disponible, sino en la propia capacidad de admisión del flujo hidráulico en el aparato.(MONTECINOS, 2004)

La esencia del nuevo método consiste en la sustitución de la única válvula de impulso de los arietes convencionales por un conjunto adecuado de válvulas en posiciones óptimas, en dependencia de determinadas condiciones de producción e instalación para aprovechar de mejor manera los caudales disponibles, aumentando la potencia y los rendimientos. Esto permite una baja relación entre la velocidad máxima del agua en el sistema y la velocidad del agua al momento del cierre de las válvulas, con un mínimo de contra impulso para su abertura automática, lo que permite reducir el largo y el diámetro del tubo de impulso,(MONTECINOS, 2004). También aporta la ventaja de la reducida necesidad de amortiguación en la magnitud de inyección de agua en la cámara de aire, por lo que puede reducirse su volumen. El funcionamiento del ariete hidráulico depende de muchas variables y es difícil pensar en reglas absolutas,

pues es una máquina muy versátil. Con experiencia en la fabricación y explotación de este tipo de bombas se ha logrado establecer parámetros que permiten construir eficientemente este tipo de instalaciones.

En última instancia aparece la posibilidad de utilizar un solo tubo de impulso con una gran cantidad de unidades multipulsoras, lo que permite aumentar la potencia con unidades livianas estandarizadas y producidas en serie a bajo costo, mientras que con los arietes convencionales se necesita diseñar un aparato en función de un diámetro dado, de gran volumen y peso, por consiguiente alto costo.

El golpe de ariete ha sido desarrollada en algunas aplicaciones e investigaciones como: en 1992 Reyes investiga el incremento de la eficiencia de la máquina aumentando el número de campanas neumáticas, en el 2004 Peter Weinmann aplica el golpe de ariete para accionar una bomba de diafragma y en el 2004 Sylvain Léveillée aplica el golpe de para accionar un compresor de aire; sin embargo estas investigaciones no muestran resultados de dichas aplicaciones, por lo que no se permite valorar el aprovechamiento del golpe de ariete.

Nuevas herramientas, como el diseño asistido por computadoras, permiten facilitar las investigaciones relacionadas con los Arietes Hidráulicos, en particular el concepto multipulsor y sus bondades para superar las limitaciones de los modelos convencionales.

d.1.3 “El Agua” Fluido Motriz

El 3% de la totalidad de agua del planeta es la que se puede utilizar, por ser agua dulce potable. El agua existe en tres apariencias básicas; denominados estados físicos como son: sólida en forma de hielo, líquido como el agua en su sentido propio y gaseosa en forma de vapor.

El agua en estado líquido siempre existe en forma transitoria. Se evapora de forma continua, incluso a temperatura ambiente normal. Para ello, el agua necesita calor, que obtiene de su entorno más próximo, con solo disminuir la presión atmosférica. Por tanto en las montañas altas se debe tener en cuenta que allí el agua hierve por debajo de los 100°C.

El enorme coeficiente de expansión de volumen entre agua en forma líquida y vapor se utiliza para propulsar máquinas.

A 37,5 °C es donde el agua tiene una mayor capacidad calórica. La naturaleza nos demuestra así a utilizar el agua como acumulador de calor, lo que imitan los ingenieros de calefacción; en este caso los especialistas en técnica solar.(WEINMANN, 2004)

A 4 °C tiene su mayor densidad. Es por ello que en los estanques baja hasta el fondo. El agua más ligera como el hielo queda en capas superiores al fondo (flota). Esta circunstancia permite a los peces sobrevivir a las heladas. El hielo tiene una densidad inferior, con lo que es más ligero que el agua y flota.

El agua pura es el mejor aislante eléctrico entre los líquidos. Debemos saber al respecto que el agua en estado puro no existe en la naturaleza. En las aguas que podemos beber y están a nuestro alcance hay siempre sales y minerales disueltos. Eso es lo que crea la conductividad eléctrica, y el peligro de electrocución aumenta con la humedad.

La falta de agua causa perjuicios para nuestra salud en sólo tres días. Al cabo de 14 días, una absoluta falta de agua es mortal.(WEINMANN, 2004)

En un ciclo siempre perdurable, esta agua se evapora, sube, es transportada por los vientos en forma de nubes y cae como lluvia nuevamente sobre la tierra (Fig. 3).

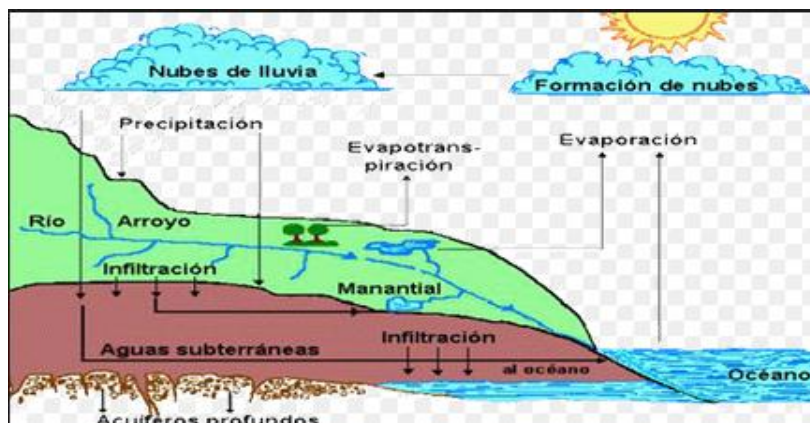


Fig. 3. Ciclo Natural Del Agua.
Fuente: www.juntadeandalucia.es

Gracias a esta circulación eterna, el agua se mantiene siempre limpia y enriquecida con minerales; sólo cuando está “madura” aparece en la superficie terrestre en forma de fuentes. Esta agua de manantial es apta para el abastecimiento de los seres vivos de la Tierra y es inigualable en cuanto a calidad. Cuando hoy en día se perfora pozos profundos porque se ha contaminado las fuentes, se extrae agua muerta, excluyéndola del ciclo descrito. Esta agua no es potable en toda la regla y es preciso tratarla primero técnicamente.

d.1.4 Golpe de ariete

El fenómeno denominado golpe de ariete o choque hidráulico es reconocido por la Física y fue descrito por primera vez en el año de 1889 por N. J. Zhukovsky, un eminente científico ruso. Éste ocurre cuando varía bruscamente la presión de un fluido dentro de una tubería, ocasionado por el cierre o apertura de una llave, grifo o válvula; también se puede producir por la puesta en marcha o detención de un motor o bomba hidráulica. Durante la fluctuación brusca de la presión, el líquido fluye a lo largo de la tubería a una velocidad definida como de propagación de la onda de choque. El cambio de presión provoca deformaciones elásticas en el líquido y en las paredes de la tubería. Las principales desventajas del golpe de ariete son: frecuentes roturas en las redes hidráulicas de las ciudades, en las instalaciones intradomiciliarias y provoca sonidos característicos en las tuberías cuando se abre un grifo bruscamente.

El choque de ariete producido involuntariamente puede provocar daños importantes en las tuberías; sobre todo en las turbinas de agua con caída desde grandes alturas, por lo que se trata de evitar que este choque de ariete provoque daños con medidas constructivas adecuadas; razón por la cual con frecuencia se diseñan válvulas de efecto retardado o se instalan dispositivos de seguridad. (GUNT, 1998) En la Figura.4 se representa el incremento de la presión al momento del cierre de una compuerta.



Fig. 4. Representación de la presión.
Fuente: www.mecanicadefluidos1.bligoo.es

Además, en las tuberías bajo presión se montan cámaras de equilibrio que reciben el choque de ariete y lo amortiguan. Con el ariete hidráulico, este efecto se consigue de forma selectiva mediante una válvula que se cierra a intervalos (válvula de impulsos). El choque de ariete resultante se suaviza, porque el agua puede fluir a través de una válvula de presión e ir a parar a una cámara de aire. La cámara de aire amortigua el choque y permite que el agua siga fluyendo de forma constante hasta el tubo ascendente, que la conduce a un segundo depósito elevado.

d.1.5 Principio de funcionamiento Del Ariete Hidráulico.

En la fig. 5 se puede observar el Principio de funcionamiento del Ariete Hidráulico Multipulsor; en donde el agua procedente de la fuente de alimentación (1) desciende por gravedad por la tubería de alimentación (2) bajo la acción de la diferencia de nivel (H_a), derramándose por la válvula de impulso o ímpetu (3), hasta adquirir una velocidad suficiente para que la presión dinámica, sea capaz de cerrarla, contrarrestando su peso.

$$P = \frac{v^2}{2} \cdot \rho, [\text{Pa}] \quad (1)$$

El cierre rápido de la válvula de impulso, produce el efecto conocido como: golpe de ariete o choque hidráulico; originando una sobrepresión en la tubería de alimentación. La válvula de descarga (6) que se abre por el efecto de dicha sobrepresión, deja pasar cierta cantidad de agua hacia la cámara de aire (7), comprimiendo el aire existente, y cierta cantidad de agua (q) fluye por la tubería de descarga (8).

El retroceso del agua en la tubería de alimentación, produce una ligera succión en el cuerpo del Ariete o caja de válvula (4); creando una caída de presión que produce la apertura de las válvulas de ímpetu y el cierre de la válvula de descarga. De esta forma, se crean las condiciones para que se repita el ciclo de operaciones. El aire comprimido continúa impulsando el líquido almacenado en ella por la tubería de descarga, entre ciclos de operaciones; lográndose una entrega de agua casi uniforme hacia el tanque de almacenamiento (9).

El aire de la cámara neumática se pierde en el flujo bombeado, si no se renovase; manteniendo el nivel de aire se saturaría de agua, por esta razón se coloca la válvula de aire (5) en su posición óptima que es debajo de la válvula check. Esta válvula funciona aprovechando la onda de presión negativa que produce una depresión en la caja del ariete y al producirse dicha depresión, succiona una pequeña cantidad de aire que va a renovar el aire de la cámara.

Si no hubiera una cámara de aire, el agua tendría que volver a recibir una aceleración partiendo de cero en el tubo ascendente. Esto volvería a consumir gran parte de la presión generada y el grado de efectividad sería mucho menor. La longitud del tubo no influye directamente en el caudal. Sí influye el tiempo de ciclo del transporte mediante la masa del agua que contiene y el tiempo de aceleración. N. Zhukovski (1847-1921).

Una tubería larga tiene tiempos de aceleración largos y tiempos de ciclo altos. Si las tuberías son demasiado cortas, la dinámica propia de la válvula de impulsos y de la válvula de retención ejerce una influencia negativa. Debido a su inercia, las válvulas no tienen tiempo suficiente para abrirse y cerrarse por completo en un mismo ciclo.

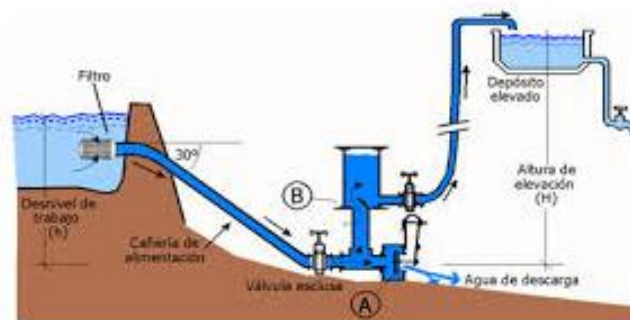


Fig.5. Esquema del principio de funcionamiento.
Fuente: www.ikkaro.com

El grado de efectividad se define como la relación entre uso y consumo. El uso describe la energía de la cantidad de agua transportada; el consumo es la energía del agua utilizada.

El grado de efectividad del Ariete Hidráulico es relativamente inferior al de otras bombas. No obstante, si se tiene en cuenta que la estructura del aparato es muy sencilla y que funciona con agua, el resultado no está nada mal.(GUNT, 1998)

d.1.6 Esquema completo de una instalación de ariete.

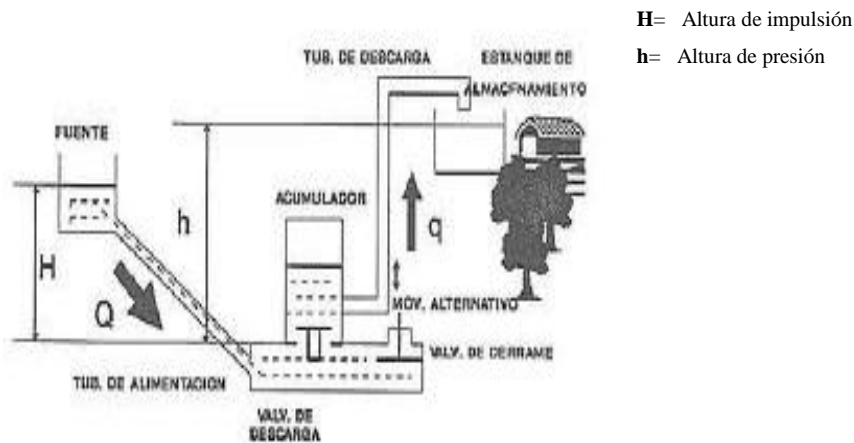


Fig. 6. Esquema de la instalación de ariete.
 Fuente: www.fluidos.eia.edu.com

d.1.7 Elementos para la instalación de arietes.

d.1.7.1 Captación de fuente.

Una fuente no es simplemente un agujero en la tierra del que sale agua, se debe considerar el conjunto del terreno; bajo la superficie del suelo se encuentran apilados varios estratos, como: estratos impermeables y estratos acuíferos. Un estrato acuífero debe considerarse como un depósito, mientras que el impermeable es el suelo de dicho colector. La formación de los estratos dentro de la tierra raramente se produce en forma uniforme, sino más bien por estrías (Fig. 7).

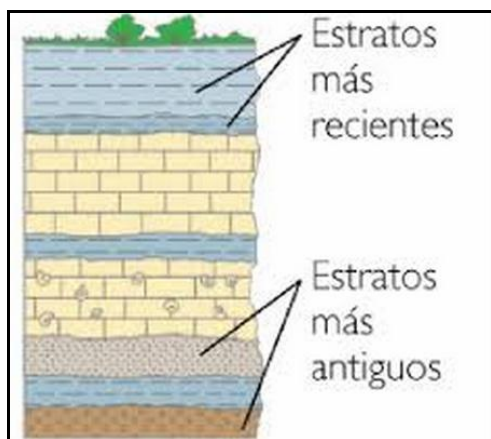


Fig.7. Formación de los estratos.
Fuente: www.oldearth.wordpress.com

Dado que estos fenómenos son difíciles de entender sin conocimientos geológicos y análisis precisos del interior de la tierra, se aconseja la máxima precaución en el tratamiento de manantiales.

Para explotar un manantial de forma duradera, se debería dejar todo en su estado natural, protegerlo contra el acceso y en caso necesario cubrirlo con piedras planas Fig. 8; éste es el método más económico y tolerable para el medio ambiente.(WEINMANN, 2004)

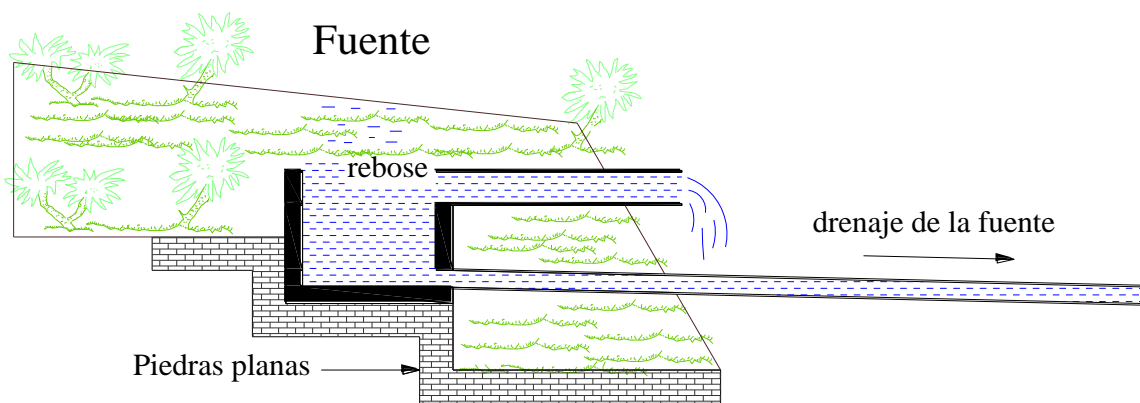


Fig. 8 Construcción de una fuente.
Fuente: La autora

d.1.7.2 Colector de fuente

El colector de fuente es un pozo que colecta el agua de la fuente y deja que repose, se encuentra conectado al drenaje de la fuente Fig. 9. Por su capacidad de acumulación, el colector de fuente se encarga en sentido inverso de que se mantengan condiciones hidráulicas constantes en la fuente.

Los colectores de fuente se fabrican en plástico u hormigón con piezas prefabricadas ajustadas a las condiciones del terreno y al caudal. En los pozos prefabricados, los tubos de rebose con tapa contra ranas, toma y entrada de aire adicional, así como las cámaras de separación, los dispositivos de cierre y la descarga de fondo se construyen a partir de especificaciones y experiencia práctica.

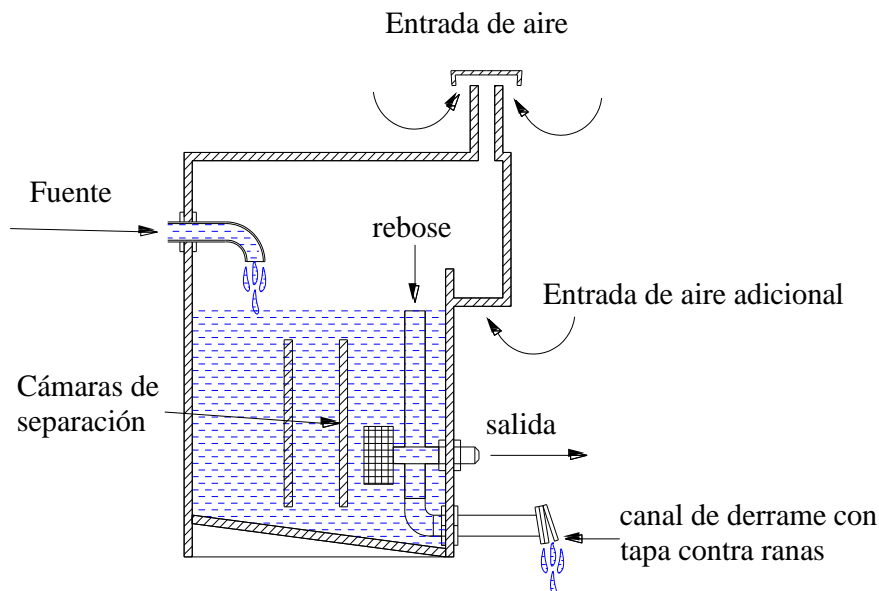


Fig. 9. Colector de fuente
Fuente: La autora

d.1.7.3 Pozo de extracción o tanque de abastecimiento.

El pozo de extracción se encarga de que en el conducto de impulsión permanezcan condiciones hidrostáticas estables, está ubicado a continuación del colector de fuente, está provisto de un rebosadero que garantiza un nivel constante en el pozo Fig. 10. De este modo se suministra agua limpia y sedimentada al pozo de extracción o tanque de abastecimiento; se debe tomar en cuenta colocar un desagüe al fondo para realizar limpiezas o para realizar una eventual reparación.

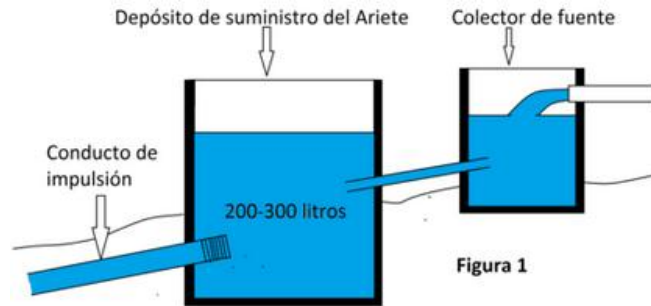


Fig. 10. Instalación del pozo de extracción.
Fuente: www.ariesalba.es

La ubicación del pozo de extracción dependerá de la posición y longitud del conducto de impulsión, en el caso ideal se puede colocar en forma óptima.

d.1.7.4 Tubería de impulsión

El conducto de impulsión es considerado como el motor de la instalación de ariete, por lo que es necesaria una especial atención en la construcción. Cuando la entrada del tubo no está abocardada en forma de trompeta, la corriente se rompe Fig. 11, lo que ocasiona torbellinos en el agua por consiguiente pérdidas por fricción. La consecuencia es que se liberan gases del agua. Este gas forma pequeñas burbujas que permanecen en el conducto de impulsión. Estas burbujas quedan atrapadas en el conducto como parásitos que actúan como colchones neumáticos y frenan el funcionamiento del ariete. Un conducto de impulsión debe ser siempre de acero; debido a que un tubo de plástico o manguera son elásticos al golpe de ariete y compensarían su acción.

Es preferible el uso de tubos de acero inoxidable con bridas soldadas. Los tubos enroscados con rosca y mango tienen un punto de rotura bajo controlada en la rosca y se romperán por allí tras un uso prolongado.

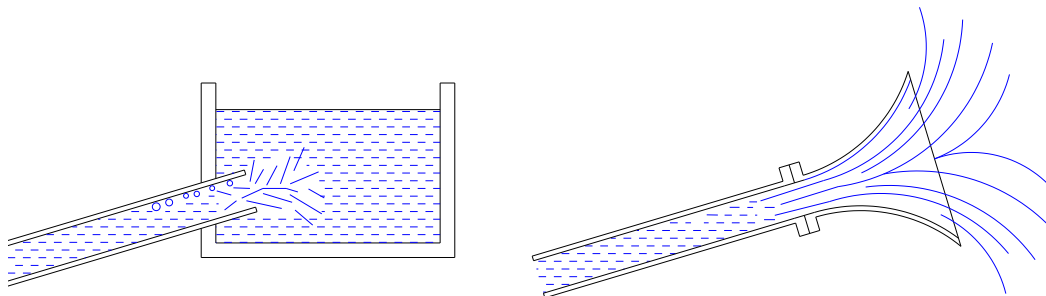


Fig.11. Entrada del tubo de impulsión
Fuente: La autora

La cara del tubo de impulsión no debe ser áspera ni tener cantos o rebabas ni costuras soldadas; esto frenaría la columna de agua y reduciría el rendimiento del ariete de forma considerable. La posición óptima de un conducto de impulsión es ligeramente combado hacia el pozo de extracción Fig. 12, aproximándose al ariete en forma casi asintótica, la longitud óptima del tubo de impulsión según(WEINMANN, 2004) es 4 veces la altura de impulsión.

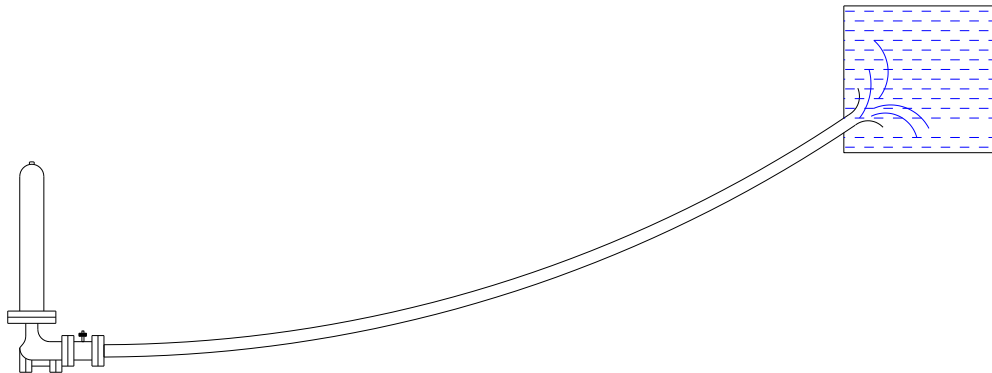


Fig. 12 Instalación óptima del tubo de impulsión.
Fuente: La autora

d.1.7.5 Conducto vertical o tubería de descarga.

En el conducto vertical se impulsa el agua desde la cámara de aire hacia el tanque elevado, en este conducto no se produce ningún tipo de golpe siempre y cuando el ariete este bien dimensionad; por tanto es preferible que este conducto sea plástico; debido a que la cantidad de pérdidas por fricción es inferior a la de otros materiales.

La presión total a vencer depende de la altura geodésica (presión de altura) más las alturas de pérdida por fricción en el tubo.

Presión total = presión de altura + pérdida por fricción en el tubo + pérdidas por inercia.

d.1.7.6 Tanque elevado o de almacenamiento

El tanque elevado es el depósito donde se capta y almacena el agua transportada por el ariete; gracias a su altura definida, ejerce una presión uniforme en la columna de agua de la red de consumo. La posición del tanque elevado determina la presión en el conducto de consumo; hay que tomar en cuenta que si el terreno natural no cuenta con

un punto suficientemente alto es posible construir una torre. El volumen del tanque elevado debe ser de unas 3 veces la cantidad de consumo; así se garantiza un intercambio de agua suficiente y se limita el crecimiento de bacterias y algas.

Al tanque elevado debe preverse siempre un rebose; debido a que lo ideal es que el ariete funcione con régimen continuo, así se produce un intercambio de agua constante y en el depósito.

d.1.8 Períodos en que se divide el ciclo de trabajo del ariete.

En la figura 13 se muestra la secuencia de los eventos que se presentan durante el ciclo de operaciones completo y la relación de la velocidad del agua al final de la tubería de alimentación (cercana a la caja de válvulas) en función del tiempo y el tiempo de duración de cada uno de estos eventos.

A partir de estas relaciones se puede determinar el agua que se escapa a través de las válvulas de ímpetu o impulsión y la cantidad de agua bombeada por ciclos.

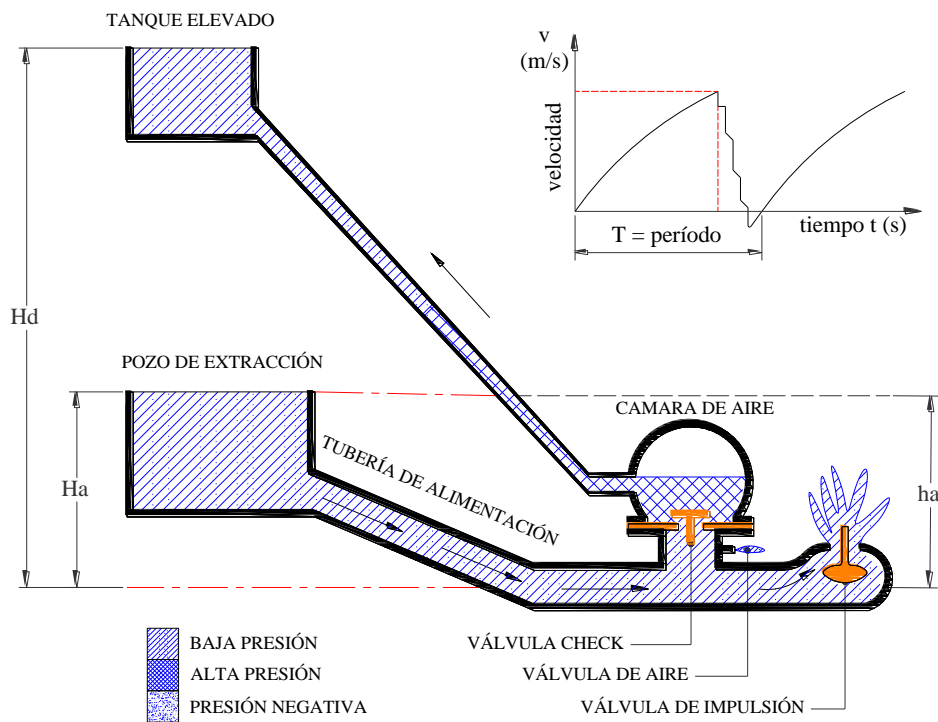


Fig. 13 Eventos que se presentan en un ciclo.
Fuente: Tomada Tesis Bustamante Augusto 2009(MA, 2002)

En el inicio se llena el sistema, la válvula de impulso se cierra por la presión de la carga inicial “Ha” y el agua sube a través de la válvula de retención; que se abre por la misma presión hasta el nivel “ha” por el principio de los vasos comunicantes, luego se acciona la válvula de impulso manualmente extrayendo el aire de las tuberías, hasta que el ariete empiece a funcionar automáticamente (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009).

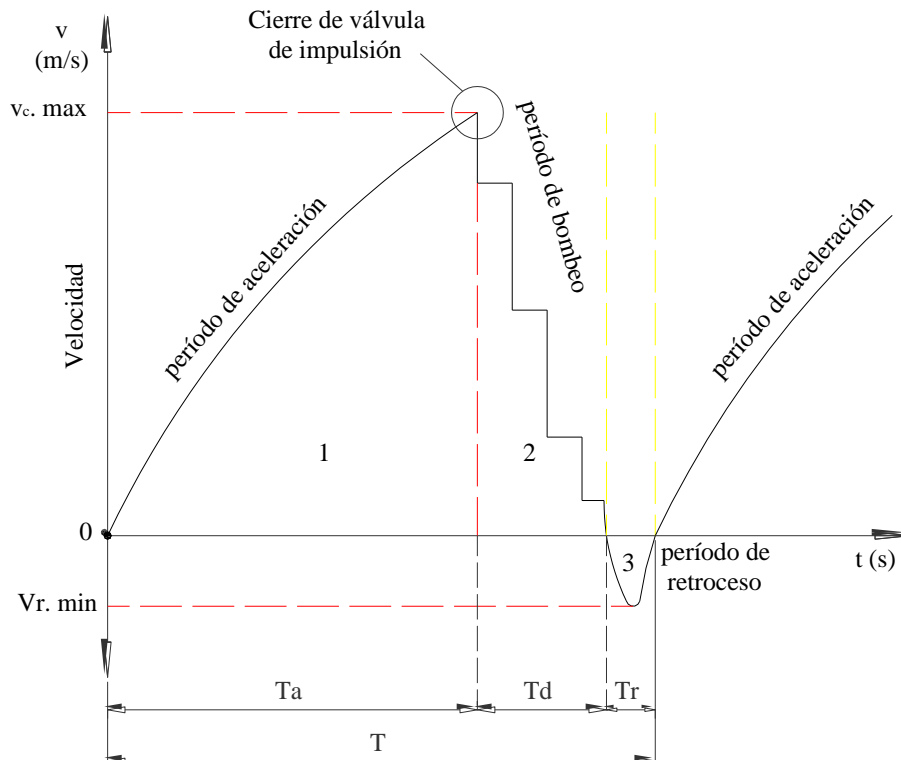


Fig. 13 Representación gráfica de los periodos velocidad-tiempo.
Fuente: Tomada Tesis Bustamante Augusto 2009(MA, 2002)

$$T = T_a + T_d + T_r \quad (2)$$

Donde:

T_a = Tiempo de duración del periodo de aceleración (s).

T_d = Tiempo de duración del periodo de retardación (s).

T_r = Tiempo de duración del periodo de retroceso (s).

T = Tiempo de duración del ciclo (s).

v_c = Velocidad del agua en la tubería de alimentación en el momento del cierre de la válvula de impulsión (m/s).

v_i = Velocidad del agua durante el período de flujo invertido (m/s).

$v(t)$ = Velocidad del agua en la tubería de alimentación en los diferentes instantes de tiempo (m/s).

La fig. 13 muestra los períodos en los que se divide los ciclos de trabajo, pudiéndose observar dos variables muy importantes que son: el caudal de bombeo (q_b) y el caudal derramado por la válvula de impulso (Q_p), los cuales por la física de los fluidos están en función de la velocidad y el tiempo; siendo las ecuaciones que denotan estos hechos físicos las siguientes (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009)(IZQUIERDO, 1992):

$$Q = Q_p + q_b \quad (3)$$

$$q_b = \frac{1}{T} \cdot \frac{\pi \cdot D_{CHECK}^2}{4} \int_{T_a}^{T_a+T_d} v(t) dt \quad (4)$$

Donde:

D_{CHECK} = Diámetro interior de la tubería (m) ó diámetro de entrada a la válvula check (m)

T = periodo en (s)

$v(t)$ = velocidad del agua en la tubería de alimentación (m/s)

d.1.8.1 Período 1: de aceleración o derrame.

Este período se inicia desde el instante en que la velocidad del agua en la tubería de alimentación es nula ($v = 0$), las válvulas de impulso se encuentran abiertas y la de descarga cerrada, el agua se acelera bajo el efecto de la altura de alimentación H_a (Fig.14) hasta que la fuerza del flujo contra las válvulas de impulsión es demasiado potente y las cierra (Fig. 15), iniciándose el período 2.

$$(0 \leq t \leq T_a) ; \quad (0 \leq v \leq v_c) \quad (5)$$

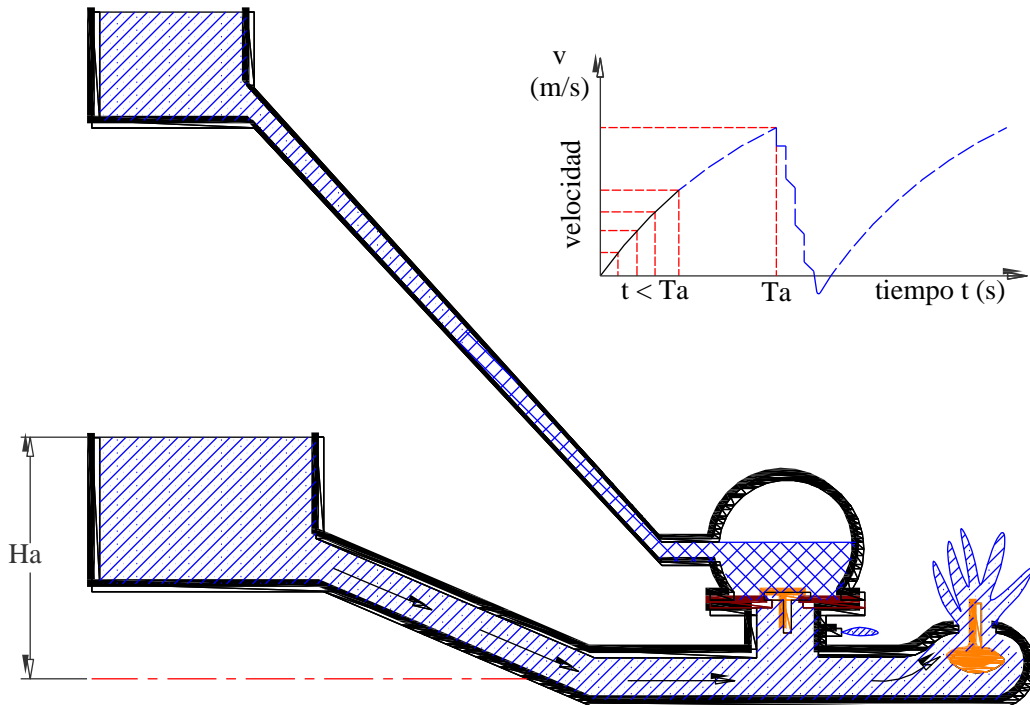


Fig. 14. Aceleración del fluido y derrame por la válvula de impulsión.
Fuente: Tomada Tesis Bustamante Augusto 2009(MA, 2002)

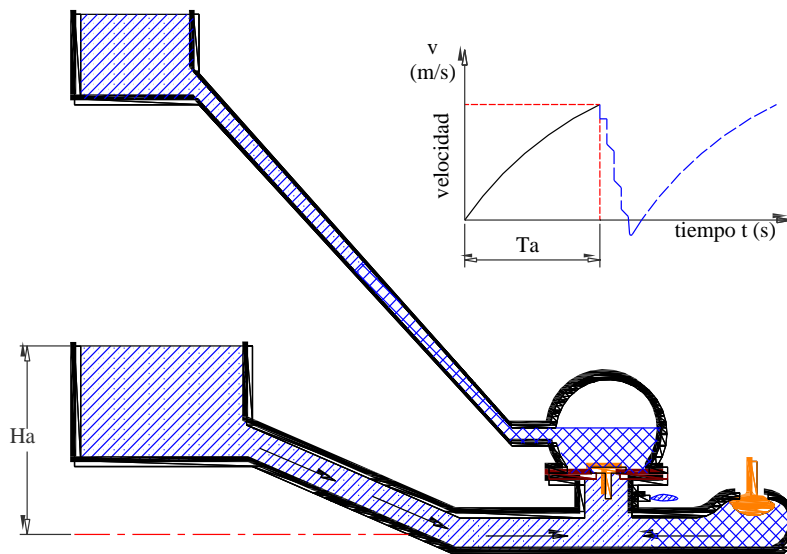


Fig. 15. Cierre de las válvulas de impulsión.
Fuente: Tomada Tesis Bustamante Augusto 2009(MA, 2002)

d.1.8.2 Período 2: de retardación o bombeo.

Este período se inicia desde el instante en que se cierran las válvulas de impulso hasta el momento en que se produce la desaceleración del flujo en la cámara de aire (Fig. 16). La columna de agua en la tubería se frena considerablemente y en este instante en la caja de válvulas se produce una sobrepresión, que se amortigua en la cámara de aire.

$$(T_a < t < T_a + T_d); \quad (0 < v < v_c) \quad (6)$$

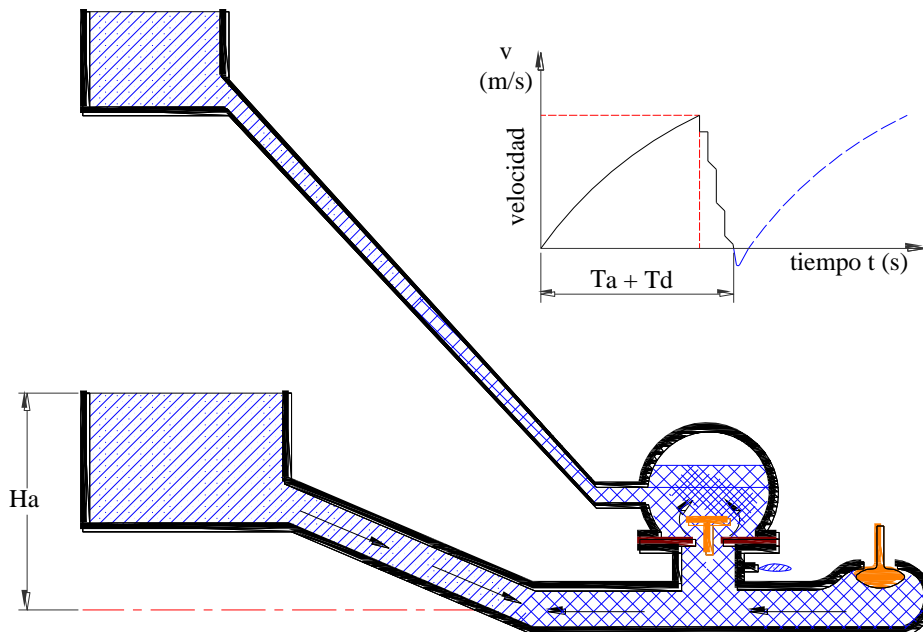


Fig. 16. Amortiguación en la cámara de aire.
Fuente: Tomada Tesis Bustamante Augusto 2009 (MA, 2002)

d.1.8.3 Período 3: de retroceso o de flujo invertido.

En este periodo se observa (fig. 17) las 3 partes presentes: la caída de presión, la reapertura de la válvula de impulso, y el tiempo durante el cual se cierra la válvula check (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009). La velocidad se hace cero ($v = 0$), iniciándose un nuevo ciclo.

$$(T_a + T_d < t < T); \quad (v_t < v < 0) \quad (7)$$

En la figura 17 se representa una gran presión en la cámara de aire que provoca el cierre de la válvula check; impidiendo el retroceso del agua hacia la caja de válvulas. El flujo toma sentido negativo (en dirección al tanque de abastecimiento).

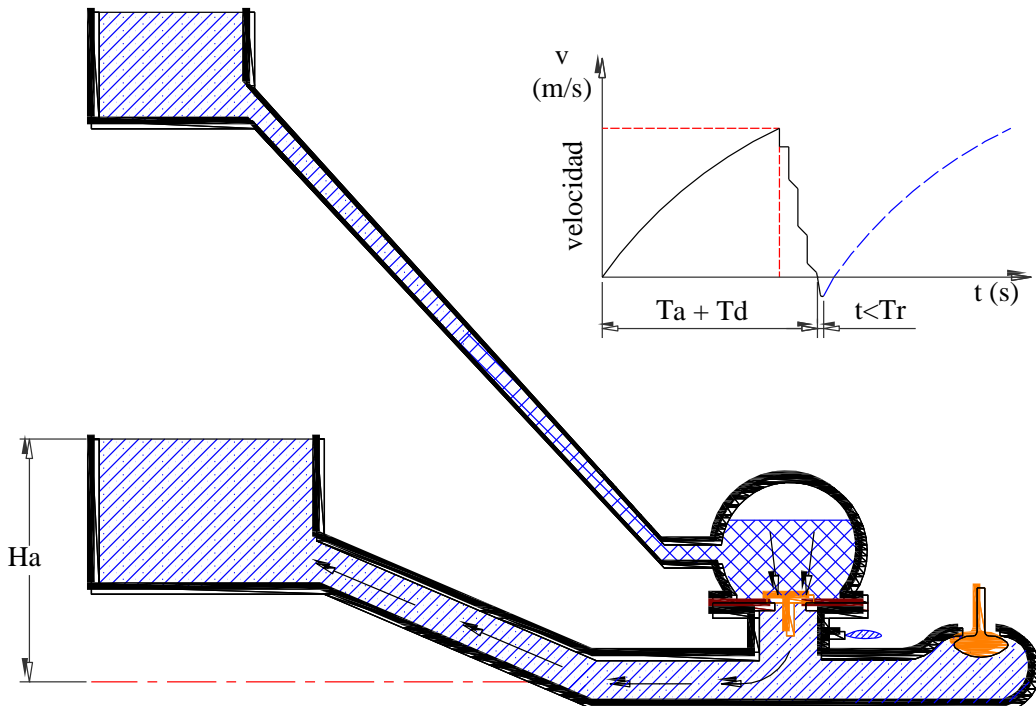


Fig. 17. Cierre de la válvula de descarga.
Fuente: Tomada Tesis Bustamante Augusto 2009 (MA, 2002)

El retroceso del agua por la tubería de alimentación produce una caída de presión (succión) en la caja de válvulas Fig. 18, generándose la renovación de aire en la campana neumática por la válvula de aire y al mismo tiempo se produce la reapertura de la válvula de impulsión, empezando un nuevo ciclo de trabajo Fig. 19.

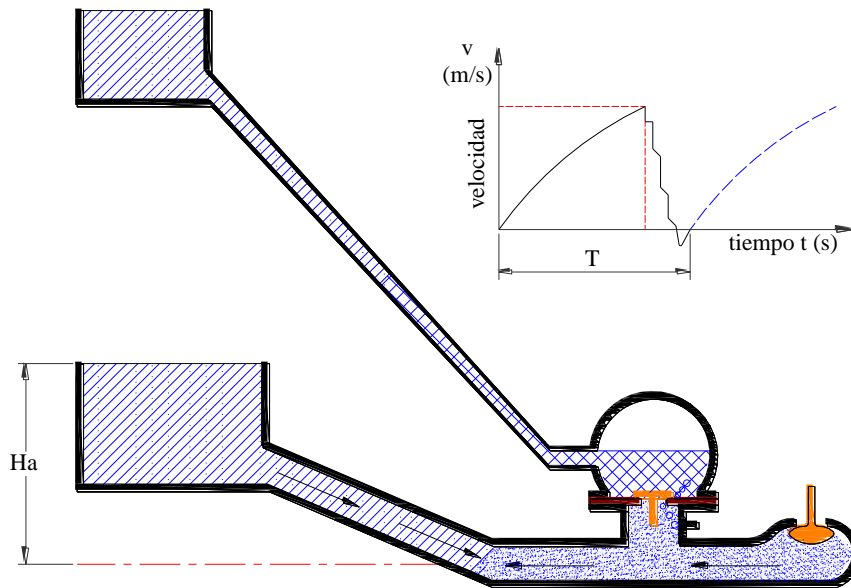


Fig. 18. Caída de presión en la caja de válvulas.
Fuente: Tomada Tesis Bustamante Augusto 2009 (MA, 2002)

El aire de la cámara neumática se pierde en el flujo bombeado, sino se renovase, manteniendo el nivel de aire se saturaría de agua, por esta razón se coloca la válvula de aire. Esta válvula funciona aprovechando la onda de presión negativa que produce una depresión en la caja del ariete y al producirse dicha depresión, succiona una pequeña cantidad de aire que va a renovar el aire de la cámara neumática.

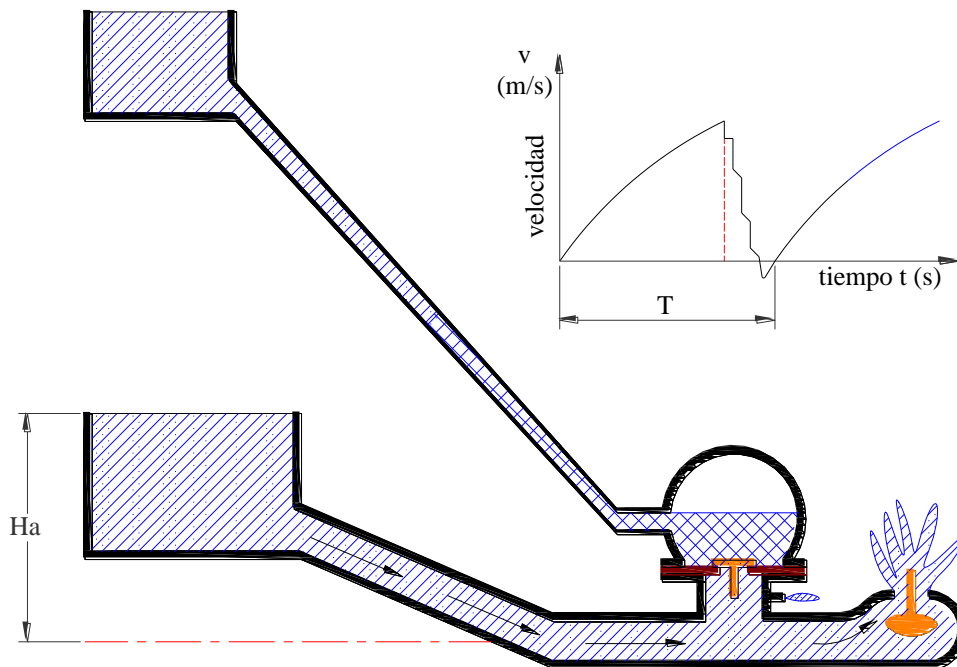


Fig.19 Reapertura de las válvulas nuevo ciclo de trabajo.
Fuente: Tomada Tesis Bustamante Augusto 2009 (MA, 2002)

d.1.9 Tipos de arietes.

d.1.9.1 Arietes hidráulicos en serie y paralelo

Dentro de las alternativas para mejorar la eficiencia de estos sistemas hidráulicos se pueden tomar en cuenta por ejemplo colocar varios arietes en forma paralela, pero alimentadas por un solo tubo; depende de la condición del sitio donde se los va a instalar. Si la fuente de agua es abundante y la demanda de la misma es alta un solo set de ariete hidráulico puede no elevar lo suficiente la cantidad de agua para abastecer la demanda, por lo que es recomendable la instalación de algunos sets de arietes hidráulicos en paralelo (fig. 20) (MA, 2002).

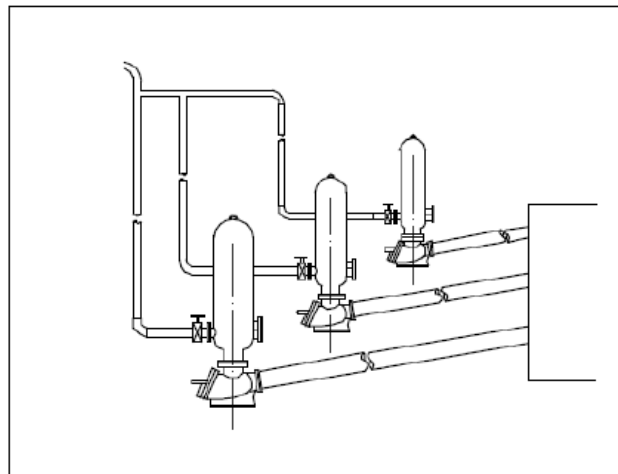


Fig. 20 Set de Arietes hidráulicos en paralelo

Fuente: MA, Chi; HYDRAULIC RAM HANDBOOK; Zhejiang University of Technology; 2002

Si se necesita alcanzar una altura muy elevada, entonces un solo ariete tendría que ser muy grande para alcanzarla; por lo que se coloca varios arietes en serie (fig. 21) hasta alcanzar la altura deseada, los arietes a medida que se los coloca a diferentes alturas, son de menor tamaño.

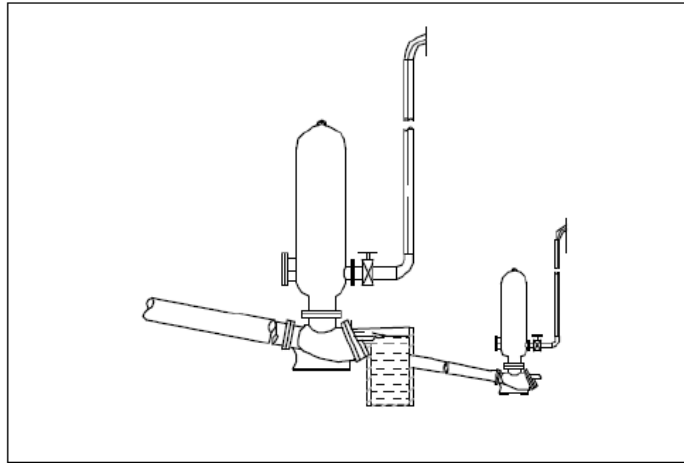


Fig. 21 Set de Arietes hidráulicos en serie

Fuente: MA, Chi; HYDRAULIC RAM HANDBOOK; Zhejiang University of Technology; 2002



Fig. 22 Ocho Arietes hidráulicos instalados en serie

Fuente: MA, Chi; HYDRAULIC RAM HANDBOOK; Zhejiang University of Technology; 2002

d.1.9.2. Ejemplos de Arietes Hidráulicos

En la actualidad y a nivel mundial se vienen realizando investigaciones y diseños de nuevos prototipos de Arietes Hidráulicos. Se han realizado variadas formas constructivas, pero manteniendo su principio de funcionamiento.(Figs. 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30,31 y 32).



Fig. 23 Ariete JECH .



Fig. 24 Ariete Finestra



Fig. 25 Ariete Hydraulischer Widder

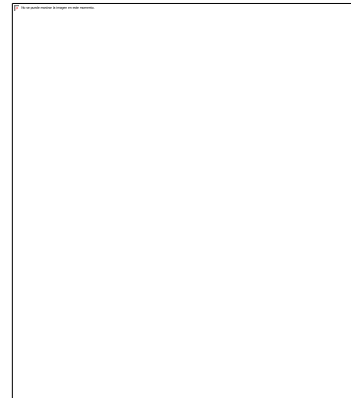


Fig. 26 Ariete Walton



Fig. 27 Arietes Weinmann-SANO.



Fig. 28 Arietes de arroyuelo Weinmann.



Fig. 29 Ariete JAPONÉS.



Fig. 30 Ariete IMPAG.



Fig. 31 Ariete AHM CITA 3-L3V-AG



Fig. 32 Ariete AHM CITA 6-L3V.

d.2 CAPÍTULO II:FUNDAMENTO TEÓRICO PARA EL DISEÑO HIDRÁULICO Y MECÁNICO DEL ARIETEMULTIPULSOR.

d.2.1 Introducción

Las energías renovables en la actualidad están tomando un elevado auge; hay que tomar en cuenta que en el Ecuador también se vienen realizando programas de investigación y diseño de diferentes prototipos de equipos hidráulicos los cuales ayuden de forma considerable al ahorro de energía eléctrica en instalaciones hidráulicas con el objetivo de aminorar las pérdidas y no crear ningún tipo de contaminación.

Este capítulo permitirá el estudio de la metodología para el cálculo hidráulico y mecánico del Ariete Hidráulico Multipulsor; para lo que se utilizará las leyes de la hidráulica, que es la ciencia que estudia los líquidos en su estado de reposo y movimiento.

El Ariete Hidráulico Multipulsor es una máquina de auto operación que utiliza como fuente de energía la del propio líquido que fluye y está destinado a bombear agua desde un nivel más bajo a una determinada altura.

Se utiliza la ciencia denominada Hidromecánica que es la parte de la mecánica que estudia el equilibrio y movimiento de los líquidos, así como la acción recíproca de las fuerzas del líquido y de los cuerpos sumergidos en él o las superficies que lo limitan.

Un fluido es un medio material continuo, deformable, desprovisto de rigidez, capaz de "fluir", es decir de sufrir grandes variaciones de forma, bajo la acción de fuerzas. La solución de cualquier problema de flujo de fluidos requiere un conocimiento previo de las propiedades físicas del fluido en cuestión.

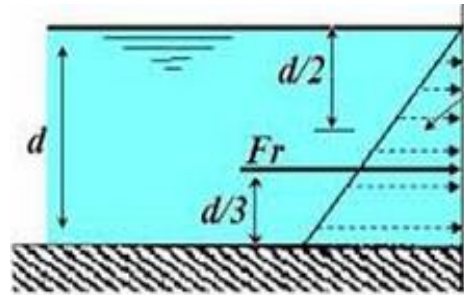
d.2.2 Fuerzas que actúan sobre el líquido.

d.2.2.1 Presión en el líquido

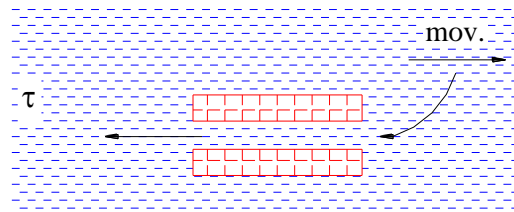
En hidráulica, igual que en toda la hidromecánica, se hace abstracción de la estructura molecular de la sustancia y el líquido se considera como un medio que llena el espacio sin vacíos e intersticios, es decir, como una continuidad. Por lo tanto, las

fuerzas que actúan sobre los volúmenes dados del líquido y que son respecto a éstos exteriores se subdividen en de masa y superficiales,(NEKRASOV, 1968)

Fuerzas superficiales: Las fuerzas superficiales son aquellas que están distribuidas sobre la superficie del líquido y son proporcionales al área de la misma.(Fig. 33)



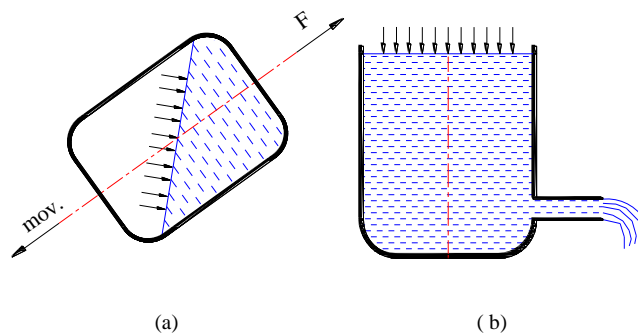
(a)



(b)

Fig. 33 Ejemplos de fuerzas superficiales: (a) hidrostática, (b) tensión tangencial.
Fuente: La autora

Fuerzas de masa: Las fuerzas de masa, son proporcionales a la masa del cuerpo líquido o, para líquidos homogéneos, a su volumen. (Fig. 34)



(a)

(b)

Fig. 34 Ejemplos de fuerzas de masa: (a) inercia, (b) gravedad.
Fuente: La autora

En Hidromecánica tanto las fuerzas de masa como las superficiales se estudian generalmente como fuerzas relacionadas con unidades correspondientes. Las fuerzas de masa se relacionan con la unidad de masa, y las superficiales con la unidad de superficie.

En el sistema internacional de unidades (S.I.) como unidad de presión se ha adoptado (N/ m²), (NEKRASOV, 1968)

$$P = \frac{F}{A} \left(\frac{N}{m^2} \right) \quad (8)$$

d.2.2.2 Propiedades de la presión hidrostática.

Dentro de los líquidos en reposo es posible solamente una forma de tensión: la compresión; es decir, la presión hidrostática.

1. La presión hidrostática en la superficie exterior del líquido, está siempre dirigida según la normal al interior del volumen del líquido que se examina.
2. La presión hidrostática en cualquier punto interior del líquido es igual en todas las direcciones; es decir, la presión no depende del ángulo de inclinación de la superficie sobre la que actúa en dado punto. Fig. 35

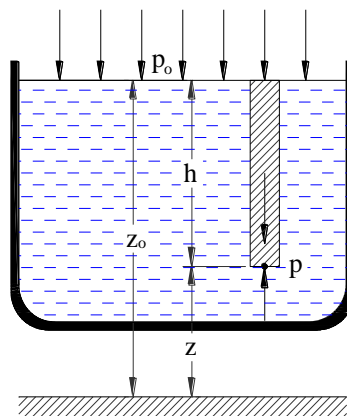


Fig. 35 Esquema para la deducción de la ecuación hidrostática fundamental.

Fuente: La autora

La ecuación fundamental de la hidrostática consta de dos magnitudes: la presión en la superficie exterior del líquido P_o y la condicionada por el peso de las capas del líquido.

$$P = P_o + h\gamma \quad (9)$$

$$P = P_o + h\rho g \quad (10)$$

Sustituyendo en la ecuación (9) h por $z_o - z$ se tiene:

$$z + \frac{p}{\gamma} = z_o + \frac{p_o}{\gamma} = \text{cte.} \quad (11)$$

d.2.3 Propiedades fundamentales de los líquidos de gotas.

Las propiedades físicas fundamentales de los líquidos de gotas de las cuales trata principalmente la hidráulica son las siguientes:(NEKRASOV, 1968)

d.2.3.1 Densidad

La principal característica de un fluido es su densidad, que es la masa comprendida en la unidad de volumen (para un líquido homogéneo).

$$\rho = \frac{m}{V} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \quad (12)$$

Peso específico: peso comprendido a la unidad de volumen del líquido, o sea:

$$\gamma = \frac{G}{V} \left(\frac{kgf}{m^3} \right) \quad (13)$$

Donde G es peso del líquido y V es el volumen del líquido.

d.2.3.2 Viscosidad.

Es la propiedad del líquido de oponerse al desplazamiento o resbalamiento de sus capas. Ésta a su vez es inversa a la fluidez, los líquidos con mayor viscosidad (aceites lubricantes y otros) son menos fluidos y viceversa.(WEINMANN, 2004)(MONTECINOS, 2004)(NEKRASOV, 1968)(GUNT, 1998)(GILES, 1973).

Al fluir un líquido por una tubería la mayor velocidad se encuentra en el centro del tubo y en las paredes es cero.

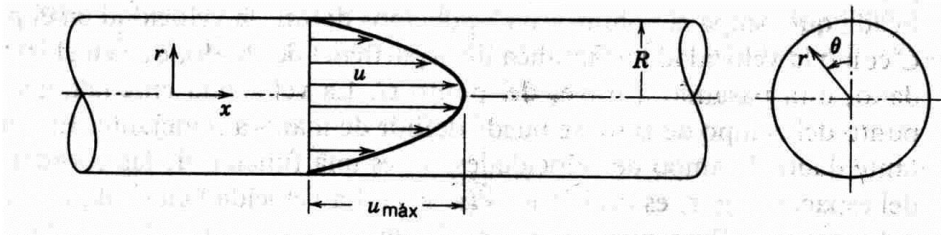


Fig. 36 Esquema de la distribución de la velocidad en la sección transversal de la tubería.
Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos10/resumen/Image407.jpg> (OCAÑA M., 2010)

Conforme a la hipótesis enunciada por primera vez por Newton en 1686 y más tarde demostrada experimentalmente por el profesor N. Petrov en 1883, la tensión tangencial en los líquidos depende de la clase de éste y del carácter de la corriente. Si la corriente se efectúa en el régimen laminar, cambia en proporción directa al gradiente transversal de la velocidad. Ley de Newton es:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy}, \quad (14)$$

Donde:

$$\tau = \text{tensión tangencial} \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

μ = coeficiente dinámico de viscosidad.

$$\frac{dv}{dy} = \dot{\gamma} \text{ - gradiente de velocidad.}$$

Para determinar el coeficiente de viscosidad se resuelve la ecuación (14) respecto a μ (Pa.s). Se tendrá:

$$\mu = \tau \cdot \frac{dy}{dv} \quad (15)$$

También se caracteriza la viscosidad a través del coeficiente cinemático de viscosidad ν en m^2/s .

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (16)$$

La viscosidad de los líquidos se determina mediante viscosímetros y la ciencia dedicada a esta parte de la hidráulica se conoce como Reología.

d.2.3.3 Reología

La reología es la ciencia del flujo y la deformación de los materiales. De acuerdo al comportamiento reológico, los líquidos se clasifican en Newtonianos y no Newtonianos. (Fig. 37)

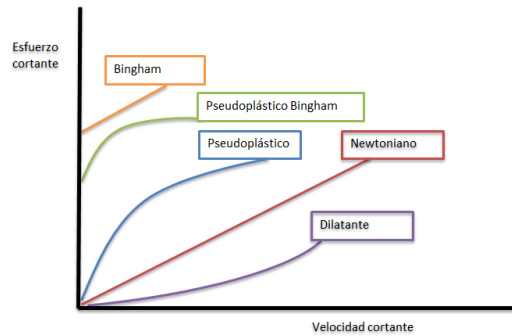


Fig. 37 Curvas de flujo típicas.

Fuente: <http://myrefpoint.blogspot.com/> (ESPERANZA P. Tomás, 2013)

- 1.- Newtonianos → $\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy}$
- 2.- Pseudoplásticos → $\tau = K \cdot \gamma^n ; n < 1$
- 3.- Dilatantes → $\tau = K \cdot \gamma^n$
- 4.- Plástico ideal → $\tau = \tau_0 + n \cdot \gamma$, τ_0 – esfuerzo cortante inicial.
- 5.- Plástico real → $\tau = \tau_0 + K \cdot \gamma$

d.2.4 Número de Reynolds.

La frontera existente entre el régimen laminar y el régimen turbulento puede establecerse analíticamente a partir del valor del número de Reynolds; cuyo valor es:

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (17)$$

Siendo ν la viscosidad cinemática del fluido en estudio. En el caso de una tubería de sección circular, la expresión del número de Reynolds es:

$$Re = \frac{4Q}{\pi \nu D} \quad (18)$$

En la Empresa G.U.N.T. de Hamburg-Alemania se diseñó un equipo para efectuar ensayos de Osborne Reynolds y visualizarlos. Este equipo permite representar la corriente laminar y turbulenta; pudiéndola observar gracias a un trazado en tinta en un fragmento de tubo transparente (Fig. 38).

El cambio de régimen laminar a turbulento se produce cuando: $Re \approx 2300$

$Re_{lam.} \leq 2300$ corresponde a un régimen laminar.

$Re_{turb.} \geq 2300$ corresponde a un régimen turbulento.

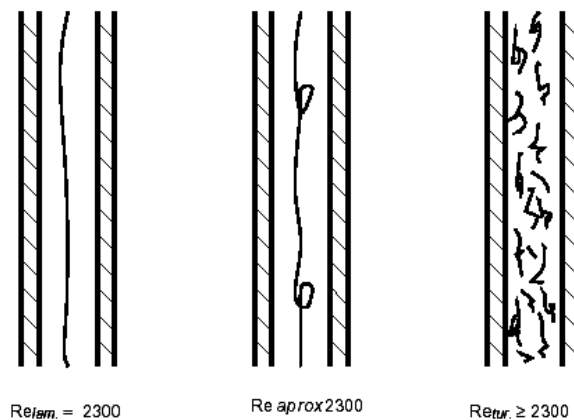


Fig.38 Experimento de Reynolds.
Fuente: [www. Física.laguia2000.com](http://www.Fisica.laguia2000.com)

d.2.5 Radio hidráulico.

Para calcular el número de Reynolds cuando se presentan conductos cuya sección transversal no es circular, el diámetro circular es sustituido por el diámetro equivalente ($D \rightarrow D_{equ} = 4 \cdot R_h$) que a su vez es igual a cuatro veces el radio hidráulico, siendo éste a su vez igual a:

$$R_h = \frac{\text{Superficie de la sección transversal de la vena líquida}}{\text{Perímetro mojado}} \quad (19)$$

d.2.6 Gasto o caudal.

Se denomina caudal Q a través de una superficie A (Fig.39), a la cantidad de fluido que atraviesa dicha superficie en un tiempo t .

$$L = V \cdot t$$

$$V = \frac{L}{t}$$

$$Q = \frac{L}{t} \cdot A$$

$$Q = V \cdot A$$

$$Q = V \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (20)$$

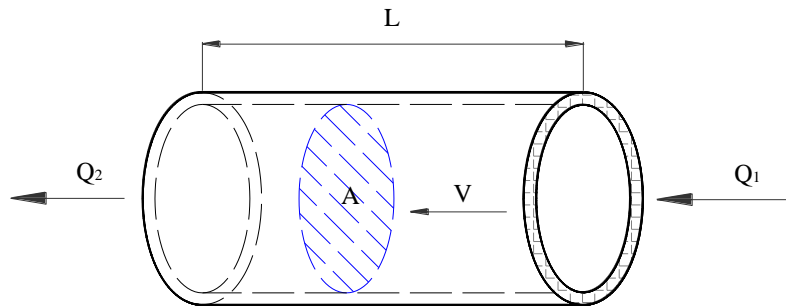


Fig. 39 Demostración de Caudal = Velocidad x Área.
Fuente: La autora

Como $Q_1 = Q_2$, entonces:

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 \quad (21)$$

d.2.7 Factor de fricción.

En régimen laminar ($Re \leq 2300$), el factor de fricción λ depende únicamente del número de Reynolds y puede calcularse mediante la expresión:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (22)$$

En el caso del régimen turbulento ($Re \geq 2300$), el factor de fricción depende del número de Reynolds Re y de la rugosidad relativa ε_r , siendo ésta última el cociente entre la rugosidad equivalente de la tubería y el diámetro D :

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D} \quad (23)$$

La rugosidad equivalente absoluta cuantifica el estado superficial de la tubería y su incidencia sobre las pérdidas por fricción.

En el caso del régimen turbulento, puede calcularse el factor de fricción mediante la expresión formulada por el ruso P. Konakov:

$$\lambda = \frac{1}{(1,81 \log Re - 1,5)^2} \quad (24)$$

Hay que tener en cuenta que la corrosión, incrustaciones, etc. aumentan la rugosidad en las tuberías, modificando el factor de fricción y aumentando las pérdidas de carga. Es conveniente prever esta situación pues los ábacos están realizados con valores obtenidos con tuberías nuevas y limpias.

d.2.8 Cálculo de pérdidas por fricción.

Existe una gran variedad de expresiones para el cálculo de la pérdida de carga en tuberías, entre las que se encuentra la que usualmente se denomina ecuación de Darcy-Weisbach (en adelante DW), que fue inicialmente propuesta por Weisbach en 1855 y posteriormente por Darcy en 1875, cuya expresión es:

$$h_{\text{roz.}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (25)$$

Siendo v la velocidad media del flujo y λ el llamado factor de fricción. La expresión en función del caudal es:

$$h_{\text{roz.}} = \frac{8\lambda L}{\pi^2 g D^5} Q^2 \quad (26)$$

La fórmula de DW es completamente general y sirve para el cálculo de pérdidas de carga tanto para un flujo laminar como turbulento. Las características del flujo influyen decisivamente en el cálculo del factor de fricción λ sin afectar al resto de términos de la fórmula de DW.

d.2.9 Cálculo de pérdidas locales.

Algunos elementos y complementos especiales de las tuberías, como cuadrantes de tubo o codos, ramificaciones de tubos, modificaciones de la sección transversal o incluso válvulas generan pérdidas de presión adicionales además de las pérdidas por fricción de la pared (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009).

$$h_{loc} = \zeta_{loc} \frac{v^2}{2g} \quad (27)$$

Cuando se modifica la sección transversal y las velocidades asociadas, en la pérdida de presión total también se debe tener en cuenta porcentajes de la pérdida de presión de Bernoulli (presión dinámica).

d.2.10 Aplicación de la ecuación de Bernoulli para la determinación de la presión a la entrada del ariete

Para calcular la presión hidrodinámica a la entrada del ariete hidráulico multipulsor se aplica la ecuación de Bernoulli para corriente de líquido real.

$$z_o + \frac{p_o}{\gamma} + \frac{v_o^2}{2g} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_T$$

$$h_T = h_{roz.} + \sum h_{loc.}$$

Donde:

p_o = presión atmosférica a la entrada (Kg/m^2).

p_1 = presión a la salida (Kg/m^2).

v_o = velocidad inicial (m/s).

v_1 = velocidad en la salida (m/s).

$$v_o = v_1$$

$z_o = H_a$ = Altura de alimentación (m),

$h_{roz.}$ = pérdidas por rozamiento (m).

$h_{loc.}$ = pérdidas locales (m).

h_T = pérdida total (m).

$p_o = p_1$

$z_1 = 0$

Obteniéndose:

$$p_1 = (H_a - h_T)\gamma \quad (28)$$

d.2.11 Cálculo de las pérdidas hidráulicas en la tubería de alimentación (H_a).

$$H_a = \frac{v^2}{2g} + \sum h_T$$

$$H_a = \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta \frac{v^2}{2g}$$

$$H_a = \frac{v^2}{2g} \left(1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta \right) \quad (29)$$

d.2.12 Cálculo de la altura desarrollada por el ariete (H_i).

Para calcular la altura desarrollada por el ariete H_i se debe sumar a la altura de descarga h_d , los elementos de pérdidas hidráulicas (locales, rozamiento, inercia):

$$H_i = h_d + h_{roz.} + h_{loc.} + h_{iner.} \quad (30)$$

La $h_{iner.}$ representa la carga de inercia que es la resistencia de inercia al movimiento o la energía gastada para vencer las fuerzas de inercia. Se calcula según la ecuación:

$$h_{iner.} = \frac{1}{g} \frac{dv}{dt} \quad (31)$$

Donde dv/dt es la ley de variación de velocidad con respecto al tiempo, es decir $v = f(t)$.

d.2.13 Cálculo del diámetro de la tubería.

Para dimensionar la tubería, se toma en cuenta la ecuación 20 de la que se obtiene que:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad (32)$$

Una vez obtenido el diámetro de la tubería, se encuentra que el valor obtenido raramente corresponde con un diámetro comercialmente disponible; razón por la cual se debe escoger el más cercano; sin olvidar que se utilizará el que se encuentra presente en el Laboratorio de Hidráulica de la Universidad Nacional de Loja.

Por defecto, se contemplan los valores de la viscosidad cinemática del agua a distintas temperaturas, en el rango de 0 a 100 grados centígrados, aunque el valor que figura por defecto corresponde a una temperatura de 17 °C correspondiente a la temperatura presente en la ciudad de Loja, esto es $v = 1,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

d.2.14 Cálculo del golpe de ariete.

El científico ruso N. Zhukovski (1847-1921) estudió este fenómeno por primera vez en su obra “Sobre el choque hidráulico”, como parte de sus indagaciones hidroaeromecánicas, que constituyeron la base teórica para la posterior comprensión del funcionamiento de la bomba de golpe de ariete o ariete hidráulico, lo que demuestra que los fenómenos físicos (y los naturales en general) no deben asumirse como negativos o positivos, sino como leyes. Si se asume un flujo sin pérdidas, se puede aplicar el principio de conservación de la energía.

Cuando no hay pérdidas al inundar la tubería, la velocidad máxima que puede alcanzar el agua con una caída de h_1 es de:

$$V_1 = \sqrt{2gh_1} \quad (33)$$

La energía del agua que inunda la tubería es de:

$$E_{\text{cin}} = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 \quad (34)$$

La energía del agua transportada hacia arriba hasta la altura h_2 es de:

$$E_{\text{pot}} = \dot{m}_2 g h_2 \quad (35)$$

Si se iguala, el resultado es:

$$\dot{m}_1 g h_1 = \dot{m}_2 g h_2 \quad (36)$$

O, con los caudales másicos, se obtiene la relación de caudal másico:

$$\mu = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{h_1}{h_2} \quad (37)$$

Es decir, el caudal másico \dot{m}_2 , transportado hasta la altura h_2 depende de la relación entre las alturas. A menor cantidad de agua, mayor altura de elevación. Por supuesto, esta simple relación sólo es válida si:

1. En el tubo de entrada toda la energía potencial se puede convertir en velocidad.
2. Toda la energía cinética se puede convertir en presión.

En la práctica, hay pérdidas a causa del funcionamiento impreciso de las válvulas y de las resistencias al flujo, por lo que se da una reducción considerable de la relación de caudal másico.

Los transitorios bruscos, también denominados Golpes de Ariete, están producidos por variaciones muy rápidas de las condiciones de funcionamiento de la instalación, el ejemplo es el transitorio producido por la desaceleración del fluido a consecuencia del cierre rápido de una válvula. Al estudiar este tipo de transitorios no es posible seguir manteniendo las hipótesis de un fluido incompresible y conducciones indeformables. Por el contrario, las capacidades del fluido de modificar su densidad por los efectos de la presión y de las conducciones de deformarse pasan a jugar un papel fundamental en la descripción del fenómeno. En el Golpe de Ariete el efecto de modificar una condición de funcionamiento se transmite al resto de la instalación a una velocidad finita. Las variables hidráulicas son la altura piezométrica y el caudal (velocidad media) en cada punto de la instalación.

Los parámetros que se deben tomar en cuenta para la formulación matemática en la instalación de arietes hidráulicos son: el comportamiento de las pérdidas de carga por fricción o turbulencia, la longitud del recorrido de la válvula de impulso, el peso que actúa sobre la válvula de impulso, la resiliencia debida a la elasticidad del agua, el material de la tubería de impulso y la duración del período durante el cual la válvula de impulso se cierra, entre otros elementos.

Para el cálculo de la energía cinética es necesario calcular la masa de agua que fluye por la tubería en un segundo, con la siguiente ecuación (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009):

$$m_1 = Q * \rho * t \quad (38)$$

d.2. 14.1 Ecuaciones características del fenómeno

Los dos parámetros más característicos del golpe de ariete son la relación causa-efecto (variación de velocidad-variación de presión), o pulso de Joukowsky, así como la celeridad a a la que se propagan las perturbaciones en la conducción.

d.2.14.1.1 El pulso de Joukowsky.

El resultado del balance de fuerzas conduce a la expresión de Joukowsky:

$$\Delta p = \rho a v \quad (39)$$

Donde Δp es el pulso de presión experimentado por la conducción al producirse una variación en las condiciones del flujo; ρ es la densidad del fluido; a la celeridad de la onda de presión; y v la variación experimentada por la velocidad del fluido (PASHKOV N., DOLGACHEV F.M., 1982).

Es costumbre en el estudio de los problemas hidráulicos trabajar con alturas piezométricas en lugar de con presiones, por lo que alternativamente a (39) suele expresarse como:

$$\Delta H = \frac{a}{g} v \quad (40)$$

El denominado pulso de Joukowsky ($\Delta H = \rho a V_0$), valor máximo que puede adoptar la expresión (39) cuando la reducción de expresión es completa (V_0), constituye en la mayoría de los casos, la máxima sobrepresión que se puede alcanzar, toda vez que se corresponde con el máximo decremento de expresión posible. Existen, sin embargo, situaciones en las que es posible alcanzar sobrepresiones a las proporcionadas por el pulso de Joukowsky. Por un lado se encuentra el efecto de la fricción que en apartados posteriores se analiza. Por otro lado, cuando se rompe la columna de líquido y aparece cavitación, los picos subsiguientes al colapso de la burbuja de vapor pueden ser varias veces superior al de Joukowsky (PARRES, 1986).

d.2.14.1.2 Celeridad del pulso de presión

La velocidad de propagación de las perturbaciones en un transitorio hidráulico, es lo que se ha venido denominando hasta ahora como celeridad a de la onda de presión. El valor de dicha celeridad fue propuesto por Korteweg a finales del siglo XVIII, si bien su justificación puede seguirse en (ABREU J., GUARGA R., IZQUIERDO J., 1995). La expresión de dicha celeridad es:

$$a = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \frac{D}{e} \frac{K}{E}}} \quad (41)$$

Como puede verse depende de las características del fluido (módulo de compresibilidad K y densidad ρ), y de las características de la tubería (módulo de elasticidad E , diámetro interior D y espesor e).

Para el caso particular del agua ($K=2 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$; $\rho_{\text{H}_2\text{O}}=1000 \text{ Kg/m}^3$) puede particularizarse la expresión (41) de la forma:

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{K}{E} \frac{D}{e}}} \quad (42)$$

Donde:

K = módulo de compresibilidad (N/m^2)

D = diámetro interior de la tubería (m)

e = espesor de las paredes de la tubería (m)

E = módulo de elasticidad

Muestra con claridad como el valor máximo, para una tubería infinitamente rígida sería 1425 m/s. Además se puede ver también como a menor rigidez de la conducción corresponden valores menores de la celeridad. A modo de apoyo a las expresiones anteriores se recogen en el anexo # 5 los valores del módulo de elasticidad de algunos materiales de tuberías comunes, (PASHKOV N., DOLGACHEV F.M., 1982).

d.2.14.2 **Condiciones de contorno de la instalación.**

La condición de contorno del cierre de la válvula es la que constituye el fundamento principal del programa GALIV-FLOWTITE(GARCÍA, 2014). En este programa se dispone de una aducción por gravedad, que dispone de una válvula de regulación en el extremo aguas abajo de la misma que se va a cerrar.

d.2.14.2.1 **Tiempo de cierre de la válvula.**

Las ondas de choque viajan aguas arriba y abajo desde la válvula ajustada llegarán finalmente a los extremos del tubo, donde las presiones son controladas por niveles estacionarios de energía, por ejemplo los depósitos de agua (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009)(AWOKE TESSEMA, 2000).

Se denomina periodo o fase de la tubería el tiempo en que la onda de sobrepresión va y vuelve de una extremidad a otra de la tubería.

$$T = \frac{2L}{a} \quad (43)$$

Donde:

T = fase o periodo de la tubería (s).

L = Longitud de la tubería (m).

a = Velocidad de propagación de la onda (m/s).

Cuando la onda llega, al regresar ella cambia el sentido, haciendo de nuevo el mismo recorrido de ida y vuelta en el mismo tiempo T , pero con signo contrario, bajo la forma de onda de depresión (Figs. 40 y 41).

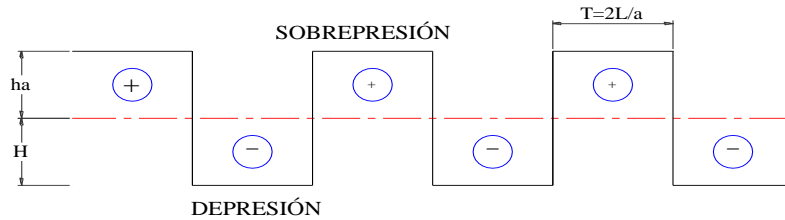


Fig. 40 Representación del periodo sin considerar pérdidas por fricción.
Fuente: La autora

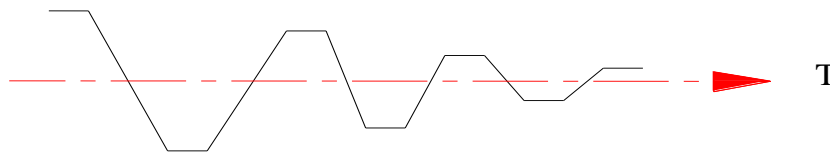


Fig. 41 Representación del periodo considerando las pérdidas por fricción.
Fuente: La autora

El tiempo de cierre de la válvula es un importante factor. Si el cierre es muy rápido, la válvula quedará completamente cerrada antes de actuar la depresión. Por otro lado, si la válvula es cerrada lentamente, habrá tiempo para que la onda de depresión actúe, antes de la obturación completa. De ahí la clasificación de las maniobras de cierre. Si la maniobra es rápida se determina con (44), si la maniobra es lenta con (45).

$$t_c < \frac{2L}{a} \quad (44)$$

$$t_c > \frac{2L}{a} \quad (45)$$

Donde:

t_c = tiempo de cierre o maniobra.

a = velocidad de la onda de presión.

L = longitud de la tubería.

La sobrepresión ocurre cuando la maniobra es rápida, esto es, cuando $t_c < \frac{2L}{a}$. En estas condiciones tiene lugar un choque hidráulico directo. Si $t_c > \frac{2L}{a}$, surge el llamado choque hidráulico indirecto, la onda de choque reflejándose del recipiente regresa a las válvulas antes de que estas sean cerradas por completo.

En el programa GALIV-FLOWTITE (GARCÍA, 2014), se ha implementado esta condición de contorno y se han recogido diferentes curvas $\tau(t)$, correspondientes a diferentes tipos de válvulas reales disponibles comercialmente: compuerta, globo, aguja, mariposa y esfera. No obstante si se desea introducir alguna válvula diferente puede realizarse ajustando la curva de cierre a una expresión de la forma, (STREETER V., WYLIE E., BEDFORD K., 2000):

$$\tau(t) = \left(1 - \frac{t}{t_c}\right)^b \quad (46)$$

Siendo $\tau(t)$ el coeficiente sin dimensiones de la abertura de la válvula. $\tau = 1$, para flujo permanente y se reduce a cero, cuando la válvula se cierra y t_c el tiempo de cierre de la válvula, y b , un exponente adecuado para ajustar la curva real a la formulación establecida.

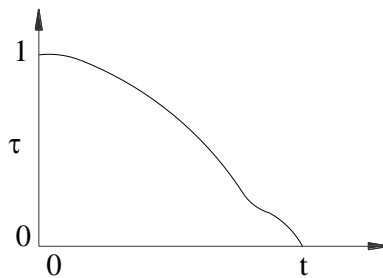


Fig. 42 Coeficiente de apertura de la válvula en función de t .
Fuente: La autora

En definitiva, es la consideración simultánea, en el programa GALIV-FLOWTITE, de la ecuación (46) junto con la ecuación característica positiva lo que permite modelar adecuadamente el comportamiento de la válvula durante el cierre de la misma. Una vez que se ha producido el cierre completo de la válvula, la condición de contorno es mucho

más sencilla, pues se reduce a considerar nula la velocidad o el caudal en el punto situado inmediatamente aguas arriba de la válvula.

d.2.15 Ecuaciones de flujo y pérdidas hidráulicas para el Ariete Multipulsor.

En el ariete hidráulico multipulsor el gasto se distribuye entre las válvulas, si estas son idénticas $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 = Q_5 = Q_6$. La altura de alimentación H_a encuentra en su recorrido una resistencia hidráulica que se divide en seis partes es decir seis veces menor, lo cual favorece al caudal total $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$, el resultado de esta construcción es una máquina de mayor eficiencia ya que aprovecha mejor la carga de alimentación y el volumen de agua que fluye en el ariete es mayor (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009):

$$\sum h_1 = \sum h_2 = \sum h_3 = \sum h_4 = \sum h_5 = \sum h_6$$

$$\zeta_1 \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = \zeta_2 \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = \zeta_3 \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g} = \zeta_4 \cdot \frac{V_4^2}{2 \cdot g} = \zeta_5 \cdot \frac{V_5^2}{2 \cdot g} = \zeta_6 \cdot \frac{V_6^2}{2 \cdot g} \quad (47)$$

$$Q = V \cdot A$$

$$V = \frac{Q}{A}$$

La expresión en función del caudal, se obtiene:

$$\zeta_1 \cdot \frac{Q_1^2}{2 \cdot g \cdot A^2} = \zeta_2 \cdot \frac{Q_2^2}{2 \cdot g \cdot A^2} = \zeta_3 \cdot \frac{Q_3^2}{2 \cdot g \cdot A^2} = \zeta_4 \cdot \frac{Q_4^2}{2 \cdot g \cdot A^2} = \zeta_5 \cdot \frac{Q_5^2}{2 \cdot g \cdot A^2} = \zeta_6 \cdot \frac{Q_6^2}{2 \cdot g \cdot A^2} \quad (48)$$

Donde:

$\sum h$ = Sumatoria de pérdidas hidráulicas (m).

ζ = Coeficiente de resistencia, (adimensional).

g = aceleración de la gravedad, (9,81m/s²).

v = velocidad, (m/s).

Q = caudal, (m³/s).

A = área, (m²).

Las ecuaciones (47) y (48) describen cuantitativamente las magnitudes de gastos que se obtienen en un ariete multipulsor.

d.2.16 Tiempo que tarda en establecerse una corriente

Cuando se abren las válvulas del ariete la altura H_a produce la aceleración de la corriente en los primeros instantes, pero al aumentar la velocidad, la altura aceleradora se reduce por el rozamiento y por las pérdidas menores. Si L_e es la longitud equivalente del sistema de tuberías, la velocidad final v_o se obtiene aplicando la ecuación de la energía (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009)(IZQUIERDO, 1992). La ecuación de movimiento es:

$$\gamma A \left(H_a - \lambda \frac{L_e}{D} \frac{v^2}{2g} \right) = \frac{\gamma A L}{g} \frac{dv}{dt} \quad (49)$$

Donde $L_e = L + KD/\lambda$. En la que K sumatoria de coeficiente de perdidas en toda la tubería.

Despejando dt y agrupando convenientemente.

$$\int_0^t dt = \frac{Lv^2}{gH} \int_0^v \frac{dv}{v_o^2 - v^2} \quad (50)$$

Después de integrar resulta:

$$t = \frac{Lv_o}{2gH_a} \ln \frac{v_o + v}{v_o - v} \quad (51)$$

La velocidad v tiende a v_o asintóticamente, es decir, matemáticamente tiene que transcurrir un tiempo infinito para que v alcance el valor de v_o . Prácticamente para que v alcance el valor de $0,99 v_o$, el tiempo que pasa es(BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009):

$$T_a = \frac{Lv_o}{2gH_a} \ln \frac{1,99}{0,01} = 2,646 \frac{Lv_o}{gH} \quad (52)$$

d.2.17 Presión hidráulica sobre la válvula de derrame o impulso.

Durante el periodo de aceleración, la fuerza hidráulica sobre la válvula de derrame va en aumento hasta que empieza a exceder la fuerza “F”, y éste es el momento en el cual la válvula de derrame empieza su movimiento de cierre (MATAIX, 1982).

Según D. Stevenazzi (STEVENAZZI, 1986), el resultado de investigaciones para obtener el máximo rendimiento de un ariete es necesario que la velocidad de la corriente de agua en el momento que se cierra la válvula de derrame sea inferior a la velocidad del régimen bajo la carga constante H_a . La relación entre estas dos velocidades varía con la siguiente expresión:

$$0,3 V_{\text{máx}} < V_o < 0,8 V_{\text{máx}}$$

Donde:

v_o = Velocidad en el instante que se cierra la válvula de derrame, cuando $t = T_a$ (m/s).

$v_{\text{máx}}$ = Velocidad máxima que se obtiene en la tubería de alimentación para un diámetro D (m/s).

Por la mecánica de fluidos (MATAIX, 1982) se sabe que la fuerza de arrastre que se ejerce sobre la cara inferior de la válvula, en el momento en que está válvula empieza a cerrarse, está dada por (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009):

$$F_d = C_d \left(\frac{\rho v_o^2}{2} \right) A_d \quad (53)$$

Donde:

F_d = Fuerza de arrastre sobre la válvula de derrame, (N).

C_d = Coeficiente de arrastre.

ρ = Densidad del fluido, (Kg/m^3).

v_o = Velocidad del fluido al iniciarse el cierre, (m/s).

A_d = Área proyectada de la válvula de derrame, (m^2).

La fuerza “F” de la válvula de derrame es igual al peso W con dirección hacia abajo, y la fuerza de arrastre Fd que tiene una dirección en contra de la fuerza “F” (hacia arriba) tiene que ser mayor para que se cierre la válvula de derrame, empezando el movimiento de la válvula cuando estas fuerzas son iguales.

El factor Cd también varía según la carrera de las válvulas, por lo que se tiene que encontrar una expresión de Cd que sea función de la carrera, y la única manera de evaluarlo es experimental.

J.Krolha desarrollado una expresión para la válvula hidrodinámica o de cuerpo esférico que relaciona el coeficiente de arrastre Cd con la carrera de la válvula “s”. Esta válvula tiene la forma de una gota lo que permite que el agua fluya rápidamente, esta ecuación empírica se expresa como(KROL, 1951):

$$C_d = \frac{0,282 - 8,854s + 0,8 \cdot 10^{(0,52-270s)}}{s} \quad (54)$$

Donde:

Cd = Coeficiente de arrastre sobre la cara inferior de la válvula de derrame.

s = Carrera de la válvula de derrame (m).

Según el resultado de investigaciones de Stevenazzi (STEVENAZZI, 1986) para obtener el máximo rendimiento de un ariete, es necesario que la sección de descarga de la válvula de derrame sea igual a la sección del cuerpo tubular de la tubería de alimentación.

d.2.18 Cálculo de la pérdida hidráulica en la válvula de impulso

J.Krol. después realizar pruebas experimentales determinó que el uso de la válvula hidrodinámica, se obtiene una eficiencia mayor en un 18% que en las válvulas de plato; y por razón de estudio, ya que matemáticamente se puede demostrar las pérdidas que origina la válvula, esta formulación es posible aplicar a válvulas que estén dentro de un rango de peso entre 0,1 a 0,8 kg(KROL, 1951):

$$R_{(s)} = \frac{2,43 - 1,06s + 10^{(0,95-13,3s)}}{s} \quad (55)$$

Donde:

$R(s)$ = Pérdida en válvula de impulsión.

s = Carrera de la válvula (pulg).

d.2.19 Presión máxima y mínima de la instalación.

Según Mayol(MAYOL MALLORQUI, 1981) la presión máxima generada por el golpe de ariete en las tuberías de circulación por gravedad esta expresada por la ecuación 56 y la presión mínima esta expresada por la ecuación 57, en (m), (Anexo # 4), Ecuaciones también expresadas en (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009):

$$H_{\text{máx}} = H_a + h_a \quad (56)$$

$$H_{\text{mín}} = H_a - h_a \quad (57)$$

Donde:

H_a = presión ejercida por la altura de alimentación

h_a = presión generada por el golpe de ariete.

La presión máxima debido al golpe de ariete positivo es la suma de la presión ejercida por la altura de alimentación y la presión generada por el golpe de ariete; mientras que la presión mínima debido al golpe de ariete negativo es la diferencia de la presión ejercida por la altura de alimentación y la presión generada por el golpe de ariete.

d.2.20 Condiciones de resistencia al cortante de la válvula de impulsión.

La determinación de tensiones que se manifiestan en el caso de deformaciones por cizallamiento se calcula por el método de la sección.

Se suele suponer que las tensiones de cizallamiento τ se distribuyen uniformemente por el área de corte ($A_{\text{cort.}}$), debido a lo cual la resultante de las fuerzas internas de elasticidad se define como el producto del área (del corte) por la tensión de cizallamiento τ , en tanto que la condición de equilibrio se escribe así:

$$\tau A_{\text{cort.}} = F \quad (59)$$

Donde:

F = fuerza cortante, (Kg).

τ = tensión de cizallamiento, (Kgf/cm²).

$A_{\text{cort.}}$ = área o superficie de corte, (cm²).

$$A_{\text{cort.}} = \pi dh \quad (60)$$

Donde:

d = diámetro del vástago

h = espesor

Las ecuaciones teóricas al efecto de determinar las tensiones tangenciales reales τ tienen el aspecto:

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{cort.}}} \leq \tau_{\text{adm.}} \quad (61)$$

Siendo $\tau_{\text{adm.}}$ Las tensiones admisibles de cizallamiento.

$$\tau_{\text{adm.}} = \frac{\tau_f}{n} \rightarrow \tau_{\text{adm.}} = 0,6\tau_f \quad (62)$$

Donde:

τ_f = límite de fluencia (Kg/cm²).

n = coeficiente de seguridad (1,5).

d.2.21 Aplicación de la ecuación de Laplace para la parte esférica y cilíndrica.

Para la parte cilíndrica aplicaremos la siguiente formulación:

$$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_t}{\rho_t} = \frac{p}{e} \quad (63)$$

Esta ecuación recibe el nombre de ecuación de Laplace, (FEODOSIEV, 1980), donde:

σ_m = tensión meridional, (Kgf/cm²).

σ_t = tensión circunferencial, (Kgf/cm²).

ρ_m = radio de curvatura del arco meridional (cm).

ρ_t = radio de curvatura de la sección normal perpendicular al arco meridional.

p = presión normal (Kgf/cm²).

e = espesor (cm).

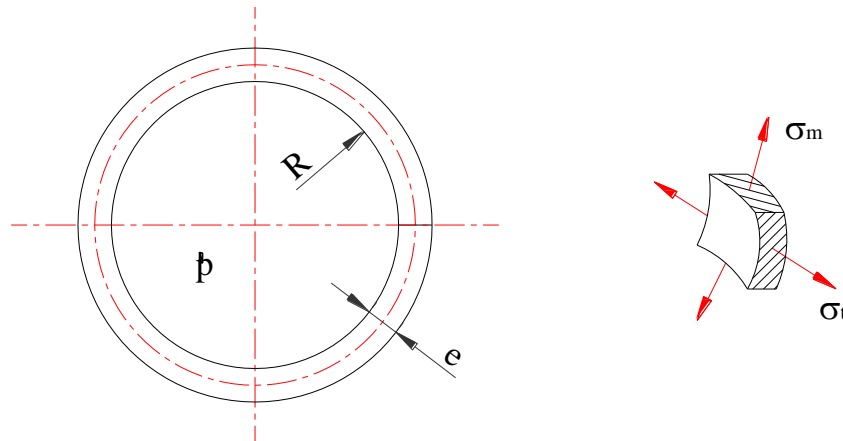


Fig. 43 Bóveda esférica.
Fuente: La autora

En la parte esférica de la cámara de aire (Fig. 43) está sometida a la acción de la presión interior p . radio R , el espesor de su pared es “ e ”. Para calcular sus tensiones por medio de una sección transversal separamos una pared de la esfera, tendremos que:

$$\rho_m = \rho_t = R$$

Según las condiciones de simetría:

$$\sigma_m = \sigma_t$$

Por la fórmula de Laplace se obtiene:

$$\sigma_m = \sigma_t = \frac{pR}{2e} \quad (64)$$

El estado tensional es plano:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pR}{2e} \quad (65)$$

La tensión principal mínima σ_3 se considera igual a cero.

Según la teoría de Mohr, independientemente del valor de h , se obtiene:

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - h\sigma_3 = \frac{pR}{2e} \quad (66)$$

Para la parte cilíndrica de la cámara de aire (Fig. 44) está sometida a la acción de la presión interior p . el radio del cilindro es R , el espesor de su pared es “ e ”. Para calcular sus tensiones por medio de una sección transversal separamos una pared del cilindro y planteamos para ella la ecuación de equilibrio, (FEODOSIEV, 1980). Se obtiene:

$$\sigma_m 2\pi R e = P \quad (67)$$

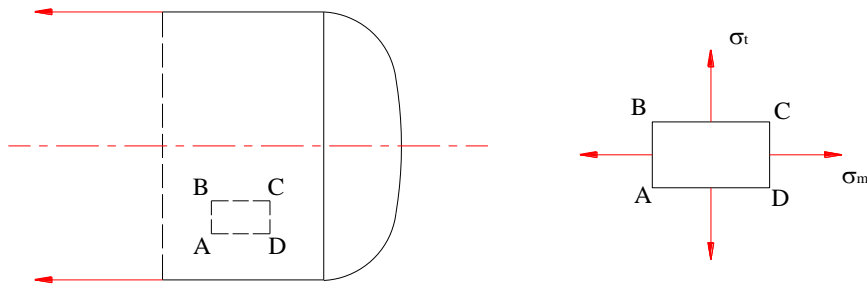


Fig. 44 Recipiente cilíndrico
Fuente: La autora

Según el primer teorema, la componente axial de las fuerzas de presión es independiente de la forma del fondo, igual a:

$$P = \pi R^2 p \quad (68)$$

Así pues,

$$\sigma_m = \frac{pR}{2e} \quad (69)$$

En el caso del cilindro $\rho_m = \infty$, $\rho_t = R$. Por esto, de la fórmula de Laplace se deduce:

$$\sigma_t = \frac{pR}{e} \quad (70)$$

O sea, que la tensión circunferencial es el doble de la meridional.

El elemento ABCD separado de la bóveda cilíndrica se encuentra en estado tensional plano (Fig. 44).

$$\sigma_1 = \sigma_t, \sigma_2 = \sigma_m, \sigma_3 = 0$$

La tensión equivalente es:

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \hbar\sigma_3 = \frac{pR}{e} \quad (71)$$

Se puede observar, en el caso del cilindro la tensión equivalente es dos veces mayor que la correspondiente a la bóveda esférica del mismo radio y espesor.

Para calcular el espesor de la parte cilíndrica de la cámara la condición de resistencia es:

$$\begin{aligned} \sigma_{eq} &= \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \\ \frac{pd}{2e} &\leq [\sigma] \\ e_c &\geq \frac{pd}{2[\sigma]} \end{aligned} \quad (72)$$

De la misma manera para la parte esférica la condición de resistencia es la siguiente:

$$e_{es} \geq \frac{pd}{4[\sigma]} \quad (73)$$

d.2.22 Cálculo del número de pernos.

Las tensiones admisibles a la tracción de los pernos se eligen de acuerdo con la fórmula:

$$\sigma_{adm.trac.} = 0,8 \frac{\sigma_f}{n} \quad (74)$$

Siendo n el grado de seguridad que se toma en los límites de 1,5 a 3,0 según F. Sokolov, P. Usov(SOKOLOV F.; USOV P., 1986).

$$\frac{F}{nA_{\text{per.}}} \leq \sigma_{\text{adm.trac.}} \quad (75)$$

Donde:

$$A_{\text{per.}} = \frac{\pi d^2}{4} \quad (76)$$

Donde:

n = número de pernos.

F = fuerza aplicada (kgf).

$\sigma_{\text{adm. trac.}}$ = tensión admisible a la tracción (Kgf/cm²).

d.2.23 Metodología para evaluar la eficiencia.

Por definición, la eficiencia está dada por la relación entre la potencia útil entregada en la descarga (n_u) y la potencia recibida (absorbida) del agua de alimentación (n_b)(BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009), (IZQUIERDO, 1992) viene dada por:

$$\eta = \frac{n_u}{n_b} 100[\%] \quad (77)$$

La eficiencia de un Ariete puede considerarse desde dos puntos de vista: desde el criterio de la eficiencia de D'Aubuisson y de Rankine.

d.2.23.1 Eficiencia de D'Aubuisson

D'Aubuisson tomó como referencia el nivel 2 (Fig.5 del capítulo I), considerando solamente el cuerpo del Ariete entonces la potencia entregada en la descarga será, (PASHKOV N., DOLGACHEV F.M., 1982):

$$n_u = q_b \cdot H_i \cdot g \cdot \rho ; [W] \quad (78)$$

Donde:

n_u = potencia útil entregada a la descarga (W)

q_b = caudal de bombeo (m^3/s)

H_i = altura desarrollada por el ariete (m)

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

ρ = densidad del agua (kg/m^3)

Se debe entender a H_i como la altura desarrollada por el ariete definida como (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009):

$$N_b = (Q_p + q_b) \cdot H_a \cdot g \cdot \rho \quad [W] \quad (79)$$

Donde:

$Q_p + q_b$ = Caudal de alimentación (m^3/s)

H_a = altura de alimentación (m)

Finalmente, la Eficiencia de D`Aubisson es(BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009):

$$\eta_k = \frac{q_b \cdot H_i}{(Q_p + q_b) H_a} 100 \quad ; \quad [\%] \quad (80)$$

d.2.23.2 Eficiencia de Rankine

Desde otro punto de vista, se determina la eficiencia de Rankine. Considerando la instalación como un todo. Entonces se tiene (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009):

$$n_u = q_b \cdot (H_i - H_a) \cdot g \cdot \rho \quad [W] \quad (81)$$

$$n_b = Q \cdot H_a \cdot g \cdot \rho \quad [W] \quad (82)$$

Entonces uniendo las ecuaciones 81 y 82 se obtiene:

$$\eta_R = \frac{q_b (H_i - H_a)}{Q \cdot H_a} 100 \quad [\%] \quad (83)$$

d.2.24 Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico es la relación entre el caudal de alimentación ($Q_p + q_b$) y el de descarga (q_b) (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009):

$$\eta_v = \frac{q_b}{Q_p + q_b} 100 ; [\%] \quad (84)$$

d.3 CAPÍTULO III:METODOLOGÍA

d.3.1 Esquema de la instalación

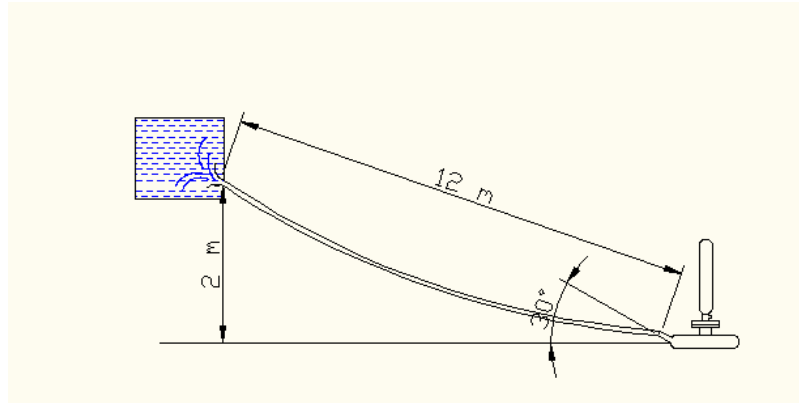


Fig. 45 Esquema de la instalación
Fuente: La autora

Diámetro válvula check	0,5 Diámetro de entrada
Diámetro cámara de aire	3 Diámetro de entrada
Altura cámara de aire	10 Diámetro de entrada
Diámetro de descarga	0,5 Diámetro de entrada

Tabla 1 Relaciones experimentales del Ariete Hidráulico
Fuente: Ing. Mec. Isaura Rodríguez (RÓDRIGUEZ, 2005)

Diámetro de entrada	2pulgadas
Diámetro válvula check	1 pulgada
Diámetro cámara de aire	6 pulgadas
Altura cámara de aire	20 pulgadas
Diámetro de descarga	1 pulgada

Tabla 2 Valores de dimensiones principales del Ariete Hidráulico
Fuente: La autora

Los cálculos de la presente tesis se encuentran basados en la tesis titulada: “ESTUDIO DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRÁULICO MULTIMPULSOR A&M 1.0”(BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009) y valores experimentales comprobados en los prototipos diseñados y construidos por el Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin, Mg. Sc. Docente de la Universidad Nacional de Loja; siendo los valores asumidos: $v = 1$ [m/s] y $D = 0,05$ [m].

d.3.2 Parte hidráulica de la instalación.

Para el cálculo de la parte hidráulica se debe tener en cuenta las dimensiones de la instalación, el tipo de régimen, las pérdidas por fricción, las pérdidas locales, la sobrepresión producida por el golpe de ariete para finalmente determinar la eficiencia y rendimiento volumétrico.

d.3.2.1 Cálculo de la longitud del conducto de impulsión

Según Kenneth R. Fox (FOX RW.; MC DONALD A.T., 1983) la dimensión óptima para el largo del tubo de impulsión es seis veces la altura H_a entonces:

$$L = 6H_a$$

$$L = 6(2)$$

$$L = 12[m]$$

Según Weinmann(WEINMANN, 2004)la longitud del tubo de impulsión debe tener la proporcionalidad de 1 : 4;es decir que por cada metro de caída vertical se proyectarán 4 metros de longitud, en este caso el conducto de impulsión según este autor sería de 8m.

Kenneth R Fox - Weinmann (FOX RW.; MC DONALD A.T., 1983), (WEINMANN, 2004)en sus investigaciones afirman que el ángulo de inclinación del conducto de impulsión debe estar entre 10° y 45° , si se calcula el ángulo θ mediante la ecuación del triángulo rectángulo con la longitud de 12 metros y el desnivel $H_a = 2[m]$, se obtiene que:

$$\text{sen}\theta = \frac{H_a}{L}$$

$$\text{sen}\theta = \frac{2}{12}$$

$$\theta = 9^\circ 35'$$

Se utilizan dos conductos de plástico (PVC RDE 26) normalizados que tienen una longitud de [6m] cada uno, un diámetro interior de 50,8 [mm] (2 pulgadas) (existentes en el Laboratorio de Hidráulica de la Universidad Nacional de Loja) y serán ubicados en la instalación a un ángulo de 30° debido a que el valor obtenido se encuentra en el rango sugerido por Kenneth R. Fox – Weinmann (FOX RW.; MC DONALD A.T., 1983)(WEINMANN, 2004).

d.3.2.2 **Determinación del tipo de régimen.**

El tipo de régimen de trabajo viene dado directamente por el número de Reynolds, se toma en cuenta el análisis realizado en el capítulo II del presente trabajo; para lo cual el diámetro de la tubería es de 50[mm](relación verificada con diseños de prototipos del Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin, Mg. Sc.), para fines de cálculo la velocidad del fluido es de 1[m/s], la temperatura media en Loja es de 17°C por tanto la viscosidad cinemática es de $\nu = 1,14 \cdot 10^{-6}$ [m²/s], sustituyendo en la ecuación 17 del cálculo del número de Reynolds se obtiene:

$$Re = \frac{vD}{\nu}$$

$$Re = \frac{1 * 0,05}{1,14 * 10^{-6}}$$

$$Re = 43859,649$$

Llegando a la conclusión de que se está en presencia de un régimen turbulento.

d.3.2.3 **Rugosidad relativa.**

Se calcula la rugosidad relativa, basándose en la ecuación 23; donde ε es la rugosidad equivalente absoluta, su valor para la tubería de plástico es de $\varepsilon = 0,00152$ [cm] (Anexo # 1) y el diámetro interior del conducto de impulsión es 5[cm], se obtiene que:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D}$$

$$\varepsilon_r = \frac{0,00152}{5}$$

$$\varepsilon_r = 3,04 * 10^{-4}$$

d.3.2.4 Factor de fricción.

Una vez conocida la rugosidad relativa, se calcula el factor de fricción con la ecuación 24 del capítulo II del proyecto:

$$\lambda = \frac{1}{(1,81 \log \text{Re} - 1,5)^2}$$

$$\lambda = \frac{1}{(1,81 \log 43859,65 - 1,5)^2}$$

$$\lambda = 0,021$$

Entonces el factor de fricción es $\lambda = 0,021$ y relacionándolo en el diagrama de Moody (Anexo # 2) se encuentra que el factor de fricción es $\lambda = 0,023$.

d.3.2.5 Cálculo de pérdidas por fricción en la tubería de alimentación.

Para calcular la pérdida por fricción en la tubería se aplica la velocidad de 1[m/s], siendo el diámetro de 0,05[m] (2 pulgadas), la longitud 12[m] y tomando el factor de fricción igual a 0,023.

Se determina las pérdidas por rozamiento mediante la ecuación 25, obteniendo:

$$h_{\text{roz.}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$h_{\text{roz.}} = 0,023 \frac{12}{0,05} \frac{1^2}{2 * 9,81}$$

$$h_{\text{roz.}} = 0,28[m] = 28[cm]$$

d.3.2.6 Cálculo del caudal circulante en la tubería.

Para calcular el caudal circulante dentro de la tubería de alimentación, se utiliza la ecuación 20:

$$Q = v \frac{\pi D^2}{4}$$

$$Q = 1 \frac{\pi 0,05^2}{4}$$

$$Q = 0,002[\text{m}^3/\text{s}]$$

El caudal circulante desde el pozo de extracción hasta el final del conducto de impulsión es de $0,002[\text{m}^3/\text{s}]$.

d.3.2.7 Determinación de los coeficientes de resistencias locales.

Se calcula los coeficientes de resistencia (ζ). Se Analiza desde la entrada del conducto de impulsión hasta las válvulas del ariete multipulsor, cabe recordar que en el ariete hidráulico multipulsor las válvulas son idénticas, por lo cual el gasto se distribuye proporcionalmente en cada una. Siendo las pérdidas por rozamiento las mismas en cada válvula:

$$\sum h_5 = \sum h_6 = \sum h_7 = \sum h_8 = \sum h_9 = \sum h_{10} .$$

Entonces se tiene que las pérdidas por resistencia son similares, siendo la ecuación a utilizar la 47:

$$\zeta_5 \cdot \frac{V_5^2}{2 \cdot g} = \zeta_6 \cdot \frac{V_6^2}{2 \cdot g} = \zeta_7 \cdot \frac{V_7^2}{2 \cdot g} = \zeta_8 \cdot \frac{V_8^2}{2 \cdot g} = \zeta_9 \cdot \frac{V_9^2}{2 \cdot g} = \zeta_{10} \cdot \frac{V_{10}^2}{2 \cdot g}$$

Los coeficiente de resistencias locales normalizados, (Anexo # 3).

$$\zeta_1 = 0,03 - 0,1 \text{ (Boquilla conoidal o tobera).}$$

$$\zeta_2 = 2,0 \text{ (Válvula de disco).}$$

$$\zeta_3 = 0,1 - 0,2 \text{ (codo de } 10^\circ \text{ a } 30^\circ \text{).}$$

$$\zeta_4 = 0,3 \text{ (ensanchamiento brusco, } \zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \text{, donde } A_1 < A_2 \text{.)}$$

$\zeta_5 = \zeta_6 = \zeta_7 = \zeta_8 = \zeta_9 = \zeta_{10} = R_{(s)}$ (Válvulas de impulsión).

En el ariete hidráulico multipulsor las resistencias hidráulicas en las válvulas son idénticas.

Para calcular el coeficiente de resistencia de las válvulas de impulsión se aplica la ecuación 55, donde s es la carrera de la válvula, $s = 0,30$ pulgadas (7[mm]).

$$R_{(s)} = \frac{2,43 - 1,06s + 10^{(0,95-13,3*s)}}{s}$$

$$R_{(s)} = \frac{2,43 - 1,06(0,30) + 10^{[0,95-(13,3*0,30)]}}{0,30}$$

$$R_{(s)} = 7,07$$

Obteniéndose que el coeficiente es $\zeta_5 = \zeta_6 = \zeta_7 = \zeta_8 = \zeta_9 = \zeta_{10} = 7,07$

d.3.2.8 Cálculo de la altura de alimentación H_a

Remplazando los datos en la ecuación 29, se obtiene:

$$H_a = \frac{v^2}{2g} \left(1 + \lambda \frac{L}{D} + \sum \zeta \right)$$

$$H_a = \frac{1^2}{2 * 9,81} \left(1 + 0,023 \frac{12}{0,05} + (0,05 + 2 + 0,1 + 0,3 + 7,07) \right)$$

$$H_a = 0,82[m]$$

d.3.2.9 Cálculo del área anular de la válvula de impulsión

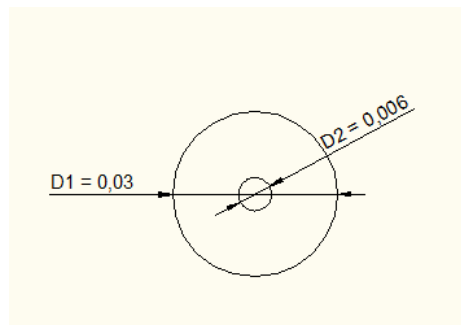


Fig. 46 Diámetros de la válvula de impulsión
Fuente: La autora

Para el cálculo del área anular de la válvula de impulsión se utiliza los diámetros mostrados en la Fig. 46, siendo:

$$A = (A_1 - A_2)$$

$$A = \left(\frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi D_2^2}{4} \right)$$

$$A = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)$$

$$A = \frac{\pi}{4} (0,03^2 - 0,006^2)$$

$$A = 6,78 * 10^{-4} [m^2]$$

d.3.2.10 Velocidad del flujo en la entrada de las válvulas

La velocidad con la que el flujo ingresa a las válvulas se determina despejándola de la ecuación 20; tomando en cuenta que el caudal a utilizar es el caudal presente en la tubería de alimentación dividido para 6 (que es el número de válvulas) y el área la calculada en el ítem d.3.2.9, siendo igual a:

$$v = \frac{Q}{A}$$

$$v = \frac{Q}{6A}$$

$$v = \frac{0,002}{6(6,78 * 10^{-4})}$$

$$v = 0,49 \left[\frac{m}{s} \right]$$

d.3.2.11 Tiempo de duración de un período.

Utilizando la ecuación 2y utilizando los valores estimados por J. A. Eytelwein en donde el tiempo de aceleración es de aproximadamente 0,9 [s], el tiempo de bombeo es de 0,053 [s] y el tiempo de retarde es de 0,047 [s] (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009), por lo que el tiempo de duración de un periodo es igual a:

$$T = T_a + T_d + T_r, [s]$$

$$T = 0,9 + 0,053 + 0,047$$

$$T = 1[s]$$

d.3.2.12 Cálculo del caudal perdido y bombeado en un ciclo de trabajo.

En el capítulo I se analizó los períodos en que se divide el ciclo de trabajo, aplicando la ecuación 4 para determinar el caudal de bombeo (q_b) y el caudal derramado o perdido o perdido por la válvula de impulso (Q_p) a partir de la ecuación 3.

d.3.2.12.1 Cálculo del caudal bombeado en un ciclo.

Para calcular el caudal bombeado en un ciclo se toma en cuenta dos veces el diámetro de la válvula check, se obtiene:

$$q_b = \frac{1}{T} \cdot \frac{\pi \cdot D_{CHECK}^2}{4} \int_{T_a}^{T_a+T_d} v(t) dt$$

$$q_b = \frac{1}{1} \cdot \frac{\pi \cdot 0,07^2}{4} \int_{0,9}^{0,9+0,052} dt$$

$$q_b = 2 * 10^{-4} [m^3/ciclo]$$

d.3.2.12.2 Cálculo del caudal perdido en un ciclo.

Para calcular el caudal perdido o derramado por la válvula de impulso (Q_p) se despeja de la ecuación 3:

$$Q = Q_p + q_b$$

$$Q_p = Q - q_b$$

$$Q_p = 0,002 - 2 * 10^{-4}$$

$$Q_p = 1,8 * 10^{-3} [m^3/ciclo]$$

d.3.2.13 Cálculo de la presión dinámica.

Para el cálculo de la presión dinámica primero se debe utilizar la velocidad que fluye por cada una de las válvulas calculada en el literal d.3.2.10 que es de 0,49 m/s.

La presión dinámica en las válvulas se calcula con la ecuación 1, obteniéndose:

$$P_d = \frac{v^2}{2} \rho$$

$$P_d = \frac{0,49^2}{2} 1000$$

$$P_d = 120,05[\text{Pa}]$$

d.3.2.14 Cálculo de la energía cinética.

La energía cinética y con ella la capacidad de bombeo depende de la altura de alimentación y de la cantidad de agua en el conducto de impulsión. Cuanto mayor es la cantidad de agua que fluye en el conducto de impulsión, más abrupta resulta la interrupción y mayor es la energía de choque.

Se calcula la masa de agua en la tubería de alimentación utilizando la ecuación 40.

$$m = Q \cdot \rho \cdot t$$

$$m = 0,002 * 1000 * 1$$

$$m = 2[\text{kg}]$$

Siendo E_c la energía cinética disponible y se la obtiene aplicando la ecuación 34:

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2$$

$$E_c = \frac{1}{2} 2,1 * 0,49^2$$

$$E_c = 0,25 \text{ Nm}$$

d.3.2.15 Cálculo de las de la presión al entrada del ariete hidráulico

Para el cálculo de la presión al ingreso del ariete hidráulico se debe tomar en cuenta la fig. 45 y la ecuación 28:

$$P_1 = (H_a - h_T)\gamma$$

$$P_1 = (2 - (0,28 + 0,82))9810$$

$$P_1 = 8829 [Pa]$$

d.3.2.16 Cálculo de la celeridad de la onda de presión.

Se calcula la celeridad con la ecuación 42:

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{K D}{E e}}}$$

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{2 * 10^4}{2 * 10^6} \frac{0,05}{0,0084}}}$$

$$a = 1384,39 [m/s]$$

d.3.2.17 Tiempo de cierre de la válvula.

Para evaluar el tiempo de cierre de las válvulas se calcula el período con la ecuación 43:

$$T = \frac{2L}{a}$$

$$T = \frac{2 * 12}{1384,39}$$

$$T = 0,017 [s]$$

Se determina que el cierre es rápido porque $t_c < \frac{2L}{a}$, siendo $t_c = 0,01s$. Entonces se procede a calcular el pulso se Joukowsky con la ecuación correspondiente.

d.3.2.18 Cálculo del pulso de Joukowsky.

El resultado del balance de fuerzas conduce a la expresión de Joukowsky, ecuación 39:

$$\Delta p = \rho a v$$

$$\Delta p = 1000 * 1384,39 * 0,49$$

$$\Delta p = 678351,1 Pa$$

$$\Delta p = 0,68 [MPa]$$

d.3.2.19 Cálculo de la sobrepresión

Debido a que en este caso el cierre es rápido, la sobrepresión máxima o pulso de Joukowsky se calcula con la ecuación 40:

$$\Delta H = \frac{av}{g}$$

$$\Delta H = \frac{1384,39 * 0,49}{9,81}$$

$$\Delta H = 69,15 [m]$$

La presión máxima viene dada por la ecuación 56, en donde $\Delta H = h_a$ siendo igual a:

$$H_{\max} = H_a + \Delta H$$

$$H_{\max} = 2 + 69,15$$

$$H_{\max} = 71,15 [m]$$

La presión mínima que debe soportar la cámara de impulsión viene dada por la ecuación 57:

$$H_{\min} = H_a - \Delta H$$

$$H_{\min} = 2 - 69,15$$

$$H_{\min} = -67,15[\text{m}]$$

Para obtener el resultado en presión se multiplica por la densidad y la gravedad, siendo los resultados los siguientes:

$$P_{\max} = \rho g H_{\max}$$

$$P_{\max} = 1000 * 9,81 * 71,15$$

$$P_{\max} = 697981,5 \text{ Pa}$$

$$P_{\max} = 0,7[\text{MPa}]$$

Relacionando el resultado con la resistencia a la presión del plástico mostrada en el anexo # 9 se puede verificar que la tubería utilizada si resiste a la presión máxima ejercida.

De la misma manera la presión mínima:

$$P_{\min} = \rho g H_{\min}$$

$$P_{\min} = 1000 * 9,81(-67,15)$$

$$P_{\min} = -658741,5 \text{ Pa}$$

$$P_{\min} = -0,65[\text{MPa}]$$

d.3.2.20 Cálculo del coeficiente de arrastre de la válvula de impulsión.

Se calcula el coeficiente de arrastre de la válvula con la ecuación 54:

$$C_d = \frac{0,282 - 8,854s + 0,8 \cdot 10^{(0,52 - 270s)}}{s}$$

$$C_d = \frac{0,282 - 8,854 * 0,0075 + 0,8 \cdot 10^{(0,52 - 270 * 0,0075)}}{0,0075}$$

$$C_d = 32,08$$

Siendo C_d el coeficiente de arrastre de la válvula de impulsión.

d.3.2.21 Cálculo de las fuerzas hidráulicas sobre las válvulas de impulsión.

La fuerza de arrastre que se ejerce sobre la cara inferior de la válvula, en el momento en que está válvula empieza a cerrarse, está dada por la ecuación 53:

$$F_d = C_d \left(\frac{\rho v_o^2}{2} \right) A_d$$

$$F_d = 32,08 \left(\frac{1000 * 0,49^2}{2} \right) 6,78 * 10^{-4}$$

$$F_d = [2,6N]$$

$$F_d = 0,26[kgf]$$

d.3.3. Descripción de la parte mecánica del ariete

En la parte mecánica del ariete hidráulico multipulsor se calcula la resistencia de las partes afectadas por el choque hidráulico: La válvula de impulsión, la cámara de aire, la tubería de alimentación.

d.3.3.1 Cálculo de resistencia al cortante de la válvula de impulsión.

La determinación de las tensiones que se manifiestan en el caso de deformaciones por cizallamiento se calcula por el método de la sección.

El área de corte de la válvula de impulsión se la realiza con la ecuación 60:

$$A_{cort.} = \pi dh$$

$$A_{cort.} = \pi * 0,03 * 0,01$$

$$A_{\text{cort.}} = 9,42 * 10^{-4} [m^2] = 9,42 [cm^2]$$

La fuerza F aplicada sobre el área de contacto A de la válvula, es calculada con la sobrepresión producida en el momento del choque hidráulico τ , reemplazándola por la tensión de cizallamiento de la ecuación 59 se obtiene:

$$F = \tau \cdot A_{\text{cort.}}$$

$$F = 2182400 * 9,42 * 10^{-4}$$

$$F = 205,73 [N] \approx 20,99 [\text{Kgf}]$$

Las tensiones admisibles de cizallamiento se calcula con la ecuación 62, siendo el límite de fluencia a la tracción del caucho es de 5200 [kgf/cm²].

$$\tau_{\text{adm}} = 0,6 \tau_f$$

$$\tau_{\text{adm}} = 0,6 * 5200$$

$$\tau_{\text{adm}} = 3120 [\text{kgf/cm}^2]$$

Se procede a calcular la tensión, con la ecuación 61:

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{cort.}}} \leq \tau_{\text{adm.}}$$

$$\frac{205,73}{9,42} \leq \tau_{\text{adm}}$$

$$21,84 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \leq 3120 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Se concluye que la válvula cumple la condición de resistencia.

d.3.3.2 Cálculo del número de pernos de la cámara de aire.

Para calcular el número de pernos se designa el diámetro interior de 6mm, se tiene que el área del perno es de $A_{\text{per}} = 5,0265 \text{ cm}^2$.

Se calcula el área de aplicación de la fuerza que es la parte esférica de la cámara, utilizando la ecuación 76:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi 15,24^2}{4}$$

$$A = 182,41 \text{ [cm}^2\text{]}$$

La fuerza que se aplicaría a los pernos sería la calculada en la ecuación 59:

$$F = \tau \cdot A$$

$$F = 21,84 \cdot 182,41$$

$$F = 3983,83 \text{ [Kgf]}$$

Siendo el límite de fluencia del acero A36 de 1009 kgf/cm², se calcula la tensión admisible. Las tensiones admisibles a la tracción de los pernos se calculan según la ecuación 74:

$$\sigma_{\text{adm.trac.}} = 0,8 \frac{\sigma_f}{n}$$

$$\sigma_{\text{admtrac.}} = 0,8 \frac{1009}{6}$$

$$\sigma_{\text{admtrac.}} = 134,53 \text{ kgf/cm}^2$$

El número de pernos se calcula según la ecuación 75:

$$\frac{F}{nA_{\text{per.}}} \leq \sigma_{\text{adm.trac.}}$$

$$\frac{3983,83}{n * 5,0265} \leq 134,53$$

n = 6 pernos

d.3.4 Metodología para evaluar la eficiencia.

Para evaluar la eficiencia es necesario calcular la altura de impulsión que alcanzará el Ariete Multipulsor, para lo cual se toma en cuenta las siguientes características en el conducto exterior: es de plástico por lo tanto el factor de fricción correspondiente es de 0,007, su longitud de 30 [m] y su diámetro 5 [cm] (datos experimentales de los diseños del Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin, Mg. Sc.)

d.3.4.1 Cálculo de las pérdidas por fricción en el conducto vertical.

Se calcula las pérdidas de fricción en el conducto vertical; a través de la ecuación 25:

$$h_{roz.} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

$$h_{roz.} = 0,007 \frac{30}{0,05} \frac{1^2}{2 * 9,81}$$

$$h_{roz.} = 0,42[m] = 42[cm]$$

Siendo la velocidad 1m/s asumida para el cálculo.

d.3.4.2 Cálculo de las pérdidas locales en el conducto vertical.

Para el cálculo de las pérdidas locales se utiliza la ecuación 27:

$$h_{loc} = \zeta_{loc.} \frac{v^2}{2g}, \text{ para codos de } 10 \text{ a } 30^\circ, \text{ su coeficiente es } \zeta = 0,1 \text{ a } 0,2.$$

$$h_{loc.} = h_{loc.1} + h_{loc.2}$$

$$h_{loc.} = 0,02 + 0,02$$

$$h_{loc.} = 0,04[m] = 4[cm]$$

d.3.4.3 Cálculo de las pérdidas inerciales en el conducto vertical.

Para calcular las pérdidas inerciales se utiliza la ecuación 31 correspondiente:

$$h_{iner.} = \frac{l}{g} \frac{dv}{dt}$$

$$h_{iner.} = \frac{30}{9,81} \frac{1}{20}$$

$$h_{iner.} = 0,15[m] = 15[cm]$$

d.3.4.4 Cálculo de la altura desarrollada por el ariete.

Para el cálculo de la altura desarrollada se asume h_d igual a 18 m. Se utiliza la ecuación 30 mencionada en el capítulo II:

$$H_i = h_d + h_{roz.} + h_{loc.} + h_{iner.}$$

$$H_i = 18 + 0,42 + 0,04 + 0,15$$

$$H_i = 18,61[m]$$

d.3.4.5. Potencia útil

Se calcula la potencia útil entregada en la descarga (n_u) con la ecuación 78:

$$n_u = q_b \cdot H_i \cdot g \cdot \rho ; [W]$$

$$n_u = 2 \cdot 10^{-4} \cdot 18,61 \cdot 9,81 \cdot 1000$$

$$n_u = 36,51[W]$$

La potencia recibida (absorbida) del agua de alimentación (n_b) se calcula con la ecuación 79:

$$N_b = (Q_p + q_b) \cdot H_a \cdot g \cdot \rho ; [W]$$

$$N_b = 0,002 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 1000$$

$$N_b = 39,24[\text{W}]$$

Se calcula la eficiencia con la ecuación 77:

$$\eta = \frac{n_u}{N_b} 100[\%]$$

$$\eta = \frac{36,51}{39,24} 100$$

$$\eta = 93,04 \%$$

d.3.4.6 Eficiencia de D'Aubuisson.

Se analiza la relación de eficiencia de D'Aubuisson, considerando que el ariete es una máquina, utilizando la ecuación 80:

$$\eta_k = \frac{q_b \cdot H_i}{(Q_p + q_b) H_a} 100 ; [\%]$$

$$\eta_k = \frac{2 \cdot 10^{-4} \cdot 18,61}{(0,002)^2} 100$$

$$\eta_k = 93,05 \%$$

d.3.4.7 Eficiencia de Rankine.

Finalmente se calcula la eficiencia de Rankine considerando al equipo como una bomba, utilizando la ecuación 83:

$$\eta_R = \frac{q_b (H_i - H_a)}{Q H_a} 100 ; [\%]$$

$$\eta_R = \frac{2 \cdot 10^{-4} (18,61 - 2)}{0,002 \cdot 2} 100$$

$$\eta_R = 83,05 \%$$

d.3.4.8 Rendimiento volumétrico.

Se calcula con la ecuación 84:

$$\eta_v = \frac{q_b}{Q_p + q_b} 100 ; [\%]$$

$$\eta_v = \frac{2 \cdot 10^{-4}}{0,002} 100$$

$$\eta_v = 10\%$$

d.3.5 Construcción

d.3.5.1 Etapa de construcción

Luego de haber investigado la información relacionada con los principios de funcionamiento hidráulicos de los arietes y tomando en cuenta los prototipos realizados en distintos lugares, se selecciona tanto el esquema del ariete, como las partes constitutivas del mismo, para proseguir con la metodología de cálculo para el diseño del Ariete Hidráulico Multipulsor con Válvulas en Disposición Circular; basados en la Tesis cuyo tema versa: “Estudio de los parámetros de funcionamiento de la bomba de ariete hidráulico multimpulsor a&m 1.0” (BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel, 2009).

Una vez finalizados los cálculos se procede a dimensionar y dibujar el ariete multipulsor, para poder analizar cada una de las actividades que se realizarán en la construcción del mismo; sistematizando los procesos de elaboración.

Paso a paso se desarrolla los procesos tecnológicos del ariete multipulsor, verificando uno a uno con los datos calculados. Luego de haber culminado con la construcción se procede al montaje del mismo en el Laboratorio de Hidráulica de la Universidad Nacional de Loja, para realizar las pruebas de funcionamiento necesarias para comprobar su correcta construcción.

A continuación se muestra las pruebas de funcionamiento realizadas en función de la altura obtenida y del caudal utilizado.

d.3.5.2 Pruebas de funcionamiento

Para graficar la Curva Característica del funcionamiento del Ariete Multipulsor con Válvulas en disposición Circular se utiliza la siguiente tabla de datos experimentales:

# VUELTAS	VOLUMEN [L]	TIEMPO[s]	PRESIÓN (H)[m]	CAUDAL (Q)[L/s]
0	0	0	5,5	0
1	7,5	75	3	0,1
1,5	6	32	1,1	0,19
2	6,75	32	0,4	0,21
2,5	5,8	36	0,3	0,16
3	8,25	54	0	0,15
4	6,5	49	0	0,13

Tabla 2 Datos experimentales del Ariete Hidráulico Multipulsor con Válvulas en Disposición Circular
Fuente: La autora

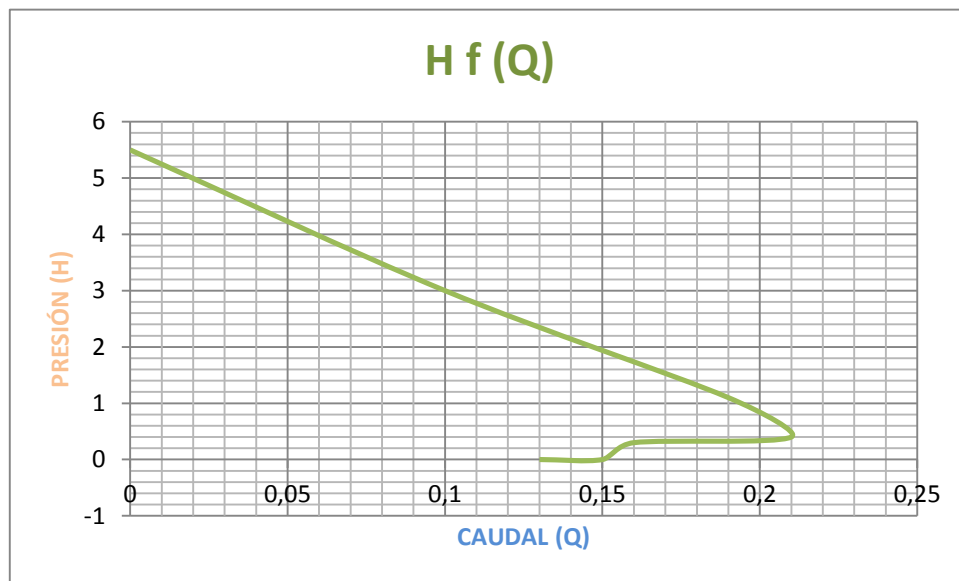


Fig. 46 Curva característica del Ariete Hidráulico Multipulsor con Válvulas en Disposición Circular, H en [m] y Q en [L/s]
Fuente: La autora

e.- MATERIALES

e.1 Materiales

Materiales de construcción:

- Bridas de distinto diámetro
- T
- Casquetes
- Electroodos
- Válvulas
- Acoples reductores
- Pernos
- Empaques

f.- RESULTADOS

f.1 Parte Hidráulica del Ariete

Descripción	Parámetros	Símbolo	Resultados	Valor a utilizar
d.3.1.1	Longitud del conducto de impulsión	L	12 m	12 m
	Ángulo de inclinación del conducto	θ	9° 35'	30 °
d.3.2.2	Reynolds	Re	43859,649	43859,65
d.3.2.3	Rugosidad relativa	ε_r	3,04*10 ⁻⁴	3,04*10 ⁻⁴
d.3.2.4	Factor de fricción	λ	0,021	0,023
d.3.2.5	Pérdidas por rozamiento en la tubería de alimentación	$h_{roz.}$	0,28 m	0,28 m
d.3.2.6	Caudal circulante	Q	0,002 m ³ /s	0,002 m ³ /s
d.3.2.8	Altura de alimentación	H _a	0,82 m	
d.3.2.9	Área anular de la válvula de impulsión	A	6,78*10 ⁻⁴ [m ²]	6,78*10 ⁻⁴ [m ²]
d.3.2.10	Velocidad de flujo de cada válvula	v	0,49 m/s	0,49 m/s
d.3.2.11	Periodo	T	1 s	1 s
d.3.2.12.1	Caudal bombeado	q _b	2 * 10 ⁻⁴ m ³ /ciclo	2 * 10 ⁻⁴ m ³ /ciclo
d.3.2.12.2	Caudal perdido	Q _p	1,8 * 10 ⁻³ m ³ /ciclo	1,8 * 10 ⁻³ m ³ /ciclo
d.3.2.13	Presión dinámica	P _d	120,05 Pa	120,05 Pa
d.3.2.14	Energía cinética	E _c	0,25 N.m	0,25 N.m
d.3.2.15	Presión de entrada al ariete	P ₁	8829 Pa	8829 Pa

d.3.2.16	Celeridad de onda	a	1384,39 m/s	1384,39 m/s
d.3.2.17	Tiempo de cierre de válvula	T	0,017s	0,017s
d.3.2.18	Pulso de Joukowsky	Δp	678351,1Pa	678351,1Pa
d.3.2.19	Sobre presión	ΔH	69,15m	69,15m
	Sobre presión máxima	H_{max}	71,15m	71,15 m
	Presión mínima	H_{min}	-67,15m	-67,15m
	Sobre presión	p_{max}	697981,5Pa	0,7 MPa
	Presión mínima	p_{min}	-658741,5Pa	- 0,65MPa
d.3.2.20	Coefficiente de arrastre	C_d	32,08	32,08
d.3.2.21	Fuerzas hidráulicas sobre la válvula	F_d	2,6N	0,26kgf

f.2Parte mecánica del ariete

Descripción	Parámetros	Símbolo	Resultados	Valor a utilizar
d.3.3.1	Área de corte	$A_{cort.}$	$9,42 * 10^{-4} [m^2]$	$9,42 * 10^{-4} [m^2]$
	Fuerza aplicada	F	205,73N	20,99 Kgf
	Tensión admisible de cizallamiento	$\tau_{adm.}$	3120 kgf/cm ²	3120 kgf/cm ²
d.3.3.2	Área de aplicación de los pernos	A	182,41 cm ²	182,41 cm ²
	Fuerza sobre los pernos	F	3983,83Kgf	3983,83Kgf
	Tensión admisible a la tracción	$\sigma_{admtrac.}$	134,53kgf/cm ²	134,53kgf/cm ²

	Número de pernos	n	6	6
--	------------------	---	---	---

f.3 Evaluación de la eficiencia

Descripción	Parámetros	Símbolo	Resultados	Valor a utilizar
d.3.4.1	Pérdidas por fricción en el conducto vertical	h_{roz}	0,42 m	0,42 m
d.3.4.2	Pérdidas locales en el conducto vertical	h_{loc}	0,04m	0,04m
d.3.4.3	Pérdidas inerciales en el conducto vertical	h_{iner}	0,15m	0,15m
d.3.4.4	Altura desarrollada por el ariete	H_i	18,61m	18,61 m
d.3.4.5	Potencia útil	N_u	36,51W	36,51 W
	Potencia absorbida	N_b	39,24 W	39,24 W
	Eficiencia	η	93,04 %	93,04 %
d.3.4.6	Eficiencia de D'Aubuisson	η_λ	93,05 %	93,05 %
d.3.4.7	Eficiencia de Rankine	η_R	83,05 %	83,05 %
d.3.4.8	Rendimiento volumétrico	η_v	10 %	10 %

g.- DISCUSIÓN

Después de haber analizado los resultados obtenidos en este trabajo de tesis, se puede comprobar que es necesario conocer el correcto funcionamiento y aplicación del golpe de ariete, para de esta manera poderlo utilizar para beneficio del diseño del Ariete Multipulsor con Válvulas en Disposición Circular. Cabe recalcar la importancia del agua como “fluido motriz”, porque de esta manera se puede proponer esta opción como una posible solución para las zonas rurales, en donde el agua potable es inexistente y la única fuente de agua utilizable es la de ríos o vertientes.

El ariete que se propone en este trabajo de tesis es con válvulas en disposición circular, que debería permitir mayor chorro que los convencionales; sin embargo se debe recalcar que la construcción del ariete no cumplió con los requerimientos, debido a que para el diseño de las cámaras tanto inferior, como de aire no se encontró en la bibliografía la metodología de cálculo, construyéndose en base a valores experimentales de prototipos relacionados con el mismo existentes en la Universidad Nacional de Loja y eso es lo que ha ocasionado el mal rendimiento real del presente proyecto y por ende no se logró obtener los resultados idóneos como se puede evidenciar en la curva característica detallada en la fig. 46. Tomando en cuenta los resultados se puede concluir que ambas cámaras están sobredimensionadas provocando excesivas pérdidas de presión; estas pérdidas de presión no permiten la carrera óptima de diseño que fue de 7 [mm], esto se pudo comprobar durante las pruebas de funcionamiento que por el método de observación se constató una carrera inferior a los 5 [mm].

Por otro lado no todas las válvulas funcionaban en el momento de las pruebas de funcionamiento debido a la presión existente en las cámaras, por lo expuesto se puede recomendar en primer lugar que para futuros proyectos las cámaras de presión se deben diseñar proporcionales al caudal bombeado y en segundo lugar de ninguna manera se debe utilizar ingeniería inversa cuando se trata de construir las cámaras y la tubería de descarga; debido a que esto puede afectar al rendimiento del ariete.

Los cálculos para el diseño del ariete hidráulico multipulsor con válvulas en disposición circular en lo referente a la presión, permiten observar que la tubería tiene una presión de 0,7 MPa, sabiendo que el material de la misma es PVC RDE 26 cuya

presión máxima admisible es de 2,34 MPa, demostrándose que la tubería utilizada cumple a satisfacción la resistencia a la presión.

El gráfico de la curva característica $H_f(Q)$ permite observar que experimentalmente no cumple con las expectativas de construcción; debido a que empezará a bombear un caudal mínimo de 0,05 [L/s] a 5 [m] de altura, reiterándose una vez más que fue un desacierto utilizar ingeniería inversa en la construcción de las cámaras de presión en el presente trabajo de tesis.

La tecnología de fabricación para el Ariete Multipulsor con Válvulas en Disposición Circular se encuentra detallada en cada una de las láminas dibujadas en Autocad; tanto el ariete como conjunto, subconjuntos y piezas que lo componen.

Dentro del mercado se ha aminorado la producción de arietes, debido a que se ha incursionado en el mundo de los motores, siendo mayor la eficiencia que se obtienen con el uso de este tipo de bombas hidráulicas; sin embargo es importante recalcar que la utilización de un ariete ayudaría a disminuir la contaminación ambiental y a prevenir la destrucción de la naturaleza; viéndolo de esta manera como una herramienta bioenergética.

h.-CONCLUSIONES

- El presente trabajo recopila una basta información sobre el principio de funcionamiento de los arietes hidráulicos, permitiendo un análisis de las características constructivas de los mismos; permitiendo comprobar que no existe la suficiente información sobre la teoría y la práctica de ellos en el Ecuador.
- La investigación realizada para la elaboración del presente trabajo ha permitido utilizar las ecuaciones de funcionamiento del ariete hidráulico multipulsor necesarias para el diseño y posterior construcción del ariete hidráulico multipulsor con válvulas en disposición circular. Utilizando la debida y sistematizada metodología de cálculo para el dimensionamiento correcto de la máquina y su respectiva instalación.
- Luego de la debida investigación de los procesos tecnológicos para la construcción de los arietes hidráulicos multipulsores se ha logrado recopilar y seleccionar los pasos a seguir para la correcta fabricación del ariete hidráulico multipulsor con válvulas en disposición circular. Cabe recalcar que el diseño de la válvula de impulsión es hidrodinámico lo cual disminuye la resistencia hidráulica, incrementa el caudal, provoca un aumento de la intensidad del golpe de ariete; logrando de esta manera prolongar el tiempo de bombeo.
- Una vez concluida la parte de cálculos para el diseño de los arietes hidráulicos multipulsores se puede evidenciar que al seguirlos paso a paso se lograr obtener un ariete con alto rendimiento.
- Las pruebas realizadas posteriores al diseño y a la construcción del ariete hidráulico multipulsor con válvulas en disposición circular han permitido observar que depende mucho del tipo de ariete para llegar a satisfacer las necesidades del medio y que en este caso el sobre dimensionamiento de las cámaras de presión han ocasionado un rendimiento experimental deficiente del mismo.
- El diseño del ariete hidráulico multipulsor con válvulas en disposición circular constituye un aporte a la enseñanza en la Carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja; dejando un legado para

que se pueda utilizar la metodología utilizada en el presente trabajo de tesis para el desarrollo de nuevos diseños de arietes hidráulicos.

i.- RECOMENDACIONES

- Diseñar las cámaras de presión proporcionales al caudal de bombeo y de ninguna manera utilizar ingeniería inversa en su diseño.
- Incentivar a continuar con la investigación de nuevos diseños y métodos de aplicación de arietes hidráulicos.
- Impulsar a la introducción de arietes hidráulicos para procesos productivos en zonas de difícil acceso de agua potable.
- Promover la importancia de la utilización de los arietes hidráulicos para la preservación del ambiente y la naturaleza.
- Concienciar en el estudiantado de la Carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja sobre la correcta utilización del golpe de ariete; para así lograr estimular la búsqueda de nuevas fuentes de investigación y creación de arietes hidráulicos.

j.- BIBLIOGRAFÍA

- ABREU J., GUARGA R., IZQUIERDO J. 1995.***OSCILACIONES HIDRÁULICAS EN SISTEMAS HIDROELÉCTRICOS.* VALENCIA : NN, 1995.
- ALVARADO, José y ROMERO, Edgar. 2009.***Energías Renovables.* Bogotá : CEAC, 2009.
- AWOKE TESSEMA, ABIY. 2000.***HYDRAULIC RAM PUMP SYSTEM DESIGN AND APPLICATION.* ETHIOPIA : DEVELOPMENT AND TECHNOLOGY ADAPTATION CENTER BASIC METALS AND ENGINEERING INDUSTRIES AGENCY, 2000.
- BUSTAMANTE O. Augusto, QUEZADA C. Manuel. 2009.***ESTUDIO DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA DE ARIETE HIDRÁULICO MULTIMPULSOR A&M 1.0.* CUENCA-ECUADOR : s.n., 2009.
- Cabrera, Juan Pablo. 2011.** Universidad Nacional de Loja. [En línea] 21 de Noviembre de 2011. [Citado el: 6 de enero de 2012.] www.unl.edu.ec.
- CARRIÓN, Carlos. 2008.***Máquinas eléctricas.* México : Mc Graw-Hill, 2008.
- CENGEL Y.; BOLES M. 2003.***TERMODINÁMICA.* MEXICO : MCGRAW HILL INTERAMERICANA, 2003. 4TA. ED.
- ESPERANZA P. Tomás, DARLING Alejandro. 2013.***TRASVASE FLUIDOS NO NEWTONIANOS.* s.l. : REFERENCE POINT, 2013.
- FEODOSIEV, V. I. 1980.***RESISTENCIA DE MATERIALES.* MOSCÚ : MIR, 1980.
- FOX RW.; MC DONALD A.T. 1983.***INTRODUCCIÓN A LA MECÁNICA DE FLUIDOS.* MÉXICO : EDITORIAL INTERAMERICANA, 1983.
- GARCÍA, ALFONSO JOSE. 2014.***MANUAL APLICACIONES FLOWTITE.* 2014.
- GILES, Ronald. 1973.***Mecánica de fluidos e Hidráulica.* México : Mc Graw-Hill, 1973.
- GUNT. 1998.***Bomba de ariete hidráulico.* 1998.
- IZQUIERDO, Raúl. 1992.***ARIETE HIDRÁULICO, DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y EXPLOTACIÓN.* CUBA : PUBLICACIONES INTERNAS, 1992.
- KROL, J. 1951.***AUTOMATIC HYDRAULIC PUMP.* 1951.
- MA, Chi. 2002.***HYDRAULIC RAM HANDBOOK.* ZHEJIANG : UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, 2002.
- MATAIX, CLAUDIO. 1982.***MECÁNICA DE FLUIDOS Y MÁQUINAS HIDRÁULICAS.* MADRID : DEL CASTILLO S.A., 1982. 2 ED..

- MAYOL MALLORQUI, JOSÉ MARÍA. 1981.***TUBERIAS.* s.l. : TÉCNICOS ASOCIADOS S.A., 1981.
- MONTECINOS, Alejandro. 2004.***Los secretos del Ariete Hidráulico.* s.l. : Cubosolar, 2004.
- MOTT, ROBERT. 1996.***Diseño de Elementos de Máquinas.* [ed.] Robert. Mexico : Prentice-Hall, 1996. pág. 872 p.
- NASH, Willan y Willan. 1993.***Resistencia de Materiales.* Mexico : McGraw-Hill, 1993.
- NEKRASOV, B. 1968.***Hidráulica.* Moscú : MIR, 1968.
- OCAÑA M., Pedro. 2010.***CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE MECÁNICA DE FLUIDOS.* s.l. : <http://www.monografias.com/trabajos10/resumen/Image407.jpg>, 2010.
- PARRES, DE. 1986.***MÁQUINAS HIDRÁULICAS.* MEXICO : HARLA, 1986. 4a.
- PASHKOV N., DOLGACHEV F.M. 1982.***HIDRÁULICA Y MÁQUINAS HIDRÁULICAS.* MEXICO : HARLA, 1982. 2a.
- RAMÍREZ, Patricio. 2012.***Transferencia de Calor.* Loja : UNL, 2012.
- RÓDRIGUEZ, ISAURO. 2005.***APUNTES SOBRE ARIETE HIDRÁULICO.* LOJA : s.n., 2005.
- SCHULZ, Hellmuth. 1964.***Bombas.* Barcelona : Labor, 1964.
- SOKOLOV F.; USOV P. 1986.***MECÁNICA INDUSTRIAL.* 1986.
- STEVENAZZI, DAVID. 1986.***HIDRÁULICAS Y MÁQUINAS HIDRÁULICAS.* s.l. : CESARINI, 1986.
- STREETER V., WYLIE E., BEDFORD K. 2000.***MECÁNICA DE FLUIDOS.* s.l. : MCGRAW-HILL, 2000. 9 ED..
- WEINMANN, Peter. 2004.***El ariete hidráulico: Teoría y práctica de un gran invento caído en desuso.* s.l. : Weinman Sondermaschinenbau GmbH, 2004.

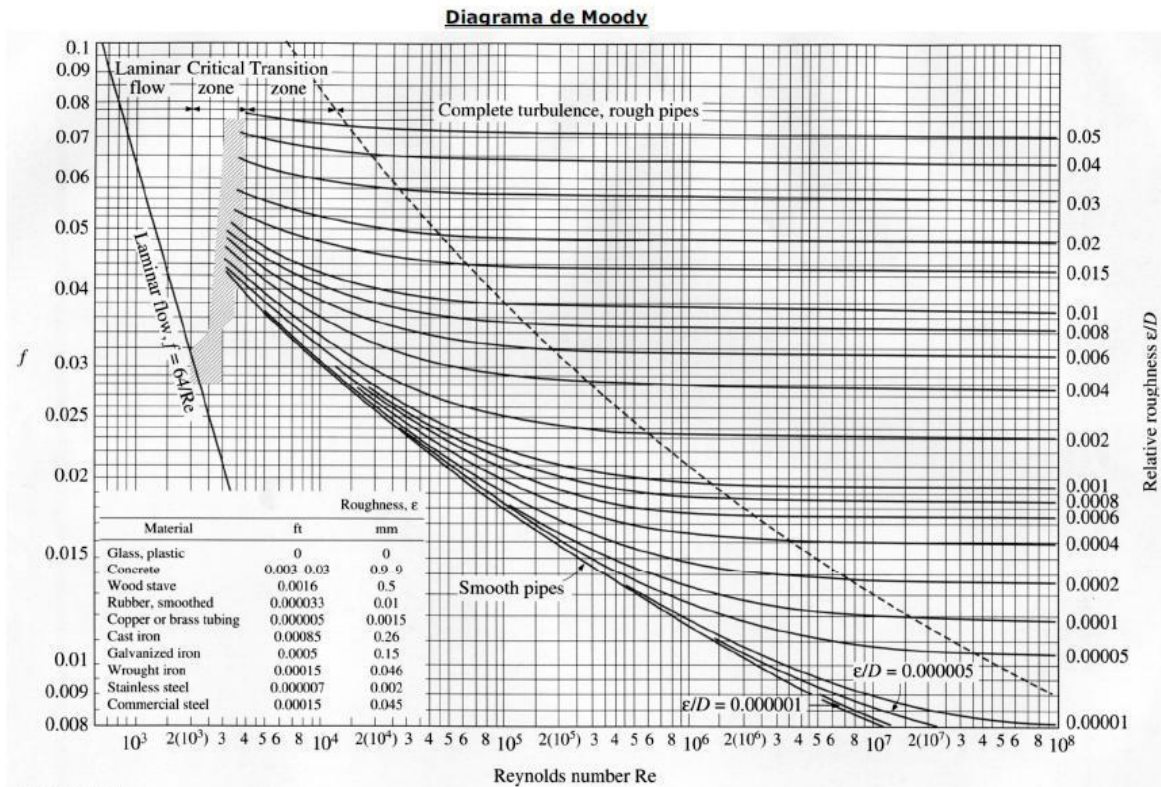
k. ANEXOS

k.1 Anexo 1: Rugosidad Absoluta de Materiales

RUGOSIDAD ABSOLUTA DE MATERIALES			
Material	ϵ (mm)	Material	ϵ (mm)
Plástico (PE, PVC)	0,0015	Fundición asfaltada	0,06-0,18
Poliéster reforzado con fibra de vidrio	0,01	Fundición	0,12-0,60
Tubos estirados de acero	0,0024	Acero comercial y soldado	0,03-0,09
Tubos de latón o cobre	0,0015	Hierro forjado	0,03-0,09
Fundición revestida de cemento	0,0024	Hierro galvanizado	0,06-0,24
Fundición con revestimiento bituminoso	0,0024	Madera	0,18-0,90
Fundición centrifugada	0,003	Hormigón	0,3-3,0

Fuente: http://www.uclm.es/area/ing_rural/Hidraulica/Temas/TablaRugosidadAbsolutaMateriales.pdf

k.2 Anexo 2: Diagrama de Moody



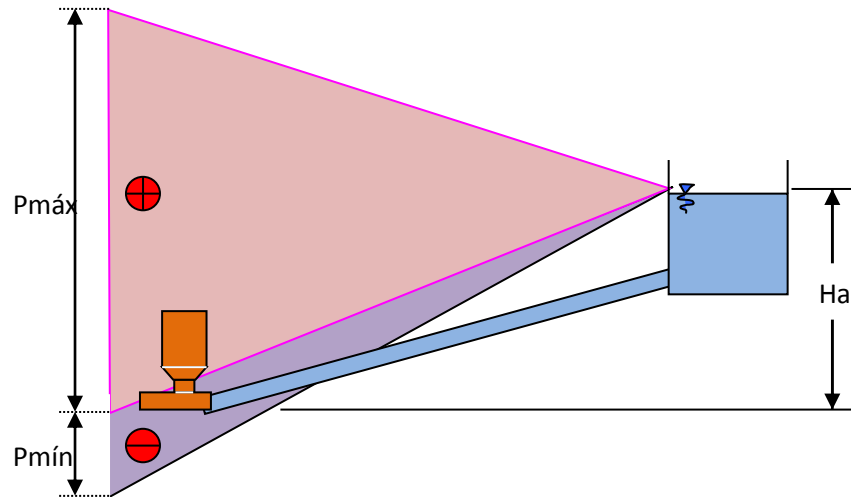
Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama_de_Moody

k.3 Anexo 3: Coeficientes de resistencias locales normalizados

NOMBRE	ζ
Entrada en el tubo para bordes agudos	0,50
Entrada suave en el tubo	0.50-0,20
Ensanchamiento repentino	$\left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$
Estrechamiento repentino	$0.5\left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)$
Cono de transición (para $d_2 = 2d_1$)	5,0
Cono de transición (para $d_2 \approx 0,5d_1$)	0,20
Giro brusco a 90°	1,20
Giro suave a 90°	0.15
Salida del tubo por debajo del nivel	1,0
Válvula de disco totalmente abierta	0,10
Válvula de compuerta totalmente abierta	0,11-0,12
Diferentes rodinetes totalmente abiertos	5
Válvulas de sujeción con bombas provistas de mallas	10
Entrada suave en el canal	0,10
Entrada en el canal con bordes de entrada agudos (con presión lateral)	0,40
Estrechamiento suave del canal	$\left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$
Estrechamiento suave del canal ($A_2 < A_1$)	0,10

Fuente: Pashkov, N.N., Dolqachev, F.M., (1985), Hidráulica y máquinas hidráulicas, Editorial Mir Moscú-Rusia.

k.4 Anexo 4: Presión máxima y presión mínima de la instalación



Fuente: Mesa J. (2003) Grupo de Apoyo al Sector Rural, PUCP, Lima-Perú

k.5. Anexo 5: Coeficiente de elasticidad

Material	K
acero	0.5
Hierro fundido	1.0
concreto	5.0
asbesto-cemento	4.4
plásticos	18.0

Fuente: Mataix C, (1982) Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas – 2da Edición, Editorial. Harla, México.

k.6 Anexo 6: Pérdidas por fricción en un conducto vertical de plástico

Diámetro (mm)	Caudal (lt/min)	Pérdida de presión (bar/100m)
8	1.2	0.4758
	3.0	2.2963
	9.6	17.979
12	1.2	0.0709
	4.8	0.7536
	18.9	8.4962
19.6	1.2	0.0072
	9.6	0.2438
	60.0	6.3250
25	1.5	0.0034
	9.6	0.0768
	96.0	4.5466
35.4	3.0	0.0024
	15.0	0.0544
	189.0	2.2247
40.8	4.8	0.0021
	30.0	0.0107
	240.0	2.8719
51.4	7.5	0.0024
	48.0	0.0544
	300.0	2.2247
65	9.6	0.0080
	60.0	0.0196
	600.0	1.1790
79.8	18.9	0.0010
	96.0	0.0171
	960.0	1.0712
101.2	24.0	0.0005
	189.0	0.0178
	1.500	0.7507

Fuente: Weinmann P. (2004) El ariete Hidráulico, Edición 9.0, Impreso y distribuido por: Weinmann Sondermaschinenbau GmbH, Hersbruck-Deutschland.

k.7 Anexo 7: Diámetros de la tubería de impulsión en función del caudal

Diámetro del tubo de impulsión (mm)	Q (lt / min)	
	Caudal mínimo	Caudal máximo
19,05	3	8
25,40	8	38
38,00	15	57
51,00	30	95
63,50	57	170
76,00	95	265
102,00	151	473

Fuente: Fox R., Kenneth, (1984), Manual de diseño construcción, instalación, mantenimiento de arietes hidráulicos. Predesur, Loja-Ecuador.

k.8 Anexo 8: Valores de tuberías comerciales

Serie inglesa SDR 26 (11,2 kg/cm ²)			Serie metrica PN 10		
Diámetro Nominal (pulgadas)	Diámetro exterior (mm)	Diámetro interior (mm)	Diámetro interior (mm)	Diámetro exterior (mm)	Diámetro Nominal (mm)
½ *	21.3	15.8	17	20	20*
¾ *	26.7	23.5	23	25	25
1	33.4	30.4	27.2	32	32
1 ¼	42.2	38.9	36.2	40	40
1 ½	48.3	43.9	45.2	50	50
2	60.3	55.2	57.0	63	63
2 ½	73.0	66.9	67.8	75	75
3	88.9	81.6	85.7	90	90
4	114.3	105.0	99.4	110	110
6	168.3	154.5	144.5	160	160
8	219.1	201.3	180.8	200	200
10	273.1	240.9	230.8	250	250
12	323.9	285.8	290.8	315	300

Fuente:www.galeon.com

k.9 Anexo 9: Resistencia del Plástico a la presión

Material	Presión Sostenida 1000 horas		Presión Mínima de Rotura 90 segundos	
	Mpa	psi	Mpa	psi
Tubería PVC RDE 9	7.25	1050	11.03	1600
Tubería PVC RDE 11	5.80	840	8.82	1250
Tubería PVC RDE 13.5	4.62	670	6.89	1000
Tubería PVC RDE 21	2.90	420	4.34	630
Tubería PVC RDE 26	2.34	340	3.45	500
Tubería PVC RDE 32.5	1.86	270	2.76	400
Tubería PVC RDE 41	1.95	210	2.17	315

Fuente: Manual Técnico Tubosistemas PRESIÓN PVC

k.10 Anexo 10: Fotografías



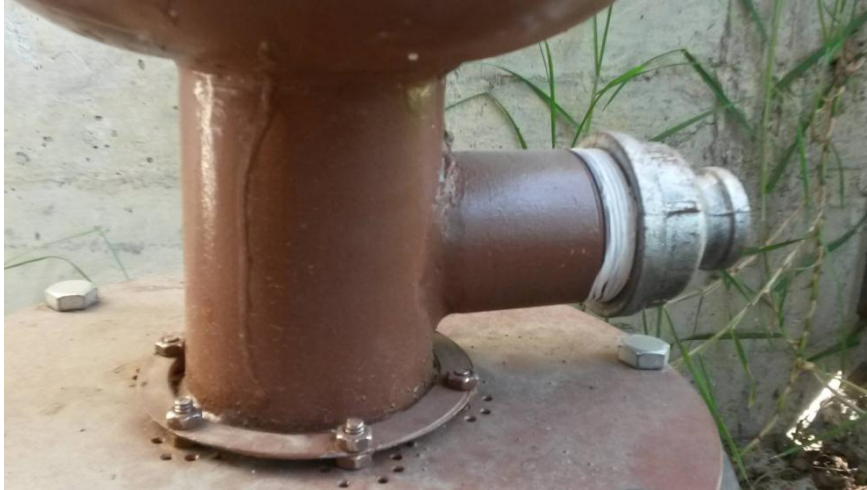
Fotografía 1: Tubo de alimentación, Acople de ampliación, Tapa lateral izquierda, Tapa lateral derecha, Cilindro horizontal, brida inferior. (De izquierda a derecha)



Fotografía 2 : Brida superior, Empaque, Válvulas en disposición circular, válvula central.



Fotografía 3: Brida superior, Empaque, Válvulas en disposición circular, válvula central, Cámara de aire.



Fotografía 4 : Brida superior, Anillo de válvulas, Tubo vertical, Tubo de descarga, Acople reductor, Tapa inferior.



Fotografía 5 : Tubo de alimentación, Ajuste con el ariete multipulsor con válvulas en disposición circular.



Fotografía 6 : Unión tubo de alimentación con el Ariete



Fotografías 7 y 8 : Unión del tubo de alimentación con el acople de ampliación



Fotografía 9 : Apriete pernos de brida superior, unión entre cámara superior y cámara inferior



Fotografías 10 y 11 : Ariete Hidráulico Multipulsor con Válvulas en Disposición Circular en funcionamiento.

k.11 Anexo 11 : Dibujos de Autocad