INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

Empresa:

Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez

Nombre del proyecto:

"Bomba de succión mediante energía renovable – Parte eólica"

Carrera:

Ingeniería Mecánica
Departamento Metal - Mecánica

Presenta:

Oscar Antonio Montero Sánchez

Asesor:

M.I. Lorenzo Marciano Vázquez
M. C. Juan Carlos Niños Torres

Tuxtla Gutiérrez Chiapas, 12 de Diciembre de 2014

Índice

Capítulo I.- Introducción 6

1.1.- Problemática a resolver 8

1.2.- Objetivos 10

1.3.- Justificación 11

1.4.- Alcances y limitaciones 12

Capítulo II.- Bombas 14

2.1.- Introducción 14

2.2.- Clasificación de las bombas 15

2.2.1.- Bombas de desplazamiento positivo 15

2.2.2.- Bombas dinámicas 16

2.3.- Bombas de pistón (Desplazamiento positivo) 17

2.3.1.- Principales características de las bombas de pistón 18

2.3.2.- Aplicaciones y usos de las bombas de pistón 18

2.3.3.- Clasificación 19

2.3.4.- Principio de funcionamiento 19

2.3.5.- Comparación entre las bombas axiales y radiales 21

2.4.- Algunos conceptos hidráulicos 22

2.4.1.- Caudal 22

2.4.2.- Presión 22

2.4.3.- Altura manométrica total (H_{man}) 23

2.4.4.- Altura de aspiración manométrica (H_s) 24

2.4.5.- Cavitación 25

2.4.6.- Sumergencia 27

2.4.7.- Potencia y rendimiento 28

2.4.8.- Cálculo de las pérdidas de carga en la tubería de aspiración 29

2.4.9.- Máxima altura de aspiración geométrica 30

2.4.10.- Velocidad específica (N_q) 31

2.4.11.- Curvas características de una bomba 32

2.4.12.- Determinación del punto de funcionamiento de un sistema 33

2.5.- ¿Cómo seleccionar una bomba? 35

2.6.- El punto de operación de la bomba 36

2.7.- Carga de succión neta positiva 37

2.7.1.- Cavitación 38
2.7.2.- Presión de vapor 38
2.7.3.- NPSH 39

Capítulo III.- Energía eólica 40
3.1.- Introducción 40
3.2.- Las energías renovables en el mundo 40
3.2.1.- Bioenergía 40
3.2.2.- Geotérmica 41
3.2.3.- Solar 42
3.2.4.- Hidráulica/marítima 42
3.2.5.- Eólica 43
3.3.- Las energías renovables en México 44
3.3.1.- Bioenergía 44
3.3.2.- Geotérmica 45
3.3.3.- Solar 46
3.3.4.- Hidráulica 47
3.3.5.- Eólica 48
3.4.- El recurso eólico 50
3.5.- Características del recurso eólico en la región del Istmo de Tehuantepec-Chiapas 52
3.6.- Producción de energía 54
3.7.- Componentes de un aerogenerador moderno 56
3.8.- Aspectos económicos 66
3.9.- Aspectos sociales 70
3.10.- Aspectos ambientales 72
3.11.- Marco regulatorio de la energía en México 74
3.12.- Lo que se ha hecho para impulsar el desarrollo de la energía eólica 77

Capítulo IV.- Bases de diseño 79
4.1.- Conceptos de diseño 79
4.2.- Proceso del diseño mecánico 79
4.3.- Parámetros o criterios de diseño 82
4.4.- Factores de diseño 83
4.5.- Fundamentos de ergonomía 84
4.5.1.- Objetivos de la ergonomía 84

4.5.2.- Consideraciones ergonómicas sobre los equipos 86
4.5.3.- Factores ergonómicos 87
4.6.- Rotores eólicos y sistemas eólicos para bombeo 87
4.6.1.- Teoría axial del momento 88
4.6.1.1.- Potencia disponible en una corriente de viento 90
4.6.1.2.- Coeficiente de potencia y límite de Betz 91
4.6.1.3.- Coeficiente de empuje 92
4.6.2.- Modelo ideal basado en la teoría del momento incluyendo la rotación 93
4.6.2.1.- Relaciones de velocidad local y en la punta 94
4.6.3.- Teoría conjunta del momento y del elemento de pala o teoría de tiras 96
4.6.3.1.- Teoría de perfiles aerodinámicos 97
4.6.3.2.- Teoría del elemento de pala 102
4.6.4.- Desarrollo de la teoría combinada de momento y la teoría de tiras 104
4.7.- Sistemas eólicos para bombeo 107
4.7.1.- Rotores 107
4.7.2.- Sistemas de transmisión 109
4.7.3.- Bombas 110
4.7.4.- Aplicaciones 111
Capítulo V.- Metodología 112
5.1.- Enfoque de la investigación 112
5.2.- Supuestos preliminares de diseño 112
5.3.- Variables 112
Capítulo VI.- Cálculos y resultados 113
6.1.- El problema del NREL Phase VI 113
6.1.1.- Generación de la geometría 113
6.1.2.- Generación de la malla 114
6.1.3.- Procesamiento 117
6.2.- Simulación de rotores Jober y Gaviotas MV2E 120
6.3.- Rendimiento de rotores Jober y Gaviotas MV2E 121
6.3.1.- Rendimiento experimental 121
6.3.2.- Rendimiento teórico 124
6.3.2.1.- Análisis de perfiles 124
6.3.3.- Desarrollo de la teoría BEM 128
6.4.- Propuesta de diseño futuro 131
6.4.1.- Conceptos previos 131

6.4.1.- Diseño previo....132
6.4.2.- Diseño propuesto....135

Capítulo VII.- Conclusiones y recomendaciones....138

Capítulo VIII.- Fuentes de información....140

Anexos....142
Anexo 1.- Variación de la tensión de vapor (Tv) en función de la temperatura del agua....142
Anexo 2.- Variación de la presión atmosférica en función de la altitud sobre el nivel del mar....142
Anexo 3.- Pérdidas de carga en tuberías rectas....143
Anexo 4.- Pérdidas de carga en accesorios....145
Anexo 5.- Curvas características de una bombas....146
Anexo 6.- Presión de vapor vs temperatura para líquidos comunes....147
Anexo 7.- Características del rotor NREL Phase VI....148
Anexo 8.- Características de los rotores Jober y Gaviotas MV2E....148
Anexo 9.- Propiedades aerodinámicas de diferentes perfiles....149
Anexo 10.- Artículo científico presentado en el Congreso Internacional de Investigación....151
Anexo 10.- Certificado de participación en el Congreso Internacional de Investigación....152

Capítulo I.- Introducción

Se denomina “energía renovable” a la energía que se obtiene de fuentes naturales virtualmente inagotables, ya sea por la inmensa cantidad de energía que contienen o por ser capaces de regenerarse por medios naturales.

En consideración a su grado de desarrollo tecnológico y a su nivel de penetración en la matriz energética de los países, las energías renovables se clasifican en energías renovables convencionales y no convencionales. Dentro de las primeras se considera a las grandes centrales hidroeléctricas; mientras que dentro de las segundas se ubican a las generadoras eólicas, solares fotovoltaicas, solares térmicas, geotérmicas, mareomotrices, de biomasa y las pequeñas hidroeléctricas.

El aprovechamiento de las fuentes de energía renovable por el hombre es muy antiguo. Desde muchos siglos antes de nuestra era; energías renovables como la solar, eólica e hidráulica eran aprovechadas por el hombre en sus actividades domésticas, agrícolas, artesanales y comerciales. Esta situación prevaleció hasta la llegada de la Primera Revolución Industrial del Siglo XVIII (Ver Figura 1), cuando las energías renovables debieron ceder su lugar a los recursos fósiles como el petróleo y el carbón que en ese momento se ofrecían como fuentes energéticas abundantes y baratas. La revolución industrial desencadenó también los cambios sociales y económicos que dieron lugar al posterior desarrollo de la gran industria hidroeléctrica considerada hoy como fuente energética renovable convencional.

Figura 1.- Revolución Industrial en Inglaterra

En la actualidad, cuando la disponibilidad de los recursos fósiles juega un rol determinante en el suministro energético global y nacional, y cuando los factores medio ambientales aparecen entre las preocupaciones principales de la sociedad contemporánea, las energías renovables resurgen con éxito creciente en todas las latitudes del planeta, alentadas por los apremios del suministro energético y la presencia de marcos normativos favorables.

Respecto al ámbito nacional, debe destacarse que México ha sido tradicionalmente un país cuya generación eléctrica se ha sustentado, en parte, en fuentes renovables. Esto significa que nuestro desarrollo energético contribuye desde tiempo atrás a la reducción del efecto invernadero que hoy agobia al planeta, con un desarrollo que se sustenta en fuentes limpias de energía. Este tipo de energías nos brindarán una ventaja sobre aquellos lugares en los cuales existen fuentes de energía pero que no son aprovechadas adecuadamente.

La actual administración gubernamental ha presentado y aprobado la Reforma Energética en México, siendo esta una iniciativa de reforma constitucional presentada por el Presidente de la

República, el Lic. Enrique Peña Nieto, el 12 de agosto de 2013. En dicha reforma se busca corregir las limitaciones del modelo energético actual para agregar energías renovables a gran escala mediante un mercado administrado por el Estado a través de un operador independiente, y el establecimiento de certificados de energías limpias. Con esto se promueve la diversificación de la producción de energía, empleando o haciendo uso de energía eólica, geotérmica, hidráulica y mini hidráulica, biomasa y solar.

En cumplimiento con el Artículo 17 del Reglamento de la Ley para el Aprovechamiento de Energías Renovables, la Secretaría de Energía publica la Prospectiva de Energías Renovables 2012-2026. Este proyecto tiene el fin de impulsar el uso de tecnologías como la eólica, solar y mecánica, así como dar a conocer el potencial energético de nuestro país proveniente de recursos naturales.

En la elaboración de este proyecto se ha dado seguimiento a los objetivos planteados por la Estrategia Nacional de Energía 2012-2026, relativos a la diversificación de las fuentes de energía incrementando la participación de tecnologías limpias, siendo una de esas, la energía eólica. Como es bien sabido, la energía eólica es la energía obtenida de la fuerza del viento, mediante la utilización de la energía cinética generada por las corrientes de aire. La energía del viento está relacionada con el movimiento de las masas de aire que se desplazan de áreas de alta presión atmosférica hacia áreas adyacentes de baja presión, con velocidades proporcionales (gradiente de presión).

La energía eólica ha sido aprovechada desde la antigüedad para mover los barcos impulsados por velas o hacer funcionar la maquinaria de molinos de aspas. En las últimas décadas, el aprovechamiento de la energía eólica ha progresado hasta convertirse en uno de los pilares fundamentales del suministro de energía renovable (Ver Figura 2).

Figura 2.- Parque eólico en México

Uno de los usos más frecuentes de la energía eólica, en el cual sí se ha mostrado un interés remarcable, es el bombeo de agua, por medio de molinos de viento llamados "aerobombas". Esto debido a la necesidad del recurso hídrico por parte de campesinos para el riego de cultivos, labores de irrigación, drenaje y para el consumo tanto humano como animal.

1.1.- Problemática a resolver

En México, el crecimiento económico no ha tomado en cuenta plenamente las señales de escasez del agua. La concentración de la población aunada a la actividad económica ha creado zonas de alta escasez, no sólo en las regiones de baja precipitación pluvial, como en el norte del país, sino también en zonas donde eso no se percibía como un problema al comenzar el crecimiento urbano o el establecimiento de la agricultura de riego. Tan sólo para ilustrar la situación extrema en la que se encuentra el agua subterránea, podemos mencionar que, según cálculos de la Comisión Nacional del Agua (CNA), 101 acuíferos, de un total de 600, están sobre explotados.

El crecimiento poblacional y económico han ejercido mayor presión sobre las reservas de agua en México, al punto que el volumen demandado es mayor que el suministrado en algunas regiones del país (Ver Figura 3), lo que obliga al gobierno a decidir a quién dejar sin este recurso, lo que ocasiona problemas distributivos. La competencia por este recurso es ya causa de conflictos de diferente intensidad y escala, y se presenta no sólo entre usuarios de la misma comunidad sino entre distintas comunidades, municipios, estados e incluso en el ámbito transfronterizo.

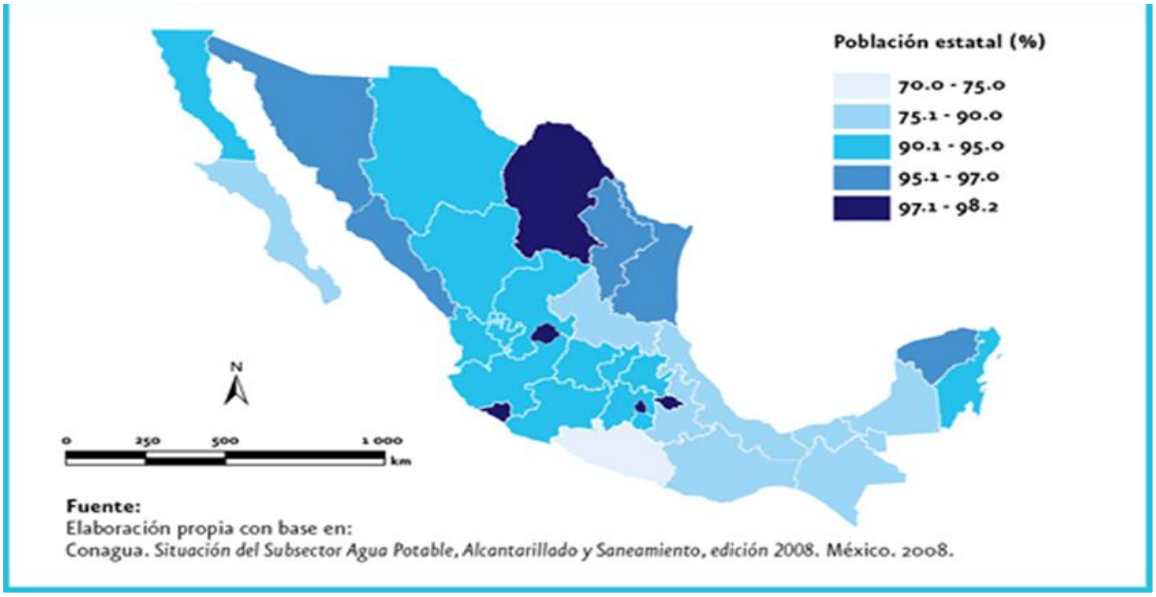


Figura 3.- Mapa de cobertura de agua potable por entidad federativa, 2011

Los problemas de escasez de agua en México se han agravado en las últimas décadas, lo que genera mayor tensión en la competencia por el recurso, no sólo al interior, sino con otros países. En un intento por regular el uso del agua y de evitar los conflictos, el marco institucional ha ido cambiando,

sin conseguir del todo una reforma acorde con el nivel del problema. El diseño de mecanismos de prevención y, en su caso, de mediación y resolución de conflictos, requieren de conocer a fondo la manera en la que surgen y se desarrollan.

La sustentabilidad del manejo del agua en México implica que el consumo actual debe hacerse a una tasa que permita un volumen y calidad suficiente del recurso para las generaciones futuras. Las necesidades energéticas de las viviendas, de las empresas, de los comercios y de todos los servicios de una ciudad (por ejemplo, alumbrado público) a menudo son muy grandes. Las instalaciones ya gigantescas deben evolucionar para lograr tres cosas: responder a la demanda cada vez mayor, proteger los recursos naturales y disminuir los gases vertidos a la atmósfera, especialmente los de efecto invernadero.

Figura 4.- Pozos subterráneos en Chiapas

Un proyecto que sea capaz de resolver las problemáticas de escasez de agua y que, además, conjunte de manera armoniosa la utilización de energías renovables en pro de la conservación del ambiente, resulta entonces de vital importancia. El proyecto de residencia en cuestión tiene como objetivo diseñar una bomba de succión que sea capaz de funcionar por medio de tres energías renovables (solar, eólica y mecánica) y que permita abastecer de agua a aquellas comunidades que no cuentan con un sistema eficiente de distribución del mismo (Ver Figura 4). Sin embargo, en este documento solo se sentaran las bases para el diseño de la parte eólica, analizando sus aportaciones y deficiencias relacionadas con la implementación de las dos energías renovables restantes. El desarrollo de este proyecto será un aporte valioso debido al impacto y a las aplicaciones que pudiese tener en zonas donde es difícil transportar agua, además que puede ser aplicable para campos de cultivo donde se tenga un depósito de almacenamiento o bien, para su uso doméstico.

El abastecimiento de agua es una de las necesidades básicas para la vida del ser humano, por lo cual el diseño del sistema de bombeo deberá cumplir con las necesidades para transportar el agua con el menor costo de inversión que resuelvan los problemas de suministro de $1000\frac{litros}{hora}$ de agua, requeridos en la mayor parte del país.

El bombeo de agua tiene una larga historia, a lo largo de los años se han desarrollado muchos métodos para bombear agua, sin embargo, la mayoría de ellos no son funcionales en todas partes ni se han creado concientizando en la preservación del medio ambiente. La energía eólica y la solar pueden ser opciones excelentes en áreas remotas donde los costos para extender las líneas de distribución eléctrica son altos.

La realización de este proyecto tiene como meta sentar las bases para el diseño de una bomba con energía renovable (solar, eólica y mecánica) para el suministro de agua que permita acarrear este

líquido con menos esfuerzo, especialmente en áreas donde es difícil transportarlo, además de ser un proyecto que no contamine al medio ambiente y que sea de bajo costo para los lugares más remotos. Haciendo una comparación a largo plazo del costo que proporcionan las compañías hidroeléctricas es redituable, al menos en nuestro país, el implemento de energías renovables.

El viento se puede aprovechar para aplicaciones mecánicas y electrificaciones de sitios aislados. Es por ello que la energía eólica es el recurso que está creciendo más rápidamente, a tal punto que se piensa que en 20 años, más del 17% de la energía consumida en el mundo va a provenir del aprovechamiento del viento, desplazando al petróleo y otros productos no renovables. Hasta hace tiempo, la velocidad mínima del viento por encima de los $15\,\frac{Km}{hora}$ era una propiedad indispensable, hoy ese mínimo ha decrecido a tal punto que brisas no muy intensas se aprovechan para la obtención de energía.

En nuestro país es importante estudiar la aplicación y los efectos de la implementación de energías renovables, ya que también pueden representar una oportunidad para incentivar el crecimiento de varias industrias relacionadas con las energías limpias, beneficiarse de inversiones y crear nuevos empleos.

Las fuentes de energía renovable son también una buena opción cuando sólo hay necesidad de bombear una cantidad pequeña de agua. Generalmente se requiere muy poca agua para el ganado y para uso residencial. Para tomar una decisión inteligente acerca de las fuentes de energía renovable y el aprovechamiento de estas para bombeo de agua, es útil comprender algunos conceptos básicos acerca de las energías renovables, incluyendo:

- ¿Qué son las energías renovables?
- ¿Qué es la energía eólica?
- ¿De qué manera podemos aprovechar la energía eólica?
- ¿De qué manera podemos optimizarla para una bomba de succión?
- Los componentes principales de una bomba de succión.
- Las ventajas y desventajas de las bombas de energía eólica.
- Cómo calcular los requerimientos de bombeo, aquí también es importante considerar los costos de compra y mantenimiento
- Costo inicial, los costos de la energía y los costos de mantenimiento.

1.2.- Objetivos

General

Formular una propuesta de asimilación de la tecnología de construcción y operación de una bomba de succión para el suministro de agua potable para regiones rurales, bebederos de ganado o riego, y que permita bajar los costos de producción e impulsar el desarrollo tecnológico de México en el ramo, aprovechando los tipos de energía sustentable, como son:

Etapa 1: Energía eólica.

Etapa 2: Energía solar.
Etapa 3: Dispositivo de bombeo manual.

Específicos

1) Revisar y sintetizar el estado del arte de los sistemas de bombeo por succión y obtener resultados, aportaciones teóricas y técnicas valiosas de la búsqueda de información.
2) Definir las variables a considerar en el diseño básico de la bomba.
3) Diseñar un sistema de energía eólica para generar la potencia requerida.
4) Analizar cuál es la mejor opción de inversión en energía eólica de acuerdo al diseño y al mercado eléctrico en nuestro país.
5) Si es posible, analizar el aumento en la rentabilidad y sustentabilidad de la energía eólica en México.

1.3.- Justificación

En el país existen muchas comunidades que, a causa de su marginación geográfica y económica, no cuentan con los servicios básicos como el abastecimiento de agua, por ejemplo. En una gran cantidad de casos la electrificación de estas zonas (rurales en su mayoría), que no contaban con este servicio básico, supone notables mejoras en sus condiciones de vida, funcionando como factor de desarrollo económico.

Sumado a lo anterior, tenemos que este tipo de comunidades son muy vulnerables a los trastornos del clima derivados del calentamiento de la atmósfera, que ha provocado desde sequías hasta inundaciones sin precedentes. La mayor parte del aumento de la temperatura global se debe principalmente a las concentraciones de gases de invernadero originadas por el ser humano (Ver Figura 5). Si se continua con las mismas o mayores tasas de emisión de dichos gases se ocasionará un calentamiento tan elevado que traerá muchos cambios en el sistema climático de la Tierra.

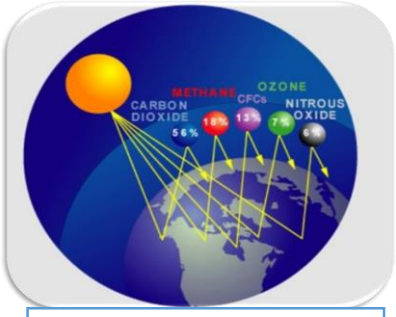


Figura 5.- Gases de invernadero

El uso de energía a partir de fuentes renovables es una alternativa para disminuir las emisiones de gases de invernadero a la atmósfera. Debido a la necesidad de tomar acciones ante el calentamiento global y el cambio climático, se hace necesario entonces el empleo de energías renovables para satisfacer la creciente demanda de energía y servicios públicos/básicos en México. En el país, las energías renovables más desarrolladas son la geotérmica, la hidroelectricidad y la energía eólica, pero hay un importante potencial de desarrollo para la energía solar y la proveniente de la biomasa.

Otra razón que hace necesario el desarrollo y aplicación de las energías renovables es el agotamiento de las reservas petroleras y de gas natural en nuestro país. La producción de petróleo

y gas natural se prevé llegue a su pico antes del 2020, por lo que existe la necesidad de diversificar la forma en que se genera energía eléctrica y disminuir la dependencia respecto de los hidrocarburos.

En México, una de las tecnologías que ha tenido más impulso recientemente ha sido la eólica y se han llevado a cabo diversos proyectos de este tipo en varios estados de la República. Por otra parte, este tipo de energía tiene altos costos de inversión. Esto se debe a que en México la tecnología con la que se construyen los aerogeneradores y se instalan y operan las plantas debe ser importada, lo que crea una dependencia tecnológica de empresas extranjeras que además contribuye enormemente a elevar el precio de esta energía en el país.

El presente proyecto procura y apoya el mejoramiento de aquellas zonas en donde el abastecimiento de agua se logra solo con el acarreo; obtenida de diversas fuentes como ríos, manantiales, lagos o pozos profundos y que no cuentan con ningún medio de bombeo, cumpliendo siempre con los objetivos de cuidado al medio ambiente.

Es por ello que se diseñará una bomba de succión mediante energía renovable que pueda satisfacer la demanda de agua para consumo humano, para riego, o el llenado de bebederos de ganado. Se pretende emplear en conjunto la energía solar, energía eólica, y como respaldo de la ausencia de algunas de las dos antes mencionadas, se implementará un método manual.

Entre los impactos más relevantes del proyecto en forma general se encuentran los siguientes:

- Ambientales: Aprovechar energías renovables como la solar y eólica para generar energía eléctrica y mecánica sin necesidad de otras fuentes energéticas.
- Social: Hacer ver que las energías renovables son una buena fuente para crear energía eléctrica y trabajo mecánico y que con ello se pueden crear o incorporar nuevas tecnologías para beneficio de aquellas tareas que resulten ser un problema para la sociedad.
- Económico: Los beneficios económicos se fundamentan, principalmente, en el ahorro que conlleva llevar las redes eléctricas a determinados lugares en donde las condiciones de terreno o distancia no permiten ser la mejor opción en cuanto a costos.
- Tecnológico: Crear nuevas formas de obtención de energía para realizar un trabajo.

1.4.- Alcances y limitaciones

El alcance principal de este proyecto será el diseño de un sistema eólico para bombeo; que estará conformado por el rotor, el sistema de transmisión y la bomba, con dicho conjunto de elementos se pretende materializar el concepto de utilizar un determinado tipo de rotor para una aerobomba. Todo esto va de la mano con los objetivos y están representados en el diseño aerodinámico del rotor y sus características.

En según lugar, se pretende lograr el planteamiento de un mecanismo de cambio de ángulo (parámetro aerodinámico) y un mecanismo de freno hidráulico para la realización, si es posible, de pruebas experimentales que permitan la determinación del momento par. Una vez que se tengan los aspectos anteriormente mencionados se podrá obtener una curva de coeficiente de rendimiento del rotor mediante estudios realizados previamente con pruebas aerodinámicas y simulación computacional en universidades en el extranjero. Entre los alcances para el desarrollo de este proyecto se consultarán fuentes de información como Internet y libros, Ingenieros de la institución o fuera de ella, tesis, entre otros.

Por otra parte, es importante mencionar que debido a que no se cuentan con laboratorios especiales, se pueden dar ciertas diferencias en los resultados respecto al prototipo real, por lo que se utilizarán relaciones de trabajo apropiadas. El proyecto tiene los recursos suficientes para aplicarlos a las necesidades que se requieran. Entre las limitantes de este proyecto se encuentra el tiempo de construcción de las estructuras que soporta el molino de viento y entrega del pedido, ya que depende de la autorización y de las órdenes de compra, también de la disponibilidad de las herramientas a utilizar, así como el protocolo de aceptación.

Capítulo II.- Bombas

2.1.- Introducción

Una de las aplicaciones más prácticas de la Mecánica de Fluidos a la Ingeniería es el diseño de máquinas. Las turbomáquinas se dividen de forma natural en aquellas que añaden energía a un fluido (bomba) y aquellas que extraen energía de él (turbinas). Ambos tipos de máquinas suelen estar unidas a un eje rotatorio, de donde proviene el nombre de turbomáquinas. El prefijo turbo es una palabra latina que denota “giro” o “rotación”, indicando que las turbomáquinas giran de algún modo.

Algunos autores llaman a las bombas “dispositivos que absorben energía” porque la energía se les debe suministrar, y transfieren la mayor parte de esta energía al fluido, por lo regular, mediante la flecha rotatoria. El incremento en la energía hidráulica se experimenta como un aumento en la presión del fluido. Por otro lado, las turbinas son “dispositivos que producen energía” porque extraen la energía del fluido y transforman la mayor parte de esa energía a una forma de energía mecánica, casi siempre mediante una flecha rotatoria. El fluido en la descarga de la turbina experimenta una pérdida de energía, por lo general en forma de pérdida de presión.

El movimiento del agua y otros líquidos y gases se hace creando una diferencia de presión entre dos puntos; ya sea por succión, compresión, vacío, empuje y otros medios. El accionamiento de las bombas puede realizarse con energía humana (bomba manual), humana o animal (noria), animal (malacate), motor eléctrico (turbina y otras), eólica (molino de viento), o incluso con la energía de una corriente de agua (ariete, molino de agua).

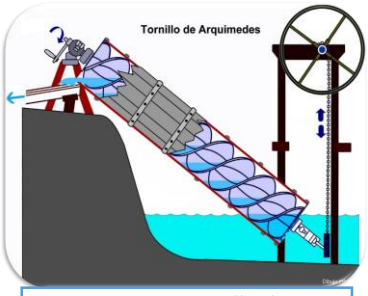


Figura 6.- Tornillo de Arquímedes

La bomba es el ingenio más antiguo que se conoce para transferir energía a un fluido. Al menos dos tipos datan de antes de Cristo: las norias, usadas ampliamente en Asia y África (1000 a.C.), y la bomba de tornillo de Arquímedes (250 a.C.), la cual se muestra en la Figura 6, todavía construida hoy para bombear mezclas de sólidos y líquidos. Las ruedas hidráulicas ya eran usadas por los romanos en el 70 a.C. y los molinos babilónicos datan del 700 a.C. Sin embargo, no es hasta el siglo XII cuando Al-Jazari describió e ilustró diferentes tipos de bombas; incluyendo bombas reversibles, bombas de doble acción, bombas de vacío, bombas de agua y bombas de desplazamiento positivo.

A un aparato que bombea líquido se le llama simplemente bomba, pero si bombea gases recibe tres nombres diferentes, dependiendo del incremento de presión conseguido. Si el incremento de presión es muy pequeño (unas cuantas pulgadas de agua), se denomina ventilador; hasta 1 atm se suele denominar soplante, y por encima de 1 atm, compresor.

2.2.- Clasificación de las bombas

Hay dos tipos básicos de bombas: de desplazamiento positivo y dinámicas o de intercambio de cantidad de movimiento, según sea la manera en la que ocurre la transferencia de energía. En el mundo existen hoy varios miles de millones de cada tipo en uso.

2.2.1.- Bombas de desplazamiento positivo

En las máquinas de desplazamiento positivo, el fluido se dirige hacia adentro de un volumen cerrado. La transferencia de energía al fluido se acompaña por un movimiento de las fronteras del volumen cerrado, lo cual causa la expansión o contracción del volumen, debido a lo cual se succiona el líquido o se fuerce a salir, respectivamente.

Este tipo de bombas tienen un contorno móvil que, por cambios de volumen, obligan al fluido a avanzar a través de la máquina. Se abre una cavidad en la que el fluido penetra a través de la toma. Después se cierra la cavidad y se expulsa el fluido por la abertura de salida. Un ejemplo clásico es el corazón de los mamíferos, existiendo una variedad de versiones mecánicas.

Todas las BDP suministran un caudal pulsante o periódico, como consecuencia de que la cavidad se abre, atrapa y expulsa al fluido. Lo ideal es que estos tipos de bombas envíen una cantidad fija de fluido en cada revolución del rotor o eje impulsor de la bomba. La capacidad de ésta se ve afectada sólo en forma moderada por los cambios de presión, debido a deslizamientos pequeños ocasionados a su vez por las holguras entre la carcasa y el rotor, pistones, aspas y otros elementos activos. Su gran ventaja es que pueden bombear cualquier fluido, independientemente de su viscosidad. Es raro que estas máquinas funcionen a la inversa, es decir, como turbinas o extractores de energía.

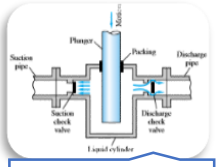
Dado que las BDP comprimen mecánicamente una cavidad llena de líquido, un problema potencial es que se pueden generar presiones gigantescas si por cualquier motivo se atasca la salida. Esto obliga a construirlas con un diseño más robusto, aunque si las válvulas de alivio no funcionaran correctamente, un atasco completo podría dañar el ingenio.

Las características de operación de las BDP hacen que sean útiles para manejar fluidos como el agua, aceites hidráulicos en sistemas de fluidos de potencia, productos químicos, pintura, gasolina, grasas, adhesivos y ciertos productos alimenticios. En general, se utilizan para aplicaciones de presión elevada que requieren un envío constante, relativamente. Algunos diseños necesitan pulsos de salida, son susceptibles al daño por sólidos y abrasivos o requieren necesariamente una válvula de alivio. Estas bombas se pueden clasificar como sigue (Ver Figuras 7):

A. Alternativas
   - Pistón o émbolo
   - Diafragma

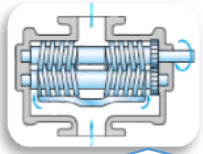
B. Rotativas

- Rotor simple
  - ✓ Paletas deslizantes
  - ✓ Tornillo
  - ✓ Peristáltica
- Rotor múltiple
  - ✓ Engranaje
  - ✓ Lóbulo
  - ✓ Tornillo
  - ✓ Pistones múltiples

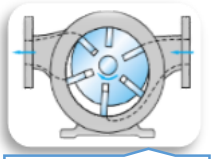


Bomba de pistón alternativo o émbolo

Bomba externa de engranajes



Bomba de tornillo doble



Bomba de paletas deslizantes

Bomba de tres lóbulos

Bomba de doble pistón azimutal

Bomba peristáltica

2.2.2.- Bombas dinámicas

Este tipo de bombas añade simplemente cantidad de movimiento al fluido por medio de paletas, álabes giratorios o ciertos dispositivos especiales. No hay volúmenes cerrados: el fluido aumenta su cantidad de movimiento mientras se mueve a través de pasajes abiertos, para convertir después su alta velocidad en incremento de presión al salir a través de un difusor.

El fluido se lleva al centro del impulsor y después es lanzado hacia fuera por las aspas. Al salir del impulsor, el fluido pasa por una voluta en forma de espiral, donde baja en forma gradual y ocasiona que parte de la energía cinética se convierta en presión de fluido (Ver Figura 8). En este caso, los álabes rotatorios suministran energía a un fluido. Por lo que se refiere a las bombas, los álabes rotatorios se llaman álabes o aspas de rueda móvil o álabes de rotor (en América Latina) o rodete (en España) o de impulsor, y en las turbinas se llaman álabes o aspas del rodete o rotor.

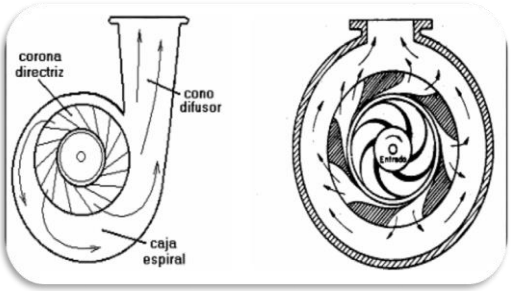


Figura 8.- Ejemplo de una bomba centrífuga

Las bombas dinámicas pueden clasificarse como sigue:

A. Rotativas
   - Centrífugas o de flujo de salida radial
   - Flujo axial
   - Flujo mixto (entre radial y axial)

B. Diseños especiales
   - Bomba de chorro o eyector
   - Bombas electromagnéticas para metales líquidos
   - Actuadores: martinetes hidráulicos o neumáticos

Las bombas rotodinámicas (dinámicas rotativas) proporcionan generalmente mayor caudal que las BDP y una descarga más estacionaria, pero son poco efectivas para bombear líquidos muy viscosos. Las bombas rotodinámicas generalmente deben ser cebadas; esto es, si están llenas con gas no pueden succionar el líquido, situado por debajo, hasta su entrada. En cambio, las BDP son autocebantes en la mayor parte de las aplicaciones. Una bomba dinámica proporciona grandes caudales (hasta $300{,}000\ gal/min$) con bajos incrementos de presión, mientras que las BDP pueden funcionar a presiones muy altas, pero normalmente proporcionan caudales bajos ($100\ gal/min$).

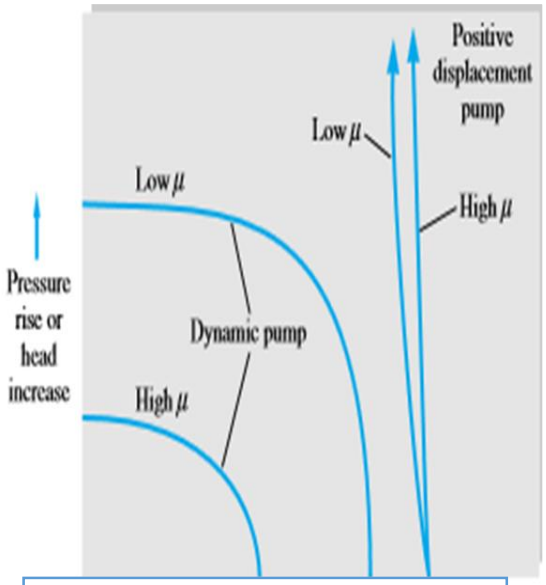


Figura 9.- Comparación de las curvas características tipicas de bombas rotodinamicas y de DP a velocidad constante

La Figura 9 muestra las grandes diferencias de funcionamiento (Δp en función de Q) entre los dos tipos de bombas. A una velocidad de rotación constante, las BDP proporcionan un caudal aproximadamente constante en un amplio margen de incrementos de presión, con un ligero efecto de la viscosidad. El caudal de una BDP solo se puede modificar variando la velocidad. Por este motivo, las BDP se pueden utilizar como caudalímetros.

En contraste, a velocidad constante, las bombas dinámicas tienen un amplio rango de funcionamiento, que va desde un máximo Δp sin caudal (condición de cierre) hasta cero Δp cuando el caudal es máximo. Los fluidos muy viscosos degradan notablemente el rendimiento de las bombas dinámicas.

2.3.- Bombas de pistón (Desplazamiento positivo)

Como había mencionado en el Capítulo I, se pretende que en la etapa final del proyecto sean tres las energías renovables participantes en el bombeo de agua en pozos profundos por medio de una turbomáquina sencilla. Según lo analizado por profesores y residentes anteriores, se llegó a la

conclusión de que el tipo de bomba a utilizar sería una bomba de pistón, quizás una que posea dos pistones que le permitan trabajar.

Las bombas de pistones están formadas por un conjunto de pequeños pistones que van subiendo y bajando de forma alternativa de un modo parecido a los pistones de un motor a partir de un movimiento rotativo del eje (Ver Figura 10). Una bomba de este tipo es una bomba hidráulica que genera el movimiento en él mismo, mediante el movimiento de un pistón. Las bombas de pistones son del tipo de desplazamiento positivo, y se emplean para el movimiento de fluidos a alta presión o fluidos de elevadas viscosidades o densidades.

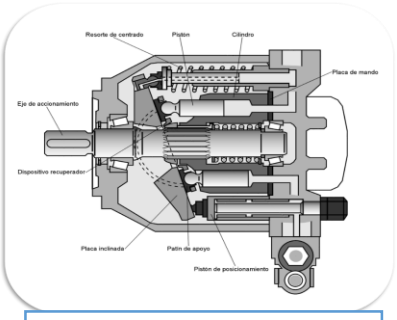


Figura 10.- Ejemplo de una bomba de pistón

Son utilizadas generalmente en la industria por su alto rendimiento y por la facilidad de poder trabajar a presiones superiores del orden de $2000\ lb/pulg^2$ y tienen una eficiencia volumétrica aproximadamente de 95 a 98%, mayor que cualquier otro tipo, venciendo, generalmente, presiones de trabajo más elevadas que las bombas de engranajes o de paletas. Sin embargo, las tolerancias muy ajustadas de estas bombas las hacen muy sensibles a la contaminación del líquido.

2.3.1.- Principales características de las bombas de pistón

En la gran variedad existente de las bombas de pistón encontramos las siguientes características:

- Bombeo de productos particulados y productos sensibles a esfuerzos de cizalla.
- Manejo de frutas y verduras enteras, hojas, rodajas, trozos y dados de fruta en la industria alimenticia.
- Diseño higiénico.
- Temperatura de trabajo: 120 ºC o más según el diseño.
- Trabajo en vacío.

2.3.2.- Aplicaciones y usos de las bombas de pistón

Las bombas de pistón tienen aplicaciones en diversas industrias, entre las que destacan:

- Industria de proteínas
- Pastelería y dulces
- Productos lácteos
- Bebidas
- Frutas y verduras
- Comidas preparadas/pre-cocinadas
- Farmacia
- Higiene personal
- Medio ambiente

2.3.3.- Clasificación

Debido a la gran variedad de bombas de pistón, estas pueden clasificarse como:

a) Bombas de pistón axial: Los pistones se mueven dentro y fuera sobre un plano paralelo al eje de la flecha impulsora. Estos resultan ser los que se utilizan, fundamentalmente, en maquinaria en la actualidad (Ver Figura 11).
b) Bombas de pistón radial: Los pistones se deslizan radialmente dentro del cuerpo de la bomba que gira alrededor de una flecha (Ver Figura 12).
c) Bombas de pistón de barril angular (Vickers): Las cargas para impulsión de la bomba y las cargas de empuje por la acción del bombeo van soportadas por tres cojinetes de bolas de hilera simple y un cojinete de bolas de hilera doble. Este diseño de bomba ha dado un excelente servicio a la industria aeronáutica.
d) Bombas de pistón de placa de empuje angular (Denison): Este tipo de bombas incorpora zapatas de pistón que se deslizan sobre la placa de empuje angular o de leva. La falta de lubricación causará desgaste.

Figura 11.- Bomba de pistón axial

Partes de una bomba de pistón axial

1.- Tapa de válvula
2.- Cilindro fuera de borda
3.- Sellos de carcasa
4.- Válvulas de choque
5.- Sellos de rodamientos de pistón universal
6.- Carcasas estándar

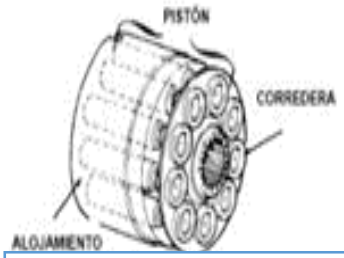


Figura 12.- Bomba de pistón radial

2.3.4.- Principio de funcionamiento

Estos tipos de bombas disponen de varios conjuntos pistón-cilindro de tal forma que mientras unos pistones están aspirando líquido, otros lo están impulsando, consiguiendo así un flujo menos pulsante; siendo más continuo cuantos más pistones haya en la bomba; el líquido pasa al interior

del cilindro en su carrera de expansión y posteriormente es expulsado en su carrera de compresión, produciéndose así el caudal que otorga la bomba.

Las bombas de pistón están compuestas de un motor y de una estructura definida como “grupo de bombeo”. Las partes fundamentales del motor son el pistón y el dispositivo de válvulas. Este permite la inversión automática del movimiento del pistón. El caudal de una bomba de pistón depende de la cantidad de material que suministra en cada ciclo, es decir, de la cantidad que es capaz de “aspirar” el pistón-cilindro.

Las válvulas van acopladas a un motor neumático alternativo accionado con aire. El movimiento alternativo se repite indefinidamente mientras esté conectado el suministro de aire, independientemente de si la bomba está alimentada con líquido o no.

El mecanismo básico de estos dispositivos es siempre una placa motriz circular rotando oblicuamente en un eje. Al girar el eje, comunica un movimiento circular al bloque de cilindros. Este movimiento, en conjunto con la inclinación de la placa, determina que el pistón desarrolle internamente en el cilindro un movimiento alternativo que permite el desarrollo de los procesos de aspiración y descarga. Este grupo de pistones giratorios se instala en el eje de entrada y es impulsado por el motor.

De forma resumida y entendible:

1) En la primera parte del proceso, los pistones se retraen provocando un aumento de volumen y una disminución de la presión, con lo que se genera la aspiración, producto de un “vacío” parcial.
2) En la segunda etapa, los pistones comienzan a entrar y con esto se disminuye el volumen y como consecuencia se produce la descarga.

Las correderas del pistón pivotean y se deslizan por una arandela endurecida llamada arandela de empuje. La arandela de empuje se sitúa en el plato distribuidor. Éste pivotea sobre dos pasadores de soporte y controla la salida de la bomba. Cuando el operador mueve el pedal de control de tracción para aumentar la velocidad de desplazamiento, el ángulo del plato distribuidor se acentúa.

A medida que gira el grupo de pistones, estos se mueven hacia adentro y hacia fuera de sus orificios y bombean el líquido. La cantidad de líquido bombeado es controlado por el ángulo del plato distribuidor. Mientras el plato distribuidor se mantenga en posición neutral, no se bombeará líquido alguno. Cuando el operador mueve el pedal de control de tracción, aumenta el ángulo del plato distribuidor, lo que a su vez aumenta la carrera del pistón. Cuando la carrera del pistón aumenta, la cantidad de líquido bombeado aumenta y la velocidad de desplazamiento cambia.

Apoyados en la Figura 13, se explica a continuación el procedimiento de funcionamiento, paso por paso, de este tipo de bomba. Cada figura representa un paso en particular. Debe entenderse que es

un proceso general, y no se toman en cuenta las particularidades de cada tipo de bomba de pistón que pudiese existir:

1) Varilla en posición inferior.
2) Se produce la apertura de la válvula de succión y el llenado de la bomba. Simultáneamente, por el cierre de la válvula de la varilla, es desalojado el producto que se encuentra sobre el sello del émbolo.
3) Varilla en posición superior.
4) Por la acción de la varilla, que se desplaza hacia abajo, se produce la apertura de la válvula del émbolo y el cierre de la válvula de succión, desalojándose producto por la salida en un volumen igual al ocupado por la varilla.
5) Varilla en posición inferior.

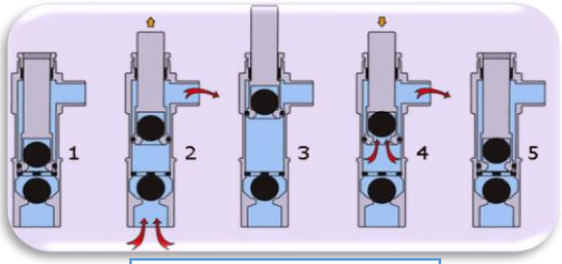


Figura 13.- Funcionamiento de una bomba de pistón

2.3.5.- Comparación entre las bombas axiales y radiales

La bomba hidráulica axial de alta presión es posiblemente la única aplicación donde el dispositivo se ha empleado con éxito y tanto es así, que actualmente existe la definida tendencia de utilizar más y más este tipo de bomba en todos los procedimientos industriales posibles, desplazando a las bombas de pistones radiales o en "estrella" a pesar de ser más robustas, simples y durables, y ello muy posiblemente sea debido a la influencia de la técnica hidráulica aeronáutica tan empleada en países avanzados. Ya en la aviación, la cuestión es de vital importancia y este tipo de bomba es la que asegura mayor potencia por kilogramo de peso.

Las bombas con placa motriz circular oscilante de cilindros axiales (paralelos al eje de la bomba) tienen tres ventajas fundamentales respecto a las bombas de pistones radicales.

a) Los cilindros se hallan muy cerca respecto del eje central de giro, por lo cual la fuerza centrífuga sobre los pistones es considerablemente menor.
b) El mecanismo que se encarga de producir el movimiento alternativo de los pistones es más rígido. Por esta razón los golpes de ariete que se presentan en estas bombas son mucho menores, ya que los pistones pasan del tiempo de aspiración al de presión y viceversa, de una manera más suave, condicionando un menor nivel de ruido.
c) La utilización de bombas de cilindros axiales permite el empleo de válvulas deslizantes rotativas planas mientras que en las bombas de pistones radiales las válvulas rotativas deslizantes son cilíndricas. En las primeras se permiten presiones tan altas como 35 atm,

mientras que con las segundas no es posible tener buenos rendimientos hidráulicos si se pasa más allá de las 210 atm.

2.4.- Algunos conceptos hidráulicos

Como es bien sabido, los líquidos y los gases reciben la denominación común de fluidos, debido a que sus moléculas se mueven fácilmente unas con respecto a otras, cambiando de forma bajo la acción de pequeñas fuerzas.

Se llama líquido a todo fluido cuyo volumen adopta la forma del recipiente que lo contiene (es decir, volumen constante - forma variable). Como características esenciales de los líquidos se puede citar que, cuando un líquido ocupa un gran recipiente, su superficie libre aparece plana y horizontal. Igualmente si un líquido ocupa varios recipientes comunicados entre sí, en todos esos recipientes el líquido alcanzará la misma altura o nivel, independientemente de que estos tengan formas diferentes (lo que se conoce como teoría de los vasos comunicantes). Algunos conceptos más importantes se explican a continuación.

2.4.1.- Caudal

El caudal volumétrico, o simplemente caudal Q, que circula por un determinado sistema, es el volumen de líquido trasegado en la unidad de tiempo. Las unidades más comúnmente empleadas son: $\frac{m^3}{h}, \frac{litros}{minuto}, \frac{litros}{segundo}$. No obstante, en el ámbito de influencia anglosajona lo podemos encontrar expresado tanto en galones Imperiales/minuto $(Igpm)$ como galones americanos/minuto $(USgpm)$. La equivalencia entre las principales unidades de medida de caudal se presenta a continuación:

$$1\frac{L}{s} = 60\frac{L}{m} = 3.6\frac{m^3}{h} = 13.148\ Igpm = 15.839\ USgpm \dots (Ecuación\ 1)$$

El caudal volumétrico que circula por un determinado sistema se puede obtener multiplicando la velocidad del fluido (v) por el área transversal de paso:

$$Q = v * A \dots (Ecuación\ 2)$$

El caudal másico Q_m, es la cantidad de masa de fluido que circula en la unidad de tiempo. Se puede obtener multiplicando la densidad del fluido (ρ) por el caudal volumétrico:

$$Q_m = \rho * Q \dots (Ecuación\ 3)$$

Para el caso del agua la densidad es 1000 kg/m^3.

2.4.2.- Presión

Es la fuerza que ejerce un fluido por unidad de superficie. En el S.I. se emplea como unidad de medida de presión el Pascal (Pa); donde $1\ Pa = \frac{N}{m^2}$ $(\frac{Newton}{metro\ cuadrado})$. Por ser una unidad demasiado pequeña se emplea habitualmente múltiplos de la misma; KPa, MPa, o también el Bar. Para el caso de la altura de impulsión, también suele expresarse en metros columna de líquido (mcl):

$$1\,\frac{kg}{cm^2} = \frac{10}{\gamma}\,(metros\ columa\ de\ agua)\ \ldots(Ecuación\ 4)$$

La equivalencia entre las diferentes unidades de presión empleadas habitualmente se muestra a continuación:

$$1\ Bar = 1.02\,\frac{kg}{cm^2} = 10.2\ mca$$
$$1\ \frac{kg}{cm^2} = 0.981\ Bar$$
$$1\ mca = 0.0981\ Bar = 9810\ Pascal$$
$$1\ at\ (técnica) = 1\ \frac{kg}{cm^2}$$
$$1\ at\ (física) = 1.033\ \frac{kg}{cm^2}\ \ldots(Ecuaciones\ 5)$$

La atmósfera física es equivalente a una columna de mercurio de 760 mm de altura, que es igual a una columna de agua a 4°C de 10.33 metros de altura de agua.

- Presión absoluta: Se le llama presión absoluta a la medida a partir del cero absoluto.
- Presión relativa o manométrica: La presión relativa o manométrica es aquella que se mide a partir de la presión atmosférica local. Cualquier presión inferior a la atmosférica será una presión manométrica negativa, llamándose entonces depresión.

De acuerdo con las anteriores definiciones se tendrá:

$$Presión\ absoluta = Presión\ manométrica + Presión\ atmosférica\ \ldots(Ecuación\ 6)$$

2.4.3.- Altura manométrica total (H_{man})

La altura manométrica total (H_{man}) impulsada por una bomba, es el aumento de la energía por unidad de peso que experimenta el fluido desde la entrada hasta la salida de la bomba y se expresa en metros de columna de líquido impulsado (Ver Figura 14). Se puede calcular la altura manométrica total (H_{man}) impulsada por una bomba, para una instalación típica, según se indica a continuación:

$$H_{man} = Hd - Hs + A + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g}\ \ldots(Ecuación\ 7)$$

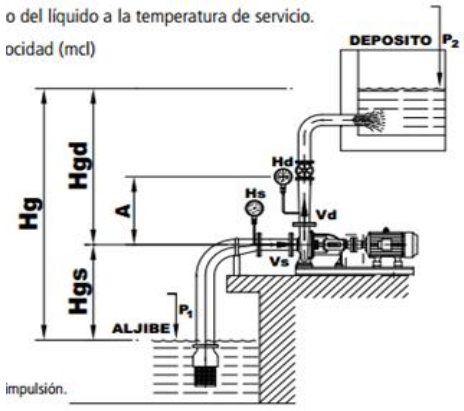


Figura 14.- Esquema de altura de impulsión

Donde:

$H_d = Lectura\ en\ manómetro\ de\ impulsión\ (mcl)$

$H_s = Lectura\ en\ vacuómetro\ de\ aspiración\ (mcl)$
$A = Diferencia\ de\ altura\ entre\ puntos\ de\ lectura\ (m)$
$\frac{P1}{\gamma} = Presión\ manométrica\ en\ el\ aljibe\ de\ aspiración\ (mcl)$
$\frac{P2}{\gamma} = Presión\ manométrica\ en\ el\ depósito\ de\ impulsión\ (mcl)$
$Z = Pérdida\ de\ carga\ en\ todo\ el\ circuito$
$\gamma = Peso\ específico\ del\ líquido\ a\ la\ temperatura\ de\ servicio$
$\frac{V^2}{2g} = Altura\ de\ velocidad\ (mcl)$

En las bombas la altura manométrica total (H_{man}) viene representada, en función del caudal, por medio de las curvas características de funcionamiento, cuyo empleo es imprescindible para adaptar una bomba a un sistema de bombeo determinado.

La altura manométrica también se puede definir como la altura que deberá vencer la bomba, para elevar un caudal de líquido determinado a través de una tubería desde un nivel inferior a otro superior. Esta altura también puede ser representada mediante la siguiente ecuación:

$$H_{man} = \frac{P2 - P1}{\gamma} + Hg + Z \ldots (Ecuación\ 8)$$

Que para el caso muy habitual de presiones iguales en aljibe y depósito, normalmente atmosféricas, se representa como:

$$H_{man} = Hg + Z \ldots (Ecuación\ 9)$$

Mediante el empleo de estas fórmulas pueden resolverse todos los problemas de bombeo que puedan presentarse.

2.4.4.- Altura de aspiración manométrica (H_s)

Es la altura de presión en la brida de aspiración de una bomba, respecto a la atmósfera libre, expresada en metros de columna de líquido impulsado.

El valor de Hs nos lo dará un vacuómetro (o manómetro cuando la aspiración sea en carga) instalado en la tubería de aspiración, a la altura del eje de la bomba si es de construcción horizontal y a la altura de la parte más alta del borde de entrada de los álabes del impulsor de la primera fase, si es de construcción vertical. Para caso que, como vemos en la siguiente ecuación:

$$\frac{P1}{\gamma} = \frac{P_{atm}}{\gamma} \ldots (Ecuación\ 10)$$

La altura de aspiración manométrica (en términos de presión absoluta) viene expresada por la siguiente relación (Véase Figura 14):

$$Hs = \frac{P_{atm}}{\gamma} - Hgs - \frac{V_s^2}{2g} - Zs \ldots (Ecuación\ 11)$$

En ella:

$Hgs = Desnivel\ geométrico\ entre\ el\ nivel\ del\ líquido\ y\ el\ eje\ de\ la\ bomba$

$Zs = Pérdidas\ de\ carga\ en\ la\ tubería\ de\ aspiración, incluyendo\ sus\ accesorios$
$Vs = Velocidad\ del\ líquido\ en\ la\ tubería\ de\ aspiración$
$\frac{P_{atm}}{\gamma} = Presión\ manométrica\ en\ el\ aljibe\ de\ aspiración, habitualmente\ presión\ atmosférica$

Efectivamente tal y como se deduce de la Ecuación 11, la depresión generada por la aspiración de la bomba será tanto mayor cuanto mayores sean la altura de aspiración (negativa), las pérdidas de carga y la velocidad del fluido en tramo de aspiración.

2.4.5.- Cavitación

La cavitación es uno de los problemas más graves que afectan a las bombas. Cuando no se ha tenido en cuenta durante la fase de diseño de la estación de bombeo nos podemos encontrar con serios problemas, que en el mejor de los casos requieren de costosas reformas en la instalación para solucionarlos. Sin embargo, como veremos más adelante, prevenirla en el momento adecuado es relativamente sencillo.

La cavitación es un fenómeno termodinámico según el cual el agua cambia de estado al reducirse la presión por debajo de un límite: la tensión de vapor del líquido. Este fenómeno es inherente al líquido y puede aparecer en bombas, válvulas, codos, etc., y en general en cualquier punto o situación en la que se supere la condición límite anteriormente expresada.

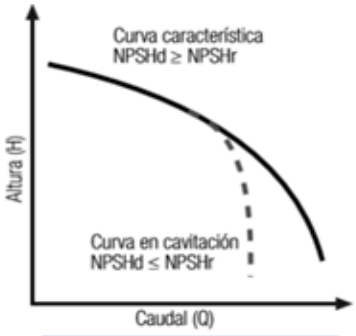
El problema de la cavitación no está en las burbujas de vapor generadas por la disminución de presión, sino en la implosión de las mismas cuando la presión se recupera y se supera la tensión de vapor. El colapso instantáneo de las burbujas de vapor genera elevadísimas presiones que erosionan el material llegando a perforarlo e incluso a su desintegración en los casos más severos.

Para el caso de las bombas, según el punto de trabajo y las condiciones de la instalación, se pueden producir presiones suficientemente bajas en la aspiración como para que aparezca la cavitación. Esta depresión en la aspiración de la bomba se puede calcular con la Ecuación 11 anteriormente desarrollada. La zona de la bomba con menor presión es el oído del rodete, es decir, la sección de entrada justo antes de los álabes.

Una vez que el fluido llega a los álabes empieza a aumentar su presión a medida que recorre el rodete hasta su salida. Es por ello que la zona característica para observar la erosión de la cavitación es justo el inicio de los álabes, cuando se empieza a recuperar la presión.

Los problemas mecánicos que conlleva la cavitación en las bombas son enormes, ya que además de la erosión aparecen fuertes vibraciones, averías mecánicas, ruido, falta de datos de servicio, etc. Efectivamente, el comportamiento hidráulico de la bomba se ve muy afectado. Cuando se produce la cavitación es porque la presión ha igualado a la tensión de valor del líquido, y si se intenta aumentar el caudal abriendo la válvula de impulsión lo que se consigue es generar más vapor, ya que durante el cambio de estado la presión permanecerá constante.

En la Gráfica 1 adjunta vemos cómo cambia la curva $Q - H$ de funcionamiento de una bomba cuando aparece la cavitación.



Gráfica 1.- Curva característica en cavitación

$$NPSHr \; y \; NPSHd$$

Partiendo de la condición de no cavitación se obtiene la ecuación siguiente:

$$Hs \geq Tv \ldots (Ecuación\ 12)$$

Donde Tv representa la tensión de vapor, sustituyendo el valor de altura de aspiración obtenido, reagrupando términos y separando los factores que dependen de la instalación y los que dependen de la propia bomba se obtiene:

$$\frac{P_{atm}}{\gamma} - Hgs - Zs - Tv \geq \frac{V_s^2}{2g}(1 + \lambda) \ldots (Ecuación\ 13)$$

Para finalmente llegar a esta última ecuación:

$$NPSHd \geq NPSHr \ldots (Ecuación\ 14)$$

Mediante esta simplificación se agrupan los términos que dependen de la instalación en un solo parámetro llamado $NPSH$ disponible, quedando como $NPSH$ requerido los que dependen de la bomba.

La presión atmosférica y la tensión de vapor quedan fijadas por la altitud sobre el nivel del mar y la temperatura del agua respectivamente (Véase Anexo 1 y 2 en los Anexos). El $NPSHr$ será dado por el fabricante de la bomba debiendo entonces el proyectista seleccionar una altura de aspiración y unas pérdidas de carga en la línea de aspiración que verifiquen las Ecuaciones 13 y 14 arriba escritas.

Como buena práctica se aconseja diseñar aspiraciones en carga, de longitud corta, y pérdidas de carga pequeñas ($v \leq 1m/s$). Si la aspiración en negativa es muy importante dar una pendiente ascendente mínima del 2% a la tubería, utilizar conos excéntricos, y evitar posibles bolsas de aire en la tubería.

A medida que aumenta el caudal bombeado, aumenta la velocidad del fluido por la tubería y las pérdidas de carga son mayores, es decir aumenta el $NPSHr$ y disminuye el $NPSHd$, favoreciendo la aparición de la cavitación.

Es por esto que para detectar si una bomba esta cavitando, conviene cerrar la válvula de impulsión progresivamente para reducir el caudal hasta asegurarse que cesa la vibración y el ruido de la cavitación, verificándose entonces que el funcionamiento de la bomba se corresponde con el de su curva característica. Pero para funcionar en su punto de trabajo original sin tener que sacrificar parte del caudal al estrangular la válvula, será necesario modificar la instalación a fin de reducir las

pérdidas de carga en la aspiración, reducir la altura de aspiración, etc., para aumentar el $NPSH$ disponible por encima del requerido.

También es posible diseñar un "inductor" que provoque un aumento local de la presión en la aspiración del rodete, aunque esta solución solo es válida para un rango de caudal limitado, empeorando la situación cuando nos alejamos de su caudal de diseño.

2.4.6.- Sumergencia

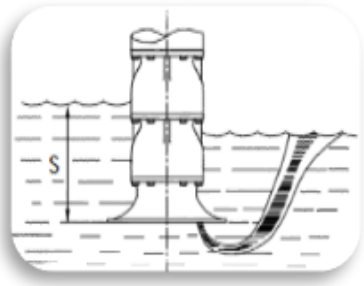


Figura 15.- Sumergencia de una bomba

Es la altura (S) de líquido necesaria sobre la sección de entrada (válvula de pie, campana, tubo, etc.), para evitar la formación de remolinos (vórtices) que pueden afectar al buen funcionamiento de la bomba (Ver Figura 15). La formación de estos remolinos se deben principalmente a la depresión causada por:

- La succión de la bomba.
- Mala disposición de la misma en la cámara de aspiración.
- Una irregular distribución del flujo.

Como valor indicativo de la sumergencia mínima necesaria, podemos adoptar la que obtendremos por aplicación de la siguiente ecuación:

$$S = \frac{V^2}{2g} + 0.5\ (metros) \ldots (Ecuación\ 15)$$

En ella:

$V = Velocidad\ del\ líquido\ en\ m/s$
$S = Sumergencia\ en\ metros$
$g = Aceleración\ de\ la\ gravedad = 9.81\ m/s^2$

Observaciones por falta de sumergencia:

- Fluctuaciones de caudal, sin merma apreciable en la altura.
- Ruidos y vibraciones, con requerimientos variables de potencia (variación amperímetro).
- Formación de remolinos visibles en la superficie o sumergidos.
- No produce cavitación.

Soluciones para reducir la sumergencia necesaria:

- Aumento de la sección de entrada (colocación de sombrillas, mayor diámetro de la tubería de aspiración, etc.)
- Colocación de tabiques flotantes o sumergidos que eliminen las turbulencias.
- Maderas flotantes, alrededor de la tubería de aspiración, así como pelotas de plástico, y todo aquello que sea capaz de impedir la formación de vórtices o remolinos en la superficie. En general todas aquellas que conlleven una reducción en la velocidad del agua en la sección de entrada de la bomba.

2.4.7.- Potencia y rendimiento

La potencia útil Nu viene expresada por la ecuación:

$$Nu = \frac{Q_u * H_{man}}{75} * \gamma\ (C.V.) \dots (Ecuación\ 16)$$

Donde:

$Q_u = Caudal\ útil\ expresado\ en\ l/segundos$
$H_{man} = Altura\ manométrica\ total\ en\ metros$
$\gamma = Peso\ específico\ kg/dm^3$

Pero si viniera determinado en $Q'\ m^3/hora$, entonces: $Nu = \frac{Q'*H_{man}}{270} * \gamma\ (C.V.) \dots (Ecuación\ 17)$
Si el caudal viene expresado en $Q''litros/min$ entonces $Nu = \frac{Q''*H_{man}}{4500} * \gamma\ (C.V.) \dots (Ecuación\ 18)$
Si por el contrario fuera $Q'''m^3/s$ entonces $Nu = \frac{Q'''*H_{man}}{0.075} * \gamma\ (C.V.) \dots (Ecuación\ 19)$
Para Q'''' en $USgpm$ entonces $Nu = \frac{Q''''*H_{man}}{1188} * \gamma\ (C.V.) \dots (Ecuación\ 20)$

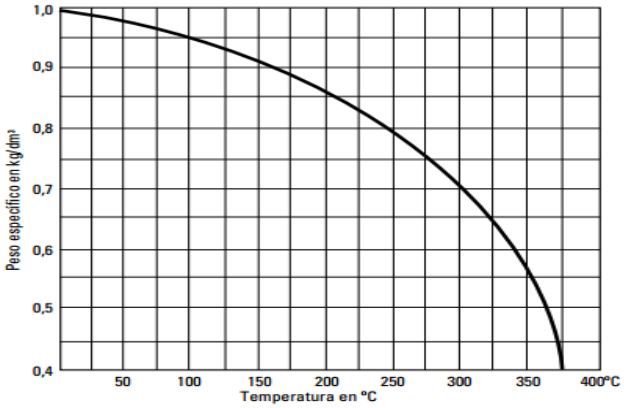
La potencia absorbida N en el eje de la bomba es siempre mayor que Nu, precisamente en la cantidad necesaria para compensar las pérdidas internas (hidráulicas) y externas (mecánicas) de la bomba. La siguiente ecuación define el rendimiento de la bomba:

$$ή = \frac{Nu}{N} \dots (Ecuación\ 21)$$

De las ecuaciones anteriores se deduce la ecuación que determina la potencia absorbida por una bomba:

$$N = \frac{Q * H_{man} * \gamma}{75 * ή} (C.V.) \dots (Ecuación\ 22)$$

Como se deduce de la fórmula de cálculo de la potencia, cuando el fluido bombeado tenga un peso específico (γ) distinto de la unidad, la potencia absorbida variará también de modo proporcional con este, como vemos en la Gráfica 2.



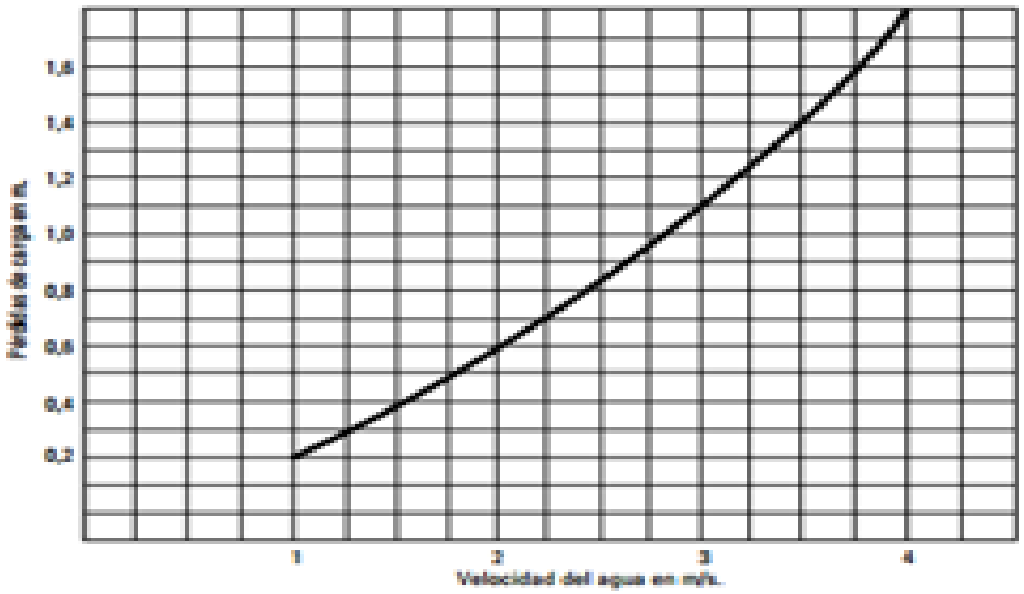
Gráfica 2.- Variación del peso específico del agua en función de la temperatura

2.4.8.- Cálculo de las pérdidas de carga en la tubería de aspiración

Se denomina pérdida de carga a la disminución de energía específica total en un elemento o conjunto de ellos. Las pérdidas de carga (Z_s) en la tubería de aspiración se calcularán como suma de pérdidas parciales producidas en cada uno de los elementos integrantes de la tubería. Las pérdidas de admisión (h_a) se producen en la válvula de pie (se pueden deducir de la Gráfica 3) en función de la velocidad de circulación o bien aplicando la ecuación:

$$h_a = k * \frac{V_s^2}{2g} (metros) \dots (Ecuación\ 23)$$

En la que *K*=0.8



Gráfica 3.- Pérdidas de carga en válvulas de pie

Las pérdidas de fricción en la tubería de aspiración h_t se obtienen de las gráficas ubicadas en el Anexo 3 en los Anexos, en función del diámetro de la misma y del caudal vehiculado.

Las pérdidas por fricción, producidas por los diversos accesorios, se obtendrán, después de transformadas en longitudes equivalentes de la misma tubería con ayuda del Anexo 4, en metros de columna del líquido elevado, empleando igualmente las gráficas del Anexo 3. Estas pérdidas las representaremos por h_{acc}.

Si en la instalación, como generalmente ocurre, existiesen conos difusores, las pérdidas de presión en ellos producidas, las calcularemos mediante la ecuación:

$$h_c = 0.3\ a\ 0.4 \frac{V_{s2}^2 - V_s^1}{2g} (metros) \dots (Ecuación\ 24)$$

En definitiva, las pérdidas totales en la aspiración Z_s será la suma de todas las anteriores:

$$Z_s = h_a + h_t + h_{acc} + h_c \ldots (Ecuación\ 25)$$

2.4.9.- Máxima altura de aspiración geométrica

Para obtener en una instalación la máxima altura de aspiración geométrica (H_{qs}) posible, será necesario reducir al mínimo los parámetros que puedan provocar una disminución del valor de *NPSHd*. Para lograr lo anterior, es necesario entender las siguientes ecuaciones:

$$NPSHd = \frac{P_{atm}}{\gamma} - Hgs - Zs - Tv \geq NPSHr$$

$$Hgs \leq \frac{P_{atm}}{\gamma} - Zs - Tv - NPSHr \ldots (Ecuaciones\ 26)$$

Para maximizar la altura de aspiración geométrica, deberemos cumplir los siguientes requisitos:

- Mantener la temperatura del líquido lo más baja posible (menor T_v).
- La altura de emplazamiento cercana al nivel del mar (mayor P_{atm}).
- Tubería de aspiración corta y de diámetro amplio (menores perdidas de carga Z_s).
- Codos de gran radio de curvatura (menores pérdidas de carga Z_s).
- Velocidad del líquido comprendida entre 0.5 y 1 m/s (menores pérdidas de carga Z_s).
- Tubería de aspiración ascendente hacia la bomba desde el nivel del líquido, y si hubiera algún tramo horizontal se instalará con suave pendiente de un 2 por 100 como mínimo.
- El cono de unión entre tubería y brida de aspiración de la bomba será de construcción excéntrica para evitar la formación de bolsas de aire que traerían consigo un funcionamiento incorrecto de la bomba.
- Tubería de aspiración hermética a la presión atmosférica.
- El valor de *NPSHr* se deberá tomar de los datos facilitados por el fabricante de la bomba.

La velocidad específica de aspiración se define según:

$$S_q = \frac{n\left(\sqrt{Q_{opt}}\right)}{NPSH_{opt}^{\frac{3}{4}}} \ldots (Ecuación\ 27)$$

Siendo:

$n = Velocidad\ en\ rpm\ de\ la\ bomba$
$Q_{opt} = Caudal\ en\ el\ punto\ óptimo\ expresado\ en\ m^3/seg$
$NPSH_{ropt} = NPSHr\ en\ el\ punto\ de\ caudal\ óptimo.$

Para bombas normalizadas según DIN 24255 y similares, S_q varía entre 150 y 200 RPM en el punto óptimo de funcionamiento. El valor promedio se puede considerar como 160 según Ortalama. Utilizando este valor en la definición de S_q se puede aproximar el *NPSHr.* El coeficiente de cavitación de Thoma se define como sigue:

$$\sigma = \frac{NPSHr}{H} \ldots (Ecuación\ 28)$$

Este se puede relacionar con la velocidad específica para predecir las condiciones de cavitación de rodete. El valor del coeficiente se obtiene mediante la relación aproximada siguiente, debida a Stepanoff:

$$\sigma = 1.2 * 10^{-3} n_q^{4/3} \dots (Ecuación\ 29)$$

En la que el valor de n_q significa la velocidad específica. También se puede relacionar la velocidad específica con la velocidad específica de aspiración y el coeficiente de Thoma como lo demuestra la ecuación escrita a continuación:

$$S_q = n_q/\sigma^{3/4} \dots (Ecuación\ 30)$$

2.4.10.- Velocidad específica n_q

Este concepto está definido según DIN-1944 (Ensayo de recepción de bombas), como el número de revoluciones de una bomba semejante geométricamente en todas sus partes, y dimensionada de tal manera que cuando trasiegue 1 $\frac{m^3}{s}$ lo eleve a 1 metro de altura. Su fórmula general está representada en la siguiente ecuación:

$$n_q = n\frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots (Ecuación\ 31)$$

Donde:

$n = Velocidad\ en\ rpm\ de\ la\ bomba$

$Q = Caudal\ en\ el\ punto\ óptimo\ en\ \frac{m^3}{s}$

$H = Altura\ de\ elevación\ en\ metros$

En ocasiones también se define como el número de revoluciones de una bomba geométricamente semejante en todas sus partes a la bomba ejecutada y que está calculada de modo que para una impulsión de 1 metro resulte una potencia útil de 1 CV y se expresa según:

$$n_s = n_q\sqrt{\frac{\gamma}{75}} \dots (Ecuación\ 32)$$

Para el caso del agua a 4 ºC y γ = 1000 $\frac{kg}{m^3}$ tendremos la ecuación:

$$n_s = n_q\sqrt{\frac{1000}{75}} = 3.65 n_q \dots (Ecuación\ 33)$$

La velocidad específica es un criterio de semejanza de las bombas, relacionándose con ella casi todas las constantes de cálculo de las mismas. Para calcular la velocidad específica de una bomba centrifuga se debe aplicar la fórmula definida anteriormente en el punto óptimo de la curva característica $Q - H$, es decir, donde el rendimiento es máximo. Cuando se trate de bombas de varias fases, la velocidad específica se refiere a la de una de sus fases. Si la bomba es de doble aspiración, entonces se obtendrá su valor sobre la altura generada y caudal $\frac{Q}{2}$.

2.4.11.- Curvas características de una bomba

Las curvas de funcionamiento o curvas características, nos señalan gráficamente la dependencia entre caudal y la altura, rendimiento, $NPSHr$, potencia absorbida en el eje de la bomba, etc. Indican el comportamiento en condiciones de servicio diverso y son imprescindibles para la elección apropiada de una bomba.

La dependencia entre los anteriores valores, se obtienen en el banco de ensayos mediante toma de datos con diferentes grados de apertura en la válvula de regulación situada en la tubería de impulsión y registradas en un sistema de coordenadas rectangulares.

Estas pruebas se realizan normalmente con la bomba funcionando a velocidad constante. Para calcular teóricamente las curvas características de una bomba a distintas velocidades de funcionamiento existe la llamada ley de afinidad (ley de semejanza de Newton), la cual nos dice:

> *En el cambio de un número de revoluciones $n1$, a otro $n2$, el caudal varia linealmente, la altura H varia con el cuadrado, mientras la potencia N hace aproximadamente con la tercera potencia de la relación del número de revoluciones.*

$$\frac{n1}{n2}=\frac{Q_1}{Q_2} \quad \frac{n1^2}{n2^2}=\frac{H_1}{H_2} \quad \frac{n1^3}{n2^3}=\frac{N_1}{N_2} \dots (Ecuación\ 34)$$

Estas relaciones tienen validez conjuntamente y pierden su significado en cuanto una de ellas no se cumple. De las relaciones anteriores se deduce fácilmente:

$$\frac{Q_1}{\sqrt{H_1}}=\frac{Q_2}{\sqrt{H_2}}=constante \dots (Ecuación\ 35)$$

De ello se desprende que en el diagrama $Q-H$ todos los puntos que obedecen a la ley de afinidad se encuentran situados sobre una parábola, con el vértice en el origen y el eje de ordenadas como eje principal (Ver Anexo 5).

Todos los puntos situados sobre una de estas parábolas son puntos semejantes obtenidos a base de modificar la velocidad de accionamiento y por tanto tienen el mismo rendimiento. Debido a esto, a estas parábolas se las denomina también curvas de isorrendimiento.

En las proximidades al origen de coordenadas la formulación teórica planteada anteriormente pierde validez y se separa de la realidad, obtenida mediante ensayos a diferentes velocidades y representada más fielmente por las colinas de isorrendimiento.

No obstante, aprovechándonos de lo que nos enseña la ley de semejanza de Newton y partiendo de una curva característica $Q-H$ conocida, podremos fácilmente determinar con bastante aproximación distintas curvas características a otras velocidades de funcionamiento.

2.4.12.- Determinación del punto de funcionamiento de un sistema

Como una bomba, además de una altura geométrica Hg, debe vencer las pérdidas de carga dinámicas de una tubería, la mejor manera de conocer el punto de funcionamiento es emplear el método gráfico.

Para ello llevaremos sobre la curva característica de la bomba la característica resistente de la tubería, trazada a partir de altura Hg y las pérdidas de carga correspondientes para cada caudal:

$$H_{sis} = Hg + Z \dots (Ecuación\ 36)$$

La curva característica resistente de un sistema no es más que la representación gráfica de la ecuación anterior, en un sistema de coordenadas rectangulares. La intersección de la curva característica $Q - H$ de la bomba con la correspondiente a la característica resistente del sistema nos dará el punto de funcionamiento buscado.

Cuando la altura total en un sistema está producida por varias bombas trabajando en serie, la nueva línea $Q - H$ conjunta se obtendrá sumando las alturas de cada una de ellas para un caudal dado. En este caso el punto de funcionamiento del sistema se obtendrá gráficamente en el cruce de la línea característica $Q - H$ obtenida, con la curva resistente del sistema.

Si el caudal total esta suministrado por varias bombas trabajando en paralelo, la nueva característica conjunta se conseguirá sumando los caudales de cada una de ellas para una altura dada. Igualmente el punto de funcionamiento se encontrara gráficamente en el cruce de la nueva línea $Q - H$ conjunta y la correspondiente a la resistente del sistema.

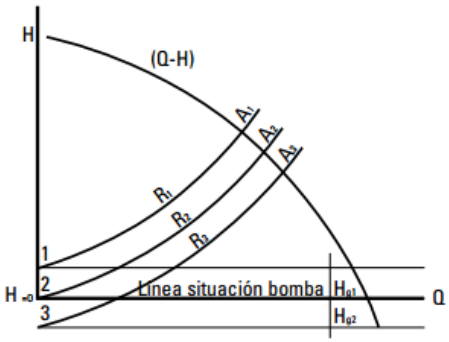
En el caso de dos bombas centrifugas trabajando en paralelo y tubería de impulsión común, el caudal del conjunto no puede ser igual a la suma de los parciales de cada bomba, trabajando por separado sobre la misma tubería, puesto que la curva resistente es más plana para el caudal suministrado por cada bomba independientemente y más empinada para el conjunto de los caudales de las dos bombas trabajando simultáneamente.

En la práctica se presentan las mayores dificultades precisamente en el trazado de la curva característica resistente de una tubería, por ello vamos a estudiar algunos de los casos que con más frecuencia podemos encontrar en sistemas de bombas.

a) Si una bomba centrifuga funcionara, venciendo solamente una altura geométrica $Hg1$, la línea característica resistente del sistema estaría representada por una línea paralela a las abscisas Q y a una distancia de $Hg1$, sobre las ordenadas H.

b) Si por el contrario, impulsara el líquido sobre una tubería horizontal situada a nivel de la bomba, no existiendo desnivel geométrico, la altura producida por la bomba se emplearía únicamente en vencer las pérdidas de carga por fricción en la citada tubería. Como estas pérdidas aumentan aproximadamente con el cuadrado del caudal, tendremos que la representación gráfica correspondiente será una parábola cuyo vértice estará en $H = 0$ y

cuyo eje principal será la ordenada H. Sobre la Gráfica 4 esta línea estará representada por la curva $R2$ El punto de funcionamiento, en este caso, se situara en el punto $A2$ cruce de las líneas $Q - H$ de la bomba y característica resistente de la tubería $R2$.



Gráfica 4.- Punto de funcionamiento de un sistema

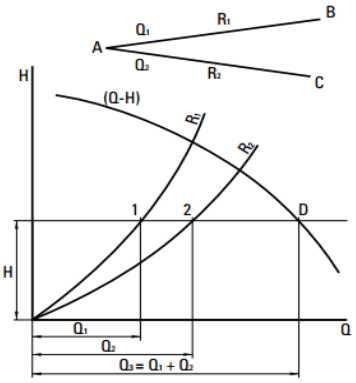
Si al mismo tiempo una bomba trabajando en un sistema vence una altura geométrica y la resistencia de una tubería, entonces la curva resistente total se obtendrá sumando la altura geométrica $Hg1$, (Ver Gráfica 4) a las pérdidas de carga en la tubería, obteniéndose una característica total del sistema representada por la curva $R1$ y el punto de funcionamiento estará situado en el punto $A1$ sobre la línea $Q - H$.

c) En el caso de tener la conducción el punto de descarga en un nivel inferior al de toma de la bomba, entonces la altura geométrica $Hg2$ que representa ese desnivel ayudara por gravedad al flujo, teniendo que disminuir la altura necesaria para asegurar la corriente impulsada, precisamente en el valor $Hg2$, y entonces la parábola resistente estará representada por la curva $R3$, trazada desde el punto 3 a una distancia $Hg2$ del punto 2, sobre la ordenada H. El punto de funcionamiento se encontrara entonces en el punto $A3$.

d) Cuando en un sistema de bombeo lo forman dos o más tramos de tubería de diámetros diferentes, la característica total de la conducción se obtiene mediante la suma de las perdidas respectivas de cada tramo para un caudal dado.

e) Si una bomba centrifuga descarga simultáneamente en dos conducciones AB y AC (Ver Gráfica 5), las cuales vierten a un mismo nivel H, el punto de funcionamiento se encuentra en D, intersección de la curva $Q - H$ y la línea característica resistente de la tubería, encontrada mediante la unión de los caudales $Q1$ y $Q2$ de los dos tramos a la altura dada H.

Las curvas $R1$ y $R2$ son las características resistentes de los tramos AB y AC, respectivamente. El punto D deberá encontrarse sobre la curva $Q - H$ de la bomba, la cual estará vertiendo en los tramos un caudal conjunto $Q3$, a una altura H, de tal modo que se cumpla $Q3 = Q2 + Q1$. Los caudales que circularan por cada tramo AB y AC nos lo indicara el cruce de las curvas resistentes $R1$ y $R2$ con la línea horizontal trazada a una distancia H, es decir, los puntos 1 y 2, respectivamente.



Gráfica 5.- Punto de funcionamiento de un sistema

f) Si los tramos descargan a distinto nivel, el procedimiento es análogo, con la única diferencia que el arranque de las curvas resistentes del sistema estará situada a una altura sobre el eje de ordenadas igual al desnivel existente en cada caso.

2.5.- ¿Cómo seleccionar una bomba?

Al seleccionar una bomba para una aplicación específica, debe considerar los factores siguientes:

1. Naturaleza del líquido por bombear.
2. Capacidad requerida (flujo volumétrico).
3. Condiciones del lado de succión (entrada) de la bomba.
4. Condiciones del lado de descarga (salida) de la bomba.
5. Carga total sobre la bomba.
6. Tipo de sistema donde la bomba impulsa el fluido.
7. Tipo de fuente de potencia (motor eléctrico, motor diésel, turbina de vapor y otros).
8. Limitaciones de espacio, peso y posición.
9. Condiciones ambientales.
10. Costos de adquisición e instalación de la bomba.
11. Costo de operación de la bomba.
12. Códigos y estándares gubernamentales.

La naturaleza del fluido se caracteriza por su temperatura y condiciones de bombeo, gravedad específica, viscosidad y tendencia a corroer o erosionar las partes de la bomba y su presión de vapor a la temperatura de bombeo. El término presión de vapor se emplea para definir la presión en la superficie libre de un fluido debido a la formación de vapor. La presión de vapor se hace más alta conforme aumenta la temperatura del líquido, y es esencial que la presión en la entrada de la bomba permanezca por arriba de la presión de vapor del fluido. Después de seleccionar la bomba debe especificarse lo siguiente:

1. Tipo de bomba y su fabricante.
2. Tamaño de la bomba.
3. Tamaño de la conexión de succión y su tipo (bridada, atornillada y otras).
4. Tamaño y tipo de la conexión de descarga.

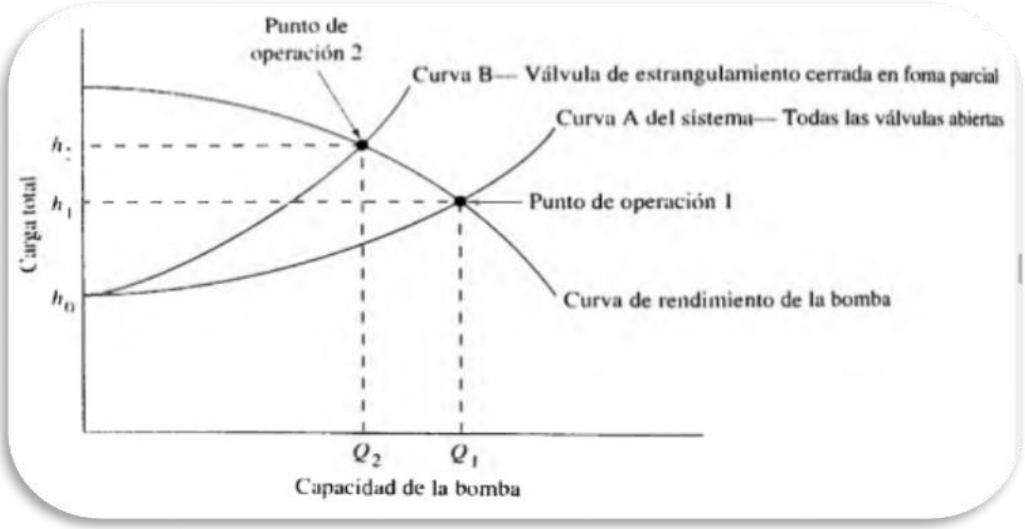
5. Velocidad de operación.
6. Especificaciones para el impulsor (por ejemplo: para un motor eléctrico, potencia que se requiere, velocidad, voltaje, fase, frecuencia, tamaño del chasis y tipo de cubierta).
7. Tipo de acoplamientos, fabricante y número de modelo.
8. Detalles de montaje.
9. Materiales y accesorios especiales que se requiere, si hubiera alguno.
10. Diseño y materiales del sello del eje.

Los catálogos de bombas y los representantes del fabricante proporcionan la información necesaria para seleccionar y cumplir con las especificaciones de las bombas y el equipo accesorio.

2.6.- El punto de operación de la bomba

El punto de operación de una bomba se define como el flujo volumétrico que enviará cuando se instale en un sistema dado. La carga total que desarrolla la bomba se determina por medio de la resistencia del sistema que corresponde a la misma del flujo volumétrico. La Gráfica 6, mostrada en la siguiente página, ilustra este concepto.

La curva de rendimiento de la bomba es la gráfica del flujo volumétrico que la bomba distribuye como función de la carga total, y a la que está sujeta por el sistema del que forma parte.



Gráfica 6.- Punto de operación de una bomba

Ahora observe la *Curva A* del sistema mostrado en la Figura anterior. Esta es una gráfica de la resistencia que exhibe un sistema dado con todas sus válvulas abiertas por completo. A continuación se analizará la forma de esta curva. En el extremo izquierdo, la curva comienza con un valor específico de carga total correspondiente a un flujo volumétrico igual a cero. Esto ilustra la resistencia del sistema antes que se establezca flujo alguno. Pero la bomba lleva el fluido a la

elevación del punto de destino en el sistema y mantiene la presión en dicho lugar. Este punto se denomina carga estática total h_0, donde:

$$h_0 = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + (z_2 - z_1) \ldots (Ecuación\ 37)$$

Ésta se obtiene de la ecuación de la energía, y prescribe que la bomba debe desarrollar una carga igual a la diferencia de carga de presión entre los dos puntos de referencia, más la diferencia de carga de elevación antes que se envíe algún flujo.

Pero la bomba es capaz de trabajar contra una carga mayor, y de hecho cuando distribuye fluido al sistema. Tan pronto como el fluido comienza a circular a través de los tubos, válvulas y acoplamientos del sistema, se desarrolla más carga, debido a las pérdidas de energía que ocurren. Hay que recordar las pérdidas de energía son proporcionales a la carga de presión en los tubos y, por tanto, aumentan de acuerdo con el cuadrado del flujo volumétrico. Esto tiene que ver con la forma de la curva (exponencial) sistema. Conforme el flujo se incremente con su aumento correspondiente en carga total, la curva del sistema interseca eventualmente la curva de rendimiento de la bomba:

> *El punto de operación verdadero de la bomba de este sistema es donde se interseca la curva de éste con la curva de rendimiento de la bomba.*

Esto determina cuanto flujo se envía en realidad al sistema. Una vez que se activa la bomba buscará en forma automática este punto de operación. Así, cuando opera en este punto, la bomba envía un flujo volumétrico Q_1 contra una carga total h_1.

Pero suponga que en realidad quisiera enviar un flujo volumétrico más bajo, Q_2. Una forma de lograrlo con esta bomba en particular seria incrementar la resistencia (carga total) sobre la bomba, lo que haría que el punto de operación retrocediera a la izquierda a lo largo de la curva de rendimiento de aquella. Esto podría hacerse con el cierre parcial de una válvula en la línea de descarga, proceso que se denomina estrangulamiento. La resistencia incrementada cambiaría la curva del sistema por aquella con la leyenda *Curva B*, y el nuevo punto de operación 2 resultaría en el envío del flujo volumétrico deseado Q_2 a la carga nueva total h_2.

Debe entenderse que en general no es deseable el estrangulamiento porque se desperdicia virtualmente la energía que representa la diferencia entre las cargas totales en los puntos 1 y 2. Debe especificar con cuidado una bomba que tenga el punto de operación que se desea muy cerca de la curva de la bomba, sin tener que hacer un estrangulamiento. Si el sistema debe operarse a tasas de flujo diferentes, es más deseable utilizar un impulso de velocidad variable.

2.7.- Carga de succión neta positiva

Una parte importante del proceso de selección de la bomba es garantizar que la condición del fluido que entra a la bomba sea la apropiada para mantener un flujo completo de líquido. El factor principal es la presión del fluido en la entrada de la bomba, al que es común llamar puerto de succión. El

diseño del sistema de tubería de la succión debe proporcionar una presión suficientemente alta para evitar que se desarrollen burbujas de vapor dentro del fluido en movimiento, condición que recibe el nombre de cavitación. Es responsabilidad del diseñador garantizar que no haya cavitación. La tendencia a la formación de burbujas de vapor depende de la naturaleza del fluido, su temperatura y la presión en la succión.

2.7.1.- Cavitación

Cuando la presión de succión en la entrada de la bomba es demasiado baja, se forman burbujas en el fluido, como si hirviera. El fluido entra a la bomba por el puerto de succión en el ojo central del impulsor. La rotación de este acelera el líquido hacia afuera, a lo largo de las aspas en dirección de la carcasa, en lo que se llama una voluta. La presión del fluido continúa su elevación a través de este proceso. Si se hubieran formado burbujas de vapor en el puerto de succión debido a una presión baja en exceso, colapsarían cuando llegaran a las zonas de presión más alta. El colapso de las burbujas liberaría cantidades grandes de energía, lo que afectaría las aspas del impulsor y ocasionaría la erosión rápida de su superficie.

Cuando hay cavitación, el rendimiento de la bomba se degrada con severidad, conforme el flujo volumétrico desciende. La bomba se hace ruidosa y genera un sonido fuerte e intermitente, como si hubiera grava en el fluido. Si se permitiera que esto continuara, la bomba se destruiría en poco tiempo. Debe apagarse rápido e identificar la causa de la cavitación para corregirla antes de reiniciar la operación.

2.7.2.- Presión de vapor

La propiedad del fluido que determina las condiciones en que se forman burbujas de vapor en un fluido, es la presión de vapor p_{vp}, que es común reportar como presión absoluta en kPa o psia. Cuando en una sustancia existe un equilibrio en forma tanto de vapor como de líquido, hay un balance del vapor que sale del líquido debido a la energía térmica y la condensación de vapor en el líquido, provocado a su vez por las fuerzas de atracción entre las moléculas.

En estas condiciones, la presión del líquido se denomina presión de vapor. Un líquido recibe el calificativo de volátil si tiene una presión de vapor relativamente alta y se evapora con rapidez en las condiciones del ambiente. La siguiente es una lista de seis líquidos familiares, en orden creciente de volatilidad: agua, tetracloruro de carbono, acetona, gasolina, amoniaco y propano:

- *ASTM D5191 Standard Test Method for Vapor Pressure of Petroleum Products (mini Method);* se utiliza para líquidos volátiles derivados del petróleo, con presión de vapor de entre 7 y 130 kPa (1.0 y 18.6 psia) a 37.8 ºC (100 ºF).
- *ASTM D323 Standard Test Method for Vapore Pressure of Petroleum Products (Reid Method);* se emplea para gasolina, petróleo crudo volátil y otros derivados de este también volátil con presión de vapor inferior a 180 kPa (26 psia) a 37.8 ºC (100 ºF).

- *ASTM D4953 Standard Test Method for Vapore Pressure of Gasoline and Gasoline-Oxigenate Blends (Dry Method);* se usa para mezclas de gasolina y gasolina oxigenada, con presión de vapor que varía entre 35 y 100 kPa (5 a 15 psia) a 37.8 ºC (100 ºF).
- *ASTM D323 Standard Test Method for Vapore Pressure of Liquefied Petroleum (LP) Gases (LP-Gas Method).*

En el análisis de la carga de succión neta positiva que se presenta en este trabajo, es pertinente emplear la carga de presión de vapor h_{vp} en vez de la presión de vapor básica p_{vp}, donde:

$$h_{vp} = \frac{p_{vp}}{\gamma} = \ Carga\ de\ presión\ de\ vapor\ del\ líquido, en\ metros\ o\ pies \ldots (Ecuación\ 38)$$

La presión de vapor a cualquier temperatura debe dividirse entre el peso específico del líquido a dicha temperatura. La carga de presión de vapor de cualquier líquido aumenta con rapidez con el incremento de temperatura. Las gráficas que se muestran en el Anexo 6 presentan una lista de los valores de presión de vapor y la carga de presión versus la temperatura, en unidades tanto del SI como del Sistema Inglés, para cuatro fluidos diferentes: agua, tetracloruro de carbono, gasolina y propano. El bombeo de estos fluidos requiere estudio cuidados de la $NPSH$.

2.7.3.- NPSH

Los fabricantes de bombas prueban cada diseño para determinar el nivel de la presión de succión que se requiere, con el fin de evitar la cavitación, y reportan los resultados como la carga de succión positiva neta requerida, $NPSH_R$ de la bomba en cada condición de capacidad de operación (flujo volumétrico) y carga total sobre la bomba. Es responsabilidad del diseñador del sistema de bombeo garantizar que la carga de succión neta positiva disponible, $NPSH_A$ esté muy por arriba de la $NPSH_R$.

El American National Standards Institute (ANSI) y el Hydraulic Institute (HI) emiten juntos estándares que especifican un margen mínimo de 10% para la $NPSH_A$ sobre la $NPSH_R$. Al margen NPSH, M se le define como:

$$M = \ NPSH_A \ - \ NPSH_R \ldots (Ecuación\ 39)$$

En ciertas aplicaciones críticas como el control de inundaciones, ductos y servicio de generación de energía, se espera márgenes elevados, de hasta 100%. Algunos diseñadores solicitan un margen de 5-0 pies para sistemas de bombeos grandes. En los problemas de diseño de la mayoría de los libros se pide un margen mínimo de 10%. Es decir:

$$NPSH_A \ > 1.10 NPSH_R \ldots (Ecuación\ 40)$$

Capítulo III.- Energía eólica

3.1.- Introducción

El concepto de “crisis energética” aparece cuando las fuentes de energía de las que se abastece la sociedad se agotan. El modelo económico actual, cuyo funcionamiento depende del continuo crecimiento, exige también una demanda creciente de energía. Las reservas de combustibles fósiles, que son en los que se basa la producción mundial de energía, son finitas y es inevitable que en algún momento la demanda de estos no pueda ser abastecida. La mayoría de los gobiernos de los países industrializados han instaurado programas e incentivos que fomentan el desarrollo de las energías renovables, ya que éste tipo de energías en la última década han demostrado ser viables para complementar la generación de electricidad, para disminuir la dependencia a los hidrocarburos y diversificar la producción de electricidad. Las principales energías renovables son la solar, eólica, biomasa, hidráulica, geotérmica y en un futuro no muy lejano, la obtenida del hidrógeno.

Se consideran energías limpias a la energía solar, la energía hidroeléctrica, la energía geotérmica y la energía eólica, por el hecho de no generar residuos. Pero la construcción de centrales eléctricas con estos tipos de tecnología tienen un impacto ambiental importante y en casos como la fabricación de paneles solares, su producción se lleva a cabo con materiales peligrosos y se generan desechos altamente contaminantes (Ver Figura 16). La energía producida a partir de la biomasa tiene un bajo rendimiento de conversión y se necesitan grandes cantidades de espacio (se necesitan 50 hectáreas de bosque para captar la misma cantidad de energía que captaría una hectárea de paneles solares). Los aerogeneradores afectan a las poblaciones de aves y murciélagos, ya que hay una incidencia de choques de estos animales con las aspas de las turbinas. No obstante, estas fuentes de energía son una alternativa frente a los combustibles fósiles que se están agotando.

Figura 16.- Deforestación por construcción de una presa

3.2.- Las energías renovables en el mundo

En esta sección se expone la situación actual de las energías renovables en el mundo. Se hace mención de las cifras globales de capacidad instalada, producción y consumo de energía para cada tecnología. También se hace mención de los países que poseen una mayor capacidad instalada de acuerdo al tipo de tecnología.

3.2.1.- Bioenergía

La bioenergía es un componente muy importante de la energía que actualmente se consume en el mundo, llegando a cerca del 11% del consumo total mundial. En muchos de los países en vías de

desarrollo la biomasa es la más importante fuente de energía, llegando a cerca del 35% del total. En total, se estima que 46 EJ (1018 $Joules$) de la energía primaria global se deriva de la biomasa, con 85% por uso tradicional (leña, abono, bagazo de caña, residuos agrícolas), y 15% en uso industrial (combustibles), procesos de calor y energía combinados (por ejemplo, estufas de leña) y electricidad. Los siguientes datos muestran la importancia del uso de la bioenergía en el mundo:

- ✓ 11 millones de hogares se iluminan con biogás.
- ✓ 250 millones de estufas eficientes de leña.
- ✓ 38 000 MW de capacidad instalada para producción de electricidad.
- ✓ 30 mil millones de litros/año de etanol consumidos.
- ✓ 180 millones de personas viven en países con normas para mezclar etanol con gasolina.

Los países desarrollados están incrementando el uso de la bioenergía con el fin de reducir sus emisiones de dióxido de carbono. Se estima que la participación en cuanto a producción de energía por biomasa vaya en aumento en los próximos años hasta conformar, durante el presente siglo, el 25% del total mundial.

Para aprovechar la energía de la biomasa se usan procesos termoquímicos de conversión, los cuales se basan en someter los combustibles biomásicos a altas temperaturas y pueden dividirse en tres categorías, dependiendo de que el calentamiento se lleve a cabo con exceso de aire (combustión), en presencia limitada de este (gasificación) o en ausencia completa del mismo (pirólisis). Los materiales más utilizados para su conversión termoquímica son los de bajo contenido en humedad y alto en lignocelulosa, tales como madera, paja, bagazo, residuos agrícolas y cáscaras en general.

Las tecnologías más usadas en el aprovechamiento de combustibles biomásicos a mediana y gran escala son: las calderas acuotubulares, pirotubulares, quemadores de ciclón, calderas de lecho fluidizado burbujeante y circulante, los quemadores de astillas y pellets, los gasificadores en sus diferentes modalidades y los hornos de pirólisis entre los que se encuentran el sistema Torrax y Landgar. Para el caso de pequeña escala se encuentra la tecnología de estufas de leña domésticas e industriales, así como los hornos de ladrillos cerámicos y alfareros.

3.2.2.- Geotérmica

En 1913 se generó por primera vez corriente eléctrica con una central geotérmica en Italia. A nivel mundial se genera actualmente en 21 países un total de 8 000 MW de energía eléctrica en base a la energía geotérmica. Más de 25% de la potencia de centrales se encuentran en los EE.UU., las Islas Filipinas se encuentran en segundo lugar con 1 909 MW de potencia instalada. Con distancia siguen México, Italia, Indonesia, Japón y Nueva Zelanda. En los siguientes años se ampliará la generación de corriente eléctrica en base a la energía geotérmica a nivel mundial. Para poder explotar la geotermia, se requiere un medio por el cual se pueda desplazar hacia la superficie. Para esto existen dos posibilidades:

1) El medio ya está existente en el subterráneo como vapor o agua caliente. A través de una perforación se desplaza hacia la superficie, se refrigera mediante utilización y se retorna a continuación.
2) En el subterráneo hay formaciones de rocas calientes. Para poder explotar este calor, se bombea agua hacia la profundidad, se calienta y se sube nuevamente mediante bombeo.

Para la explotación de la energía existente para el abastecimiento de calor, la generación de frío o de corriente eléctrica, existen diferentes desarrollos tecnológicos: se aplican bombas térmicas, colectores geotérmicos, sondas geotérmicas, palos energéticos o también componentes de hormigón con contacto con la tierra.

3.2.3.- Solar

La Agencia Internacional de Energía informa que en el año 2008 el suministro total de energía eléctrica a nivel mundial fue de 10, 469, 461 GWh y el 17% fue proporcionado por fuentes de energía renovables. La participación de las llamadas nuevas renovables que incluye: energía solar, viento y marea, tienen una contribución todavía marginal, representando el 1.92% del suministro mundial y un 11.28% del total de las renovables.

Figura 17.- Planta solar en España

En este contexto y con una experiencia de poco más de dos décadas, varios países entre los que figuran principalmente Estados Unidos, Alemania, Australia, España, Israel, entre otros, han establecido programas de Investigación y Desarrollo para la generación de electricidad a través de sistemas solares utilizando la conversión termodinámica (Ver Figura 17).

Actualmente se pueden identificar tres tecnologías cuyo potencial de aplicación es altamente prometedor, estas son: Receptor Central (RC), Canal Parabólico (CP) y Plato Parabólico (PP). El principio de las tres tecnologías es similar, y se basa en la concentración de los rayos del sol por medio de espejos para lograr altas temperaturas en un proceso cuyo fin es accionar turbinas, acopladas a generadores eléctricos para producir electricidad.

3.2.4.- Hidráulica/marítima

La energía hidráulica se aprovecha desde los inicios de la generación de electricidad a fines del siglo XIX, por ejemplo, como medio de propulsión en molinos o en aserraderos. Durante largo tiempo, la energía hidráulica constituyó la fuente energética renovable más importante. Hoy en día, la energía hidráulica es una tecnología madura que representa a nivel mundial (después de la explotación tradicional de las biomasas) la fuente energética renovable más utilizada. Alrededor del 19% del consumo neto total de corriente eléctrica del mundo provinieron en el año 2000 de esta fuente energética, mientras que otros lo hacen con una participación dominante, entre ellos también Australia, Brasil, Venezuela y Canadá.

La tecnología es realmente sencilla: no es el agua la que genera la energía, sino el viento que desplaza esa agua. La planta consiste en un depósito en forma de pipa, que se encuentra debajo de la superficie del agua. El nivel del agua sube y baja con el oleaje y el aire, en las pipas es impulsado hacia arriba o succionado hacia abajo. El flujo de aire genera energía a través de turbinas Wells. Estas turbinas giran en el mismo sentido ya sea que se trate de una entrada o de una salida de aire. El uso óptimo de la energía hidráulica se logra cuando el generador, accionado por las turbinas, produce electricidad también cuando las olas bajan (Ver Figura 18).

Figura 18.- Ejemplo de la producción de energía

3.2.5.- Eólica

El viento se ha empleado durante siglos para moler cereales y desplazarse por el mar, aprovechando la energía contenida en el viento. En 1887 Brush construyó lo que se considera la primera turbina eólica para generación de electricidad, un gigante de 144 palas de madera y un rotor de 17 metros de diámetro, a pesar de su tamaño, la potencia del aparato era de sólo 12 kW.

Fue hasta finales de la década de 1970, que gobiernos europeos, EE.UU. y Canadá, patrocinaron I+D[1] para el desarrollo de aerogeneradores capaces de interconectarse a la red eléctrica.

La potencia instalada de esta tecnología creció dramáticamente durante la última década. La capacidad global instalada a finales de 2010 fue de alrededor de 195 GW, muy por arriba de los 18 GW que se tenían a finales del año 2000. Sólo en 2010 se instalaron cerca de 36 GW.

Durante los últimos dos años, el centro del crecimiento de la energía eólica se movió de Europa y Norteamérica para Asia, que emerge como el líder global. En el 2010, China añadió 17 GW a su capacidad eoloeléctrica y se convirtió en el líder global en términos de capacidad instalada. A pesar de ello, sólo el 1% de la electricidad que China consume proviene del viento. Contribuyendo al crecimiento eólico en Asia, India añadió 2 GW de capacidad eólica a su red en 2010.

Estados Unidos y Europa han desacelerado su ritmo de crecimiento de capacidad eólica debido a los efectos de la crisis económica. Los desarrollos eólicos marinos (offshore) se han concentrado mayormente en Europa, donde se instalaron 883 MW en el año 2010, llegando a una capacidad instalada total de cerca de 3 GW.

[1] El término investigación y desarrollo, abreviado I+D, puede hacer referencia, según el contexto del presente trabajo, a la investigación en algunas ciencias aplicadas o bien a una ciencia básica en particular, utilizada en el desarrollo de ingeniería, que persigue con la unión de ambas áreas un incremento de la innovación que conlleve un aumento en el desarrollo de los aerogeneradores.

3.3.- Las energías renovables en México

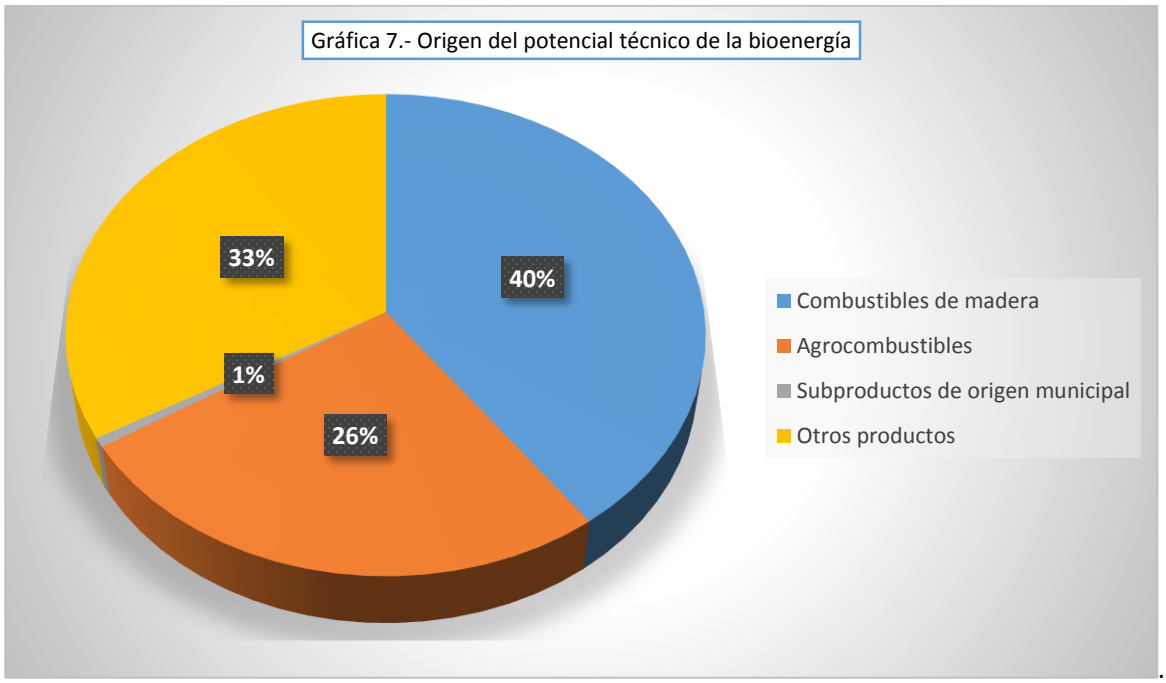
En México existe un uso importante de las distintas tecnologías de generación de energía a partir de fuentes renovables. A continuación se describe de manera general con qué recursos cuenta México en materia de energéticos renovables y los usos que se les da.

3.3.1.- Bioenergía

Actualmente, la bioenergía representa el 8% del consumo de energía primaria en México. Los principales bioenergéticos empleados son el bagazo de caña (usado como combustible en calderas o para producir electricidad) y la leña (usada principalmente para la cocción de alimentos). En 2004 se consumieron 87.324 $Petajoules$, (PJ = 1015 $Joules$) de bagazo de caña y 250 PJ de leña (SENER, 2010).

México produce al año en la industria cañera 45 millones de litros de bioetanol que actualmente no se usan como combustibles sino en la industria química. Al 2005 la Comisión Reguladora de Energía autorizó 19 MW para producir 120 $GWh/año$ con biogás, 70 MW para generar 105 $GWh/año$ con bagazo de caña y 224 MW para generar 391 $GWh/año$ con sistemas híbridos (combustóleo-bagazo de caña) (Reyes, 2008).

El potencial técnico de la bioenergía en México se estima entre 2,635 y 3,771 $Petajoules$ al año, sin embargo, su uso actual es diez veces menor (REMBIO, 2005). El origen del potencial estimado anteriormente puede verse en la Gráfica 7:



Se estiman además 73 millones de toneladas de residuos agrícolas y forestales con potencial energético, y aprovechando los residuos municipales de las diez principales ciudades para generación de electricidad a partir de su transformación térmica, se podría instalar una capacidad de 803 MW y generar 4,507 $MWh/año$ (Reyes, 2008). Además, se cuenta con un área agrícola significativa, potencialmente apta para la producción de bioetanol y biodiesel. (REMBIO, 2005). Para la obtención de etanol a partir de diferentes productos naturales se estiman los siguientes costos de inversión en dólares en la Tabla 1:

Tabla 1.- Inversión para la obtención de etanol a nivel internacional (Reyes, 2008)	
Materia prima natural	**Inversión**
Almidones	0.8 dólares
Recursos ricos en azúcar (melaza)	0.4 dólares
Aceite de soya	0.57 dólares
Aceite de girasol	0.52 dólares

El proyecto de Bioenergía de Nuevo León S.A.[2] en Monterrey, es el primero en el país que aprovecha el biogás liberado por un relleno sanitario para generar energía eléctrica con una capacidad de 7 MW (Reyes, 2008). El proyecto se desarrolló con un apoyo parcial del Banco Mundial.

Figura 19.- Elaboración del diesel

El Grupo Energético S.A. en colaboración con el Instituto Tecnológico de Estudios Superiores de Monterrey (ITESM), firmaron un convenio para producir biodiesel a partir de grasa animal de desecho de rastros. En julio de 2005, en Nuevo León, se inauguró la planta con una inversión de 1.5 millones de dólares (capacidad de producción inicial de 500 mil litros por mes) (Reyes, 2008). El biodiesel, se utiliza como combustible en medios de transporte, en una primera etapa, para camiones industriales en el norte de México (Ver Figura 19). La visión a futuro es comercializar el producto en la ciudad de Monterrey, ya que la planta tiene un potencial de producción de 1 millón de litros por mes (Reyes, 2008).

3.3.2.- Geotérmica

Actualmente México ocupa el tercer lugar mundial en capacidad de generación de energía geotérmica, con 960 MW instalados, con los que se generan más de 6,500 $GWh/año$. La CFE estima que el potencial geotérmico permitiría instalar otros 2,400 MW, pero esto depende en gran medida del desarrollo tecnológico en el rubro, sobre todo en un país como el nuestro, donde es poco o nulo el apoyo que recibe el sector energético renovable (Reyes, 2008).

[2] Es el primer proyecto de energía en México y Latinoamérica utilizando como combustible el biogás que se forma en el relleno sanitario del Municipio de Salinas Victoria, Nuevo León.

Los proyectos geotérmicos actuales se muestran a continuación en la Tabla 2:

Tabla 2.- Proyectos geotérmicos en etapa de factibilidad de la cartera del sector energía (Reyes, 2008)		
Central	**Capacidad (MW)**	**Generación (GWh/año)**
Cerro Prieto V en Baja California	100	813.2
Cerritos Colorados en Jalisco	26.9	218.7
Los Humeros II en Puebla	25	203.3
Los Humeros III en Puebla	55	447.3
Total	*206.9*	*1682.5*

Los montos de inversión en centrales geotermoeléctricas en México son del orden de 1,400 USD/kW. Por su parte, el costo de generación promedio es de 3.986 centavos de *USD/kWh* (Reyes, 2008).

3.3.3.- Solar

La capacidad instalada de los sistemas fotovoltaicos se incrementó de 14.261 MW, en el 2001, a 25.12 MW en 2009, generando más de 11,000 $MWh/año$ para electrificación rural, bombeo de agua y refrigeración. Para sistemas termosolares, al 2009 se tenían instalados más de 1,392, 921 m^2 de calentadores solares planos, con una radiación promedio de 18,841 kJ/m^2 al día dependiendo de su ubicación (Ver Figura 20), generando más de 6.71 $Petajoules$ útiles para calentar agua (ANES, 2011).

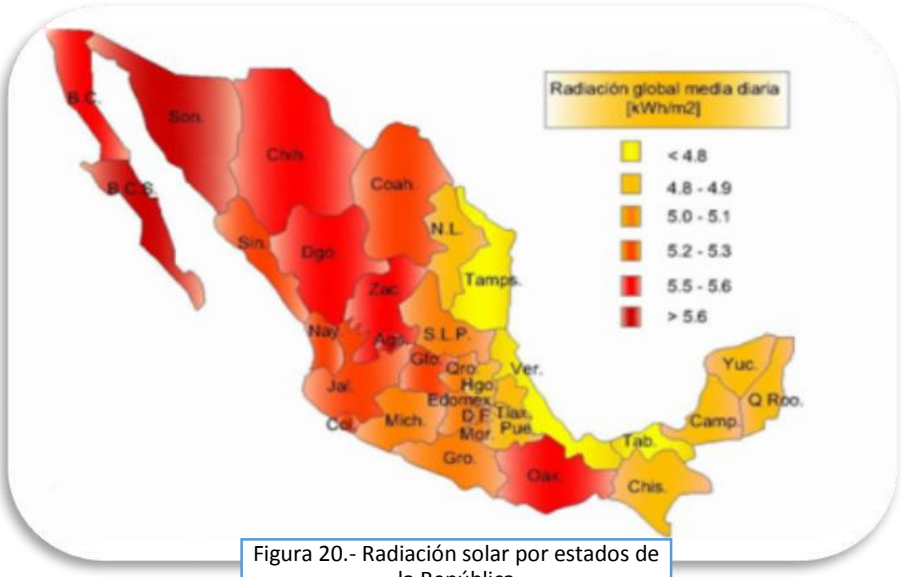


Figura 20.- Radiación solar por estados de la República

Con una insolación media de 5 kWh/m, el potencial de México es de los más altos del mundo. Se espera tener instalados 25 MW con tecnología fotovoltaica para 2015, y generar 14 $GWh/año$. Además, se espera contar para 2016 con un sistema híbrido de ciclo combinado acoplado con un campo solar de 25 MW (Agua Prieta II, Sonora) (SENER, 2010).

Los sistemas fotovoltaicos son actualmente viables para sitios alejados de la red eléctrica y aplicable en electrificación y telefonía rural, bombeo de agua y protección catódica, entre otros usos. Los costos de generación e inversión para sistemas fotovoltaicos se encuentran en el rango de 3,500 a 7,000 dólares por kW y de 10 a 25 centavos de dólar por kWh (Reyes, 2008). El costo de inversión para los colectores solares planos es de 242 USD/m^2 instalado (Reyes, 2008).

La CFE cuenta con una planta híbrida en San Juanico, Baja California Sur, conformada por 17 kW fotovoltaicos, 100 kW eólicos y un motogenerador diesel de 80 kW (Reyes, 2008).

3.3.4.- Hidráulica

México actualmente cuenta con casi 60 hidroeléctricas de las cuales las principales se encuentran en los estados de Michoacán, Jalisco, Nayarit, Oaxaca y Chiapas. Por el lado de las minihidráulicas, están operando en los estados de Veracruz y Jalisco tres centrales con una capacidad instalada de 16 MW, que generan un total de 67 $GWh/año$. Adicionalmente están en operación tres centrales híbridas (minihidráulicas-gas natural) en los estados de Veracruz y Durango (Reyes, 2008).

La Comisión Nacional para el Ahorro de Energía, CONAE, estimó en 2005 el potencial hidroeléctrico nacional en 53,000 MW, de los cuales, para centrales con capacidades menores a los 10 MW, el potencial es de 3,250 MW (Reyes, 2008). En la actualidad CFE planea ampliar la capacidad de 5 centrales hidroeléctricas en 778 MW y tiene en proceso de licitación, construcción o diseño 27 más que suman una capacidad de 7624 MW. (CFE, 2010)

En México, los costos de instalación en el 2012 eran en promedio de 1,600 USD por kW instalado, con un costo de generación de 11.50 centavos de USD por kWh generado. El país cuenta con un potencial macro hidroeléctrico de 137,977 $GWh/año$ distribuido en 583 sitios o proyectos. La explotación de dicho potencial en 72 centrales era en el año 2000 del 18.2% en términos de generación media anual y del 19.4% en términos de potencia instalada (Reyes, 2008).

Comexhidro es una empresa dedicada al aprovechamiento energético de presas de riego agrícola ya existentes. Inauguró en el 2003 su primer proyecto, "Las Trojes", en el estado de Colima (Ver Figura 21), una minihidroeléctrica "Chilatán", ubicada en el estado de Michoacán, con una capacidad de 14 MW. El proyecto más importante de la empresa, "El Gallo", en el estado de Guerrero, contará con una capacidad de 30 MW, y está en construcción desde 2008. La empresa cuenta con el primer proyecto en energías renovables en América Latina que obtiene los incentivos adicionales provenientes de los bonos de carbono. Otra más es la hidroeléctrica "El Cajón", la cual entró en operación en marzo de

Figura 21.- Presa de riego "Las Trojes"

2007 y cuenta con una capacidad de generación de 375 MW, ubicada en Santa María del Oro, Nayarit. (SENER, 2010).

3.3.5.- Eólica

En 1994 fue puesta en marcha la central eólica La Venta, en La Venta, Oaxaca. Fue la primera planta en ser integrada a la red eléctrica en México y América Latina. Tiene una capacidad instalada de 1575 MW (Ver Figura 22).

Figura 22.- Parque eólico de La Venta

En Baja California Sur, en Guerrero Negro, hay instalado un aerogenerador de 600 MW de capacidad que opera de forma automática. En el área de El Cardón, Baja California Sur, hay instalados 15 aeroturbinas que alcanzan un factor de aire-turbina de 25%, por lo cual es un sitio que se considera favorable para el desarrollo de la energía eólica a nivel rural.

En la Isla Santa Margarita, Baja California, está la planta híbrida de Puerto Alcatraz, que tiene una capacidad de 77.3 kW y cuenta con tres aerogeneradores de 5 kW cada uno, 2 arreglos fotovoltaicos de 1.15 kW cada uno, y una máquina diésel de 60 kW. Además, cuentan también con una batería de 200 kWh, 120V CD y un inversor de 15 kW.

En San Juanico, Baja California Sur, existe una planta hibrida que cuenta con diez aerogeneradores con una capacidad conjunta de 100 kW, celdas solares de 17 kW y un motor generador diésel de 80 kW. En el municipio de Ramos Arizpe, Coahuila, la cementera Apasco instaló en 1997 un aerogenerador de 38 kW de capacidad, bajo la modalidad de autoabastecimiento (GONZÁLEZ ÁVILA, 2006).

Los estudios del National Renewable Energy Laboratory (NREL) y diversas instituciones mexicanas (como la Asociación Nacional de Energía Solar, ANES, Asociación Mexicana de Energía Eólica, AMDEE, Instituto de Investigaciones Eléctricas, IIE) han cuantificado un potencial superior a los 40,000 MW, siendo las regiones con mayor potencial, el Istmo de Tehuantepec y las penínsulas de Yucatán y Baja California (NREL, 2003).

Las condiciones eólicas en el Istmo de Tehuantepec son de las mejores a nivel mundial. En Oaxaca y Chiapas hay zonas con velocidades del viento medidas a 50 m de altura superiores a 8.5 m/s, con

un potencial de 6,250 MW, y otras con velocidades entre 7.7 y 8.5 m/s, con un potencial de 8,800 MW (NREL, 2003).

En Baja California, las mejores zonas están en las sierras de La Rumorosa y San Pedro Mártir (274 MW). Yucatán (352 MW) y la Riviera Maya (157 MW) tienen suficiente potencial para sustituir plantas que operan con combustóleo, diésel y generadoras de turbogás (Reyes, 2008).

A principios de 2009, la NREL publicó el Atlas de Recursos Eólicos del Estado de Oaxaca y la región Ístmica en W/m^2 a 50 metros de altura. Según este estudio, el 7.3% del estado (6,637 km^2) cuenta con recurso eólico de bueno a excelente (mayor o igual a 400 W/m^2) (Reyes, 2008).

De acuerdo con CFE, los montos de la inversión para estos sistemas son de 1,400 USD/kW, con un costo de generación de 4.34 centavos de dólar por kWh y se estima que para el 2020 sean menores a los 3 centavos de USD por kWh (Reyes, 2008).

Figura 23.- Parque eólico de La Venta II

En el 2005, la CFE inició la construcción en la Venta, Oaxaca, de la primera planta eólica de gran escala en México (83.3 MW) nombrada La Venta II, que entró en operación en Marzo de 2007, con una inversión de 111.4 millones de dólares; la cual con su capacidad de poco más de 83 MW, sustituirán a 19,784 toneladas equivalentes de petróleo al año y evitará la emisión de gases en 400 mil toneladas de dióxido de carbono (Ver Figura 23).

En el período del año 2008 al 2010 han entrado en operación, bajo el esquema de autoabastecimiento, Parques Ecológicos de México (Iberdrola) con 80 MW, Electricidad del Valle de México (Endesa-Wal-Mart) con 67.5 MW y Eurus (Acciona-Cemex) con 37.5 MW; bajo la modalidad de productor independiente se tiene La Venta III con 101.4 MW (CNN Expansión, 2010).

Adicionalmente, la Secretaría de Energía tiene programada la construcción de otros 404 MW de capacidad eólica (en la modalidad de productor independiente) en la misma región en los siguientes años, con lo que se espera tener instalados 507 MW en 2015 (SENER, 2010). Los permisos otorgados por la CRE para proyectos privados de autoabastecimiento con tecnología eólica aportarán en los próximos años poco más de 950 MW al Sistema Eléctrico Nacional. La Comisión Reguladora de Energía tiene previsto que la capacidad instalada llegue al menos a 2500 MW en el estado de Chiapas (Notimex, 2009).

3.4.- El recurso eólico

La energía eólica es una consecuencia de la energía que irradia el Sol hacia la Tierra, alrededor de 174, 423, 000, 000, 000 kWh por día. Tan sólo el 1% de esa energía es convertida en energía eólica y esto supone una energía de 50 a 100 veces superior a la convertida en biomasa por todas las plantas de la tierra.

Las diferencias de temperatura debidas al calentamiento desigual por la cantidad de energía recibida entre el Ecuador y las diferentes latitudes hasta los polos, provocan la circulación de grandes masas de aire (Ver Figura 24). Así el aire caliente es más ligero que el frío, por lo que subirá hasta alcanzar una altura aproximada de 10 km y se extenderá hacia el norte y hacia el sur. Se debe tener en cuenta la rotación de la Tierra, ya que sin esto el aire llegaría simplemente al Polo Norte y al Polo Sur, para posteriormente descender y volver al Ecuador (Jaramillo Salgado, 2010).

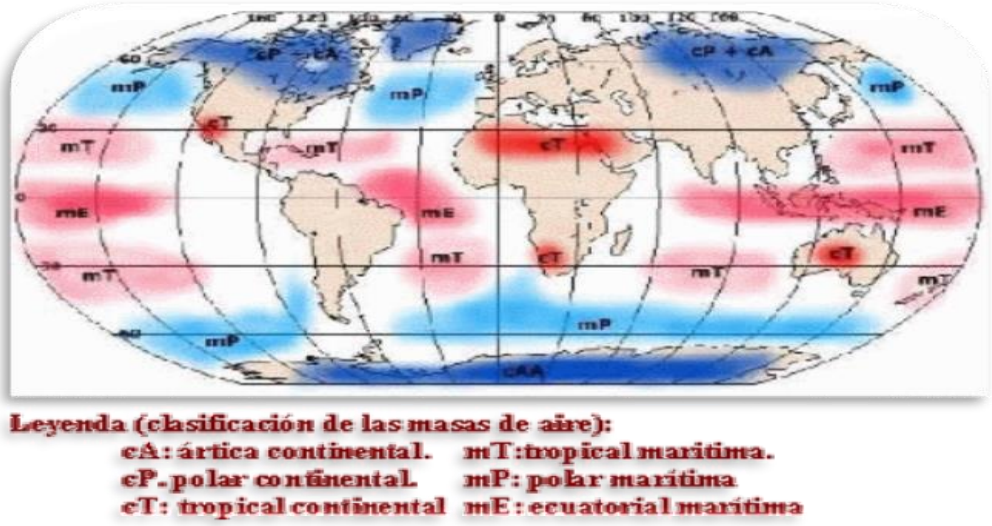


Figura 24.- Las 6 grandes masas de aire de la Tierra

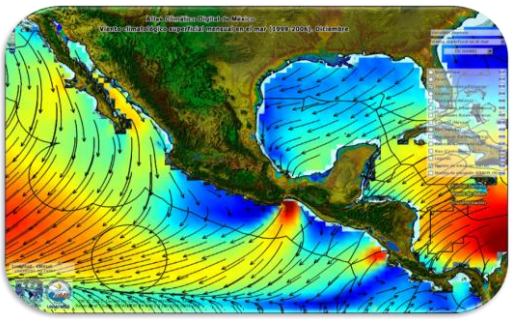


Figura 25.- Vientos geostróficos en México

Cerca de la latitud $30°$, la Fuerza de Coriolis, debida a la rotación de la Tierra, evita que el viento se desplace más allá. En esa latitud se encuentra un área de altas presiones por lo que el aire empieza a descender de nuevo. Cuando el viento suba desde el Ecuador habrá un área de bajas presiones cerca del nivel del suelo atrayendo los vientos del norte y del sur. En los polos habrá altas presiones debido al aire frío. De esta manera se crean los vientos geostróficos dominantes (Ver Figura 25). Sin embargo, la rapidez y dirección del viento están influenciadas por la suma de los efectos global y local. De tal suerte que existen diferentes mecanismos en la creación del viento local. Por ejemplo, se puede citar la brisa marina y

terral o los vientos de valle-montaña y los que ocurren en las grandes planicies. De cualesquiera de estos, siempre son consecuencia de los cambios de temperatura que afecta la densidad y la diferencia de presión de una región (Jaramillo Salgado, 2010).

La rugosidad del terreno y los obstáculos adyacentes influyen en la velocidad del viento, es decir, tanto en su rapidez como dirección. Un parámetro para caracterizar la topología del terreno, además de ser plano o escarpado, es su factor de rugosidad que describe que tan fácilmente pasa el viento sobre el terreno, por ejemplo, un terreno con nieves es menos rugoso que aquel que tiene gran cantidad de vegetación.

Para cualquier proyecto de desarrollo eólico, se necesita de la evaluación del recurso disponible. Para esta tarea se emplean anemómetros y veletas para medir la rapidez y dirección del viento, respectivamente (Ver Figura 26). Tales dispositivos son colocados a diferentes alturas respecto al nivel del terreno, esto es, a partir de 10 metros hasta 80 metros de altura. Es práctica común utilizar los datos tomados cada segundo y promediados cada 10 minutos ya que las variaciones en la rapidez del viento en periodos mayores de un segundo y menores de 10 minutos presentan un carácter estocástico[3] y se considera que representan la turbulencia. Para las aplicaciones de la energía eólica, las fluctuaciones de turbulencia en el flujo deben ser cuantificadas para el diseño de la turbina sobre la base de consideraciones de carga máxima, fatiga estructural, control, operación del sistema y calidad de la potencia generada.

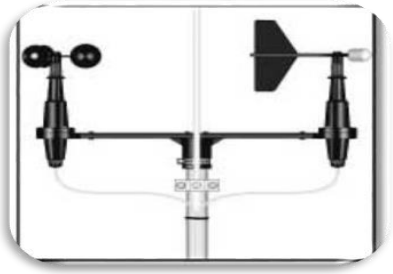


Figura 26.- Anemómetro y veleta en un mismo sistema

La energía generada por un aerogenerador se estima sobre un año típico de funcionamiento. La estimación implica la reducción estadística de los datos a través de la función de densidad de probabilidad de Weibul[4]. Las distribuciones de la velocidad del viento en la mayoría de las ocasiones no son simétricas, además dicha distribución varía de un lugar a otro del globo terrestre debido a las diferentes condiciones climáticas locales y a la orografía de la superficie. Por lo tanto, la distribución de Weibul o alguna otra pueden variar tanto en la forma como en el valor medio. (Jaramillo Salgado, 2010).

[3] En estadística, y específicamente en la teoría de la probabilidad, un proceso estocástico es un concepto matemático que sirve para caracterizar una sucesión de variables aleatorias (estocásticas) que evolucionan en función de otra variable, generalmente el tiempo. Cada variable o conjunto de variables sometidas a influencias o efectos aleatorios constituye un proceso estocástico.

[4] La distribución de Weibull es una distribución de probabilidad continua. La función de densidad de una variable aleatoria con la distribución de Weibull x es:

$$f(x;\lambda,k) = \begin{cases} \frac{k}{\lambda}\left(\frac{x}{\lambda}\right)^{k-1} e^{-(x/\lambda)^k} & x \geq 0 \\ 0 & x < 0 \end{cases}$$

donde $k > 0$ es el parámetro de forma y $\lambda > 0$ es el parámetro de escala de la distribución.

3.5.- Características del recurso eólico en la región del Istmo de Tehuantepec-Chiapas

Para todo proyecto eólico es muy importante contar con un buen recurso de viento, que principalmente se refleje en el valor promedio de la velocidad anual del viento. La Tabla 3 muestra las clasificaciones de la potencia del viento para aplicaciones a escala comercial en Chiapas.

Tabla 3.- Clasificación de la potencia del viento

Clase	Potencia del recurso (Escala comercial)	Densidad de potencia del viento @ 50 m agl	Velocidad del viento (m/s) @ 50 agl
1	Pobre	0-200	0.0-5.3
2	Escaso	200-300	5.3-6.1
3	Moderado	300-400	6.1-6.7
4	Bueno	400-500	6.7-7.3
5	Excelente	500-600	3.3-7.7
6	Excelente	600-800	7.7-8.5
7	Excelente	>800	>8.5

La velocidad media del viento se estima asumiendo una elevación sobre el nivel del mar y una distribución Weibull de velocidades del viento con un factor de forma (k) de 1.8. La velocidad media real del viento puede diferir de estos valores estimados por hasta 20%, dependiendo de la distribución real de la velocidad del viento (o valor k de Weibull) y de la elevación sobre el nivel del mar. (NREL, 2004)

Las áreas de recurso eólico de Clase 4 y mayores se consideran adecuadas para el desarrollo de energía eólica a escala comercial. Las aplicaciones rurales o fuera de la red requieren de un menor recurso eólico para que un proyecto sea viable. Para estos tipos de aplicaciones, los recursos de Clase 2 y mayores pueden ser suficientes para un desarrollo eoloeléctrico viable.

Chiapas es influenciado por tres flujos eólicos predominantes: un viento de noreste a norte de octubre a febrero, un viento del este de marzo a mayo y un viento alisio de este a noreste de junio a septiembre.

El mapa que se muestra en la Figura 27 muestra la localización y la magnitud del recurso eólico en la región chiapaneca. El viento fluye con mayor fuerza de noreste a norte y debido a que se presentan episodios de este fuerte flujo en marzo y abril, este es el flujo de viento más predominante en Chiapas.

El origen de este flujo del norte es el gradiente de presión entre la mayor presión del Golfo de México y la menor presión del Océano Pacífico. En la Región del Istmo de Tehuantepec, donde el viento se canaliza con gran fuerza debido a la topografía, el viento puede provenir principalmente del norte a mayor elevación. Los vientos fuertes libres de aire, mayores de 10 m/s en el este de Oaxaca (oeste de Chiapas) durante esta temporada pueden extenderse de apenas unos cientos de metros sobre el nivel del mar hasta aproximadamente 1200 m sobre el nivel del mar.

Por lo tanto, los lugares totalmente expuestos a estos fuertes vientos libres, tales como aquellos lugares en la región canalizada del Istmo y en las cordilleras y terreno expuesto donde estos vientos

se canalizan o realzan, pueden tener un recurso eólico anual de Clase 6 o Clase 7. En el oeste de Chiapas, los vientos libres son de 8 m/s a 10 m/s en esta temporada y se extienden a elevaciones mayores de 2000 m a 2400 m sobre el nivel del mar. Por lo tanto, las áreas expuestas del este de Chiapas donde se canalizan o realzan estos vientos pueden tener un recurso eólico de Clase 4 o mayor.

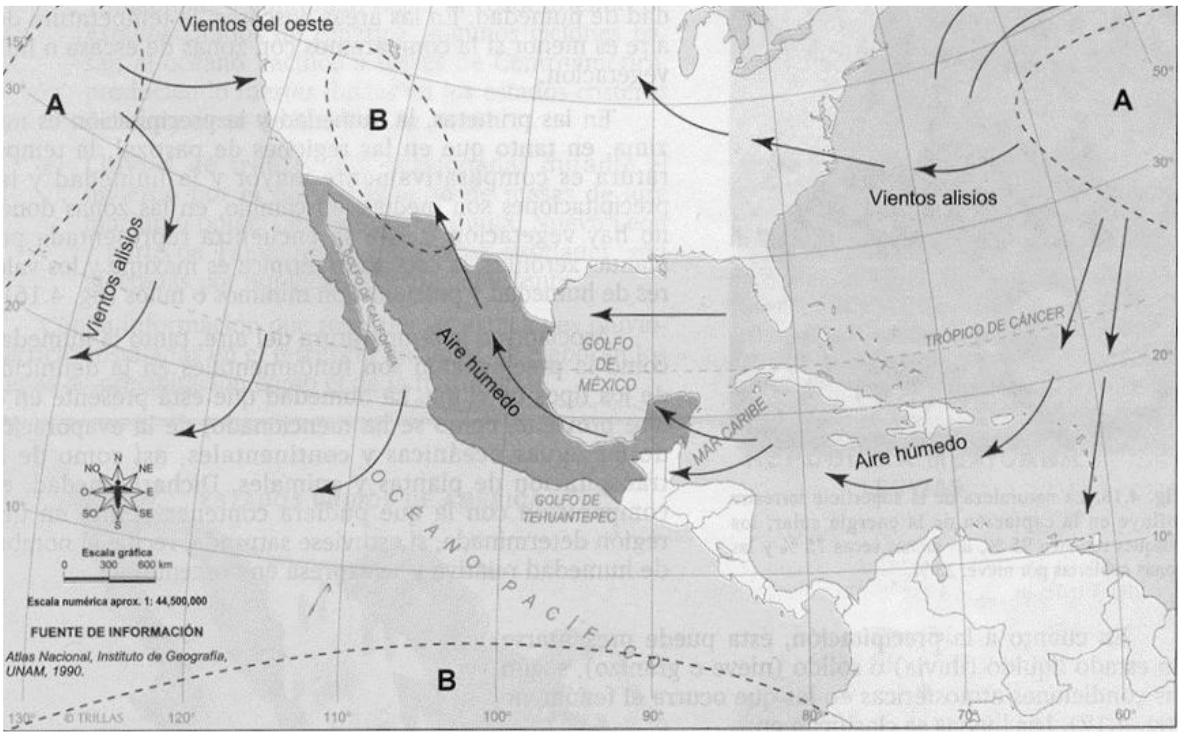
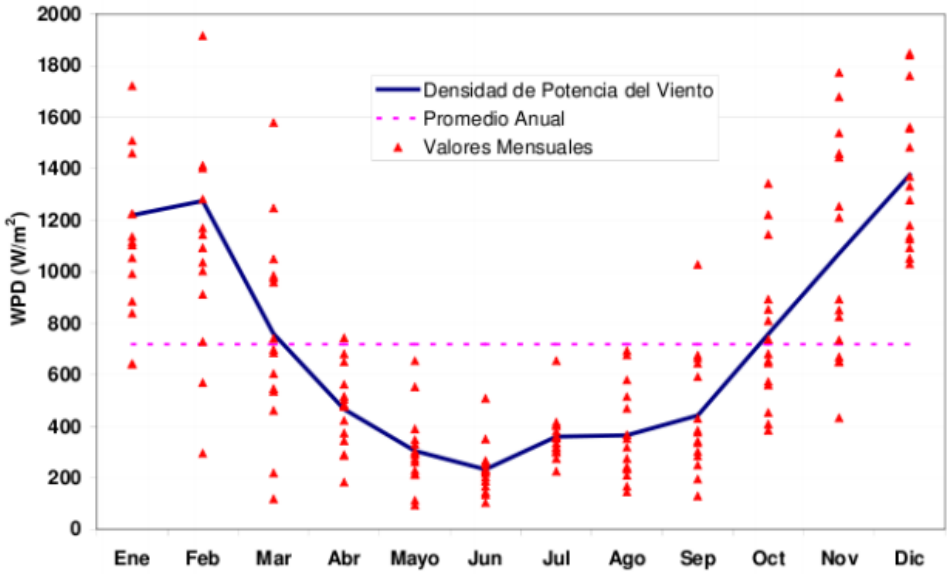


Figura 27.- Vientos que inciden sobre México



Gráfica 8.- Densidad de potencia del viento por meses

En la Gráfica 8 se puede apreciar la potencia del viento a lo largo de los meses del año. Los vientos son generalmente más débiles durante los flujos dominantes del viento del oeste de abril a mayo y durante los flujos del viento alisio del noreste de junio a septiembre. Durante estos meses, los vientos libres pico tienen un promedio de aproximadamente 6 m/s a 7 m/s. El flujo del viento alisio del verano se extiende a 1500 m en el oeste de Chiapas. A pesar de que los vientos alisios del verano son sustancialmente menores que los vientos de otoño-invierno, las áreas que canalizan o realzan los vientos de verano del noreste pueden tener un buen recurso eólico durante esta temporada.

La distribución estacional exacta del recurso eólico para un sitio en particular de Chiapas depende de la elevación, su ubicación y su exposición a los flujos de vientos dominantes y más fuertes. En la mayor parte del estado, los lugares que están bien expuestos a los vientos del norte y del noreste tendrán un recurso máximo de octubre a marzo. Casi todos los lugares con un recurso eólico bueno a excelente en Chiapas cuentan con una buena exposición a estos vientos y tienen el máximo recurso eólico durante este periodo. Estos lugares incluyen las áreas de viento del Istmo y cordilleras específicas así como otras zonas de Chiapas donde los vientos del noreste se canalizan o realzan.

De acuerdo con datos satelitales del viento oceánico (costa afuera), medidos del año 1988 al 2002, los meses de octubre a marzo cuentan con el promedio más alto de potencia del viento, con valores mayores a 600 W/m^2 a una altura de 10 metros. Los meses de potencia pico del viento son diciembre, enero y febrero, cuando los valores exceden 1200 W/m^2. La temporada baja de potencia del viento es de abril a septiembre, ocurriendo los valores más bajos en mayo y junio. Sin embargo, incluso durante los meses de bajos vientos, el recurso es razonablemente bueno.[5]

3.6.- Producción de energía

La velocidad con que un aerogenerador gire depende de la densidad del aire, del área de barrido del rotor y de la velocidad del viento. A mayor densidad del aire mayor energía recibirá la turbina; lo mismo ocurre con el área de barrido del rotor, mientras más grande sea ésta, mayor cantidad de energía capturará. La densidad del aire es de 1,225 kg/m^3 a presión atmosférica normal y a 15º C, disminuye ligeramente con la humedad y aumenta cuando hace frío. La potencia obtenida por un aerogenerador se define como:

$$P = \frac{1}{2} * \rho v^3 \pi r^2 \ldots (Ecuación\ 41)$$

Donde:

$P = Potencia\ del\ viento\ medida\ en\ Watts$
$\rho = Densidad\ del\ aire\ seco =\ 1{,}225\ kg/m^3$
$v = Velocidad\ del\ viento\ medida\ en\ m/s$
$\pi = 3.1416 \ldots$
$r = Radio\ del\ rotor\ en\ metros$

[5] Según el NREL, estos datos son la fuente más confiable para caracterizar el comportamiento de los vientos superficiales a lo largo del año. Estos datos fueron comparados con los de cuatro sitios de medición tierra dentro y se comprobó que la distribución estacional del recurso eólico para sitios terrestres con viento en el Istmo puede caracterizarse bien por los datos marinos. http://www.osti.gov/bridge

De acuerdo con el régimen de vientos del emplazamiento, es decir, de la velocidad del viento y su variabilidad (turbulencia), se debe elegir un tipo de aerogenerador adecuado para tales condiciones. En la Tabla 4 se muestran las clasificaciones de los aerogeneradores conforme al régimen de vientos donde se pueden aplicar.

Tabla 4.- Clasificación de aerogeneradores por tipo de régimen de viento de aplicación

Parámetros	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
V referencia (m/s)	50	42.5	37.5	30
V anual (m/s)	10	8.5	7.5	6
S_v*/v turbulencia*	0.7	0.17	0.17	0.17

V referencia es el valor máximo de la velocidad promedio del viento en un intervalo de diez minutos. Mientras que la V anual es la velocidad media anual a la altura del eje de la turbina. S_v/v turbulencia es la turbulencia máxima en un rango de diez minutos.

Como las clases I a IV no cubren sitios con velocidades medias anuales mayores que 10 m/s, informalmente se habla de una clase 0, que correspondería a los aerogeneradores aplicables en sitios con un régimen de viento excelente. Las turbulencias son ráfagas de viento que cambian tanto en velocidad como en dirección; la mayoría de las turbulencias son creadas por los obstáculos que va encontrando el viento a su paso.

Las características del emplazamiento y la disposición de los aerogeneradores en el terreno traen consigo otros aspectos a tener en cuenta con el fin de aprovechar mejor el recurso del viento (Reyes, 2008):

- **Efecto estela.** Parte de la energía del viento que pasa a través de una turbina eólica es aprovechada por el aerogenerador para ser convertida en energía, por lo que el viento que abandona la turbina tiene un contenido energético menor que el que entra y presenta un cambio en sus características de flujo al salir del rotor. Este efecto crea una estela tras la turbina, es decir, una larga cola de viento con bastante turbulencia si se compara con el viento que llega a la turbina.
- **Efecto parque.** Si las distancias entre aerogeneradores (tanto en la dirección del viento como en la dirección perpendicular) no son las adecuadas, los efectos del parque tienden a reducir significativamente la cantidad de energía producible; además de que la turbulencia que inducen los rotores pueden incrementar las cargas dinámicas en las máquinas que están atrás de otras, con relación a la dirección del viento, y con ello disminuir su vida útil o aumentar la probabilidad de fallas.
- **Obstáculos.** Los obstáculos del viento tales como edificios, árboles, formaciones rocosas, etc., pueden disminuir la velocidad del viento en forma significativa (lo cual puede llegar a representar una pérdida de energía del viento de alrededor del 10%) y a menudo crean turbulencias en torno a ellos.

Además de que ocasionan turbulencias, los obstáculos disminuyen la velocidad del viento. La presencia de turbulencias en un emplazamiento provoca roturas y desgastes mayores en la turbina

eólica, además de que la energía del viento en estas condiciones no es utilizada eficientemente por las turbinas. Aunque las torres de los aerogeneradores son construidas suficientemente altas para tener velocidades del viento más o menos constantes y evitar así las turbulencias, existen ocasiones que no es suficiente.

3.7.- Componentes de un aerogenerador moderno

En esta sección del trabajo se describen los elementos tecnológicos que constituyen un aerogenerador, así como los conceptos y aspectos técnicos que se toman en cuenta para planear un proyecto de generación eoloeléctrica. En la Figura 31 se muestran los componentes básicos de un aerogenerador.

Los subsistemas principales en un aerogenerador moderno se describen a continuación:

1.- Chasis principal. Es una estructura metálica donde se monta el tren de potencia, el generador eléctrico, las mordazas del freno y en su caso, las unidades hidráulicas. Normalmente, está construido a partir de placa y perfiles estructurales de acero soldados; es el principal receptor de los esfuerzos generados en el frenado, ya que sobre él se montan los elementos de fricción que actúan sobre el disco del freno (las mordazas). Su dimensión y peso depende de las cargas que debe soportar, además está encargado de proteger a los componentes del sistema contra los efectos del medio ambiente (Ver Figura 28).

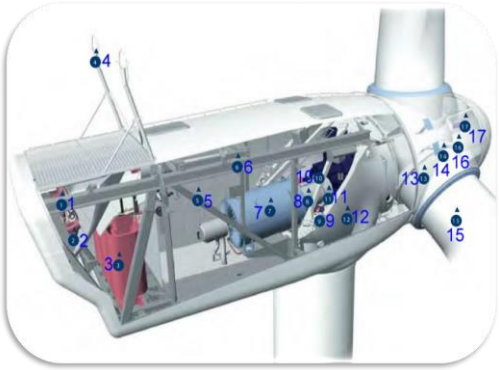


Figura 28.- Chasis principal y sus componentes (no se nombran)

2.- Rotor. Es el subsistema formado por las aspas, el cubo y la nariz. Su función es convertir la energía cinética del viento en la energía mecánica rotacional que se utiliza para impulsar el generador eléctrico. Las aspas son construidas con perfiles aerodinámicos para capturar la mayor cantidad de energía cinética del viento. Las dimensiones de un aspa van desde los 13 metros para capacidades de 200 kW, hasta 57.5 metros para capacidades de 5MW, éstas últimas para emplazamientos fuera de costa. El material más utilizado para la fabricación de aspas es la fibra de vidrio reforzada con resina de poliéster o con resina epóxica los cuales logran una mejor resistencia.

3.- Cubo.- El cubo del rotor es el elemento al que se ensamblan las aspas y el que recibe la potencia que capta el rotor y la transmite a la flecha principal (Ver Figura 29). El diseño de aerogeneradores de dos y tres aspas ha dado lugar a los siguientes tipos de cubo:

- Los cubos rígidos, los cuales son utilizados para aerogeneradores de tres aspas, consisten en una estructura metálica hueca que permite que las aspas tengan un acoplamiento perfecto.
- Los cubos basculantes son utilizados para aerogeneradores de dos aspas. La diferencia con los rígidos es que permiten que las aspas se puedan mover ligeramente en dirección perpendicular al plano del rotor y así reducir las cargas dinámicas.

Figura 29.- Cubo de tipo rígido

4.- Nariz. Es una cubierta frontal en forma de cono que sirve para desviar el viento hacia el tren motor y mejorar la ventilación en el interior, para eliminar turbulencia indeseable en el centro frontal del rotor y para mejorar el aspecto estético.

Figura 30.- Sistema de transmisión

5.- Sistema de transmisión. Está compuesto por la flecha principal, la caja de engranes y la flecha de alta velocidad. Para transformar la energía eólica en electricidad, un aerogenerador capta la energía cinética del viento por medio de su rotor aerodinámico y la transforma en energía mecánica que concentra sobre su eje de rotación o flecha principal, ésta energía se transmite a la flecha de un generador para producir electricidad (flecha de alta velocidad).

Las cajas de engranes o de transmisión deben ser confiables y fáciles de mantener. Así mismo, deben operar con eficiencia alta y emitir poco ruido. La labor de la caja de transmisión es convertir las 22 revoluciones por minuto (RPM) del rotor a las 1500 $RPM´s$ a que necesita girar el generador.

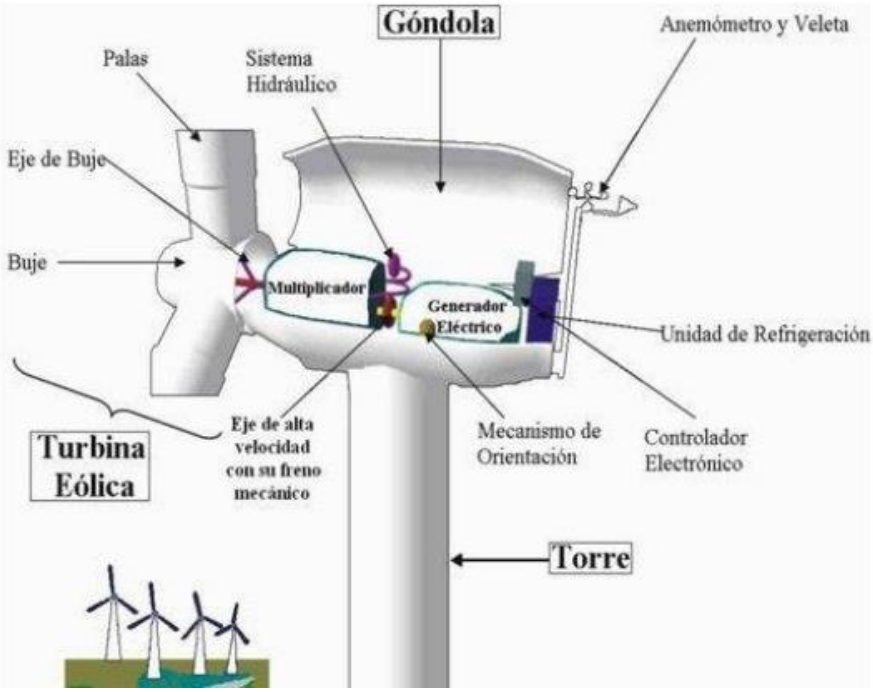


Figura 31.- Esquema de un aerogenerador

6.- Generadores eléctricos.- En la construcción de aerogeneradores son utilizados tanto generadores eléctricos asíncronos como síncronos; ello depende del tipo de generador que se requiera: aerogenerador de velocidad constante o de velocidad variable.

- *Asíncronos.-* Existen dos tipos de generadores: tipo jaula de ardilla (Ver Figuras 32 y 33) o tipo rotor devanado.

Figura 32.- Generador tipo "jaula de ardilla"

Este tipo de generadores son utilizados para construir aerogeneradores de velocidad constante; son llamados así porque la velocidad angular del rotor no depende de la velocidad del viento, sino de la frecuencia de la red de interconexión, por lo que la velocidad del rotor permanece constante; no ocupan el recurso eólico al cien por ciento, en la práctica se ha comprobado que por cuestiones técnicas y económicas, esta velocidad de diseño es de 1.7 veces la velocidad promedio del emplazamiento.

El generador se conecta directamente a la red mediante un arrancador y un banco de capacitores que reducen su consumo de potencia reactiva.

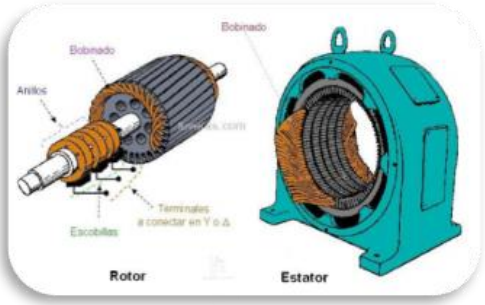


Figura 33.- Generador tipo devanado

Los sistemas de velocidad constante en aerogeneradores tienen la ventaja de ser sencillos, confiables, de fácil mantenimiento y que sus componentes eléctricos y electrónicos son de bajo costo. Sus desventajas radican en el desgaste mecánico de algunos de sus componentes, en el consumo de potencia reactiva y en el que su eficiencia está limitada por la frecuencia de la red.

Por otro lado, debido al principio de funcionamiento de las aspas de rotor, los cambios de velocidad del viento son transmitidos a la caja de engranes y por consiguiente, a la flecha y al generador. En el caso de una red eléctrica pequeña, los cambios en la velocidad del viento llegan a producir variaciones de voltaje que se traducen en mayores pérdidas en las líneas de transmisión y en mala calidad de la energía.

- *Síncronos.-* Este tipo de generadores son normalmente utilizados para construir aerogeneradores de velocidad variable; nombrados así porque la velocidad angular de su rotor depende totalmente de la velocidad del aire, por lo tanto extraen más eficientemente la velocidad del viento en el emplazamiento. En los últimos años, estos sistemas han dominado el mercado eoloeléctrico por estas características.

  En los aerogeneradores con sistemas de velocidad variable los generadores eléctricos no se conectan directamente a la red eléctrica, para permitir que la velocidad de rotación siga a la velocidad del viento produciendo electricidad de frecuencia variable. Para que esta electricidad se pueda transferir a una línea eléctrica convencional, es necesario convertirla a la frecuencia con que se opera dicha línea. Para lograrlo, se utiliza un acondicionador electrónico de potencia que se integra con un rectificador (para convertir la corriente alterna en corriente directa) y un inversor (para convertir la corriente directa en corriente alterna).

Como conclusión, estudios teóricos y de campo indican que un aerogenerador con un sistema de velocidad variable, es más eficiente en un 20% a 30% que uno de velocidad constante.

7.- Sistemas de regulación de potencia de salida y velocidad angular. Los aerogeneradores están diseñados para producir energía eléctrica al menor costo posible (generalmente para rendir al máximo a velocidades de 15 m/s). Los aerogeneradores no son diseñados para aumentar su eficiencia en vientos fuertes, porque no son muy comunes. Cuando existen vientos fuertes, es necesario gastar parte del exceso de energía en el viento para evitar daños en el aerogenerador, por lo que todos los aerogeneradores están diseñados con algún tipo de control de potencia. Hay dos formas de hacerlo con seguridad: por ángulo de paso y por pérdida aerodinámica o desprendimiento de flujo.

Los aerogeneradores de regulación por cambio del ángulo de paso ("pitch controlled") cuentan con un controlador electrónico ubicado en la turbina del aerogenerador, el cual va comprobando varias veces por segundo la potencia generada; cuando ésta alcanza un valor demasiado alto, el controlador envía una orden al mecanismo de cambio de ángulo de paso, que inmediatamente hace girar las palas del rotor ligeramente fuera del viento (Ver Figura 34). Y a la inversa, las palas son vueltas hacia el viento cuando este disminuye de nuevo; así las palas tienen la característica de que son capaces de girar alrededor de su eje longitudinal (variar el ángulo de paso). El diseño de aerogeneradores controlados por cambio del ángulo de paso requiere de una ingeniería muy desarrollada para asegurar que las palas giren exactamente el ángulo deseado. En este tipo de aerogeneradores, el controlador generalmente girará las palas unos pocos grados cada vez que el viento cambie, para mantener un ángulo óptimo que proporcione el máximo rendimiento a todas las velocidades del viento. El mecanismo de cambio de ángulo de paso suele funcionar de forma hidráulica.

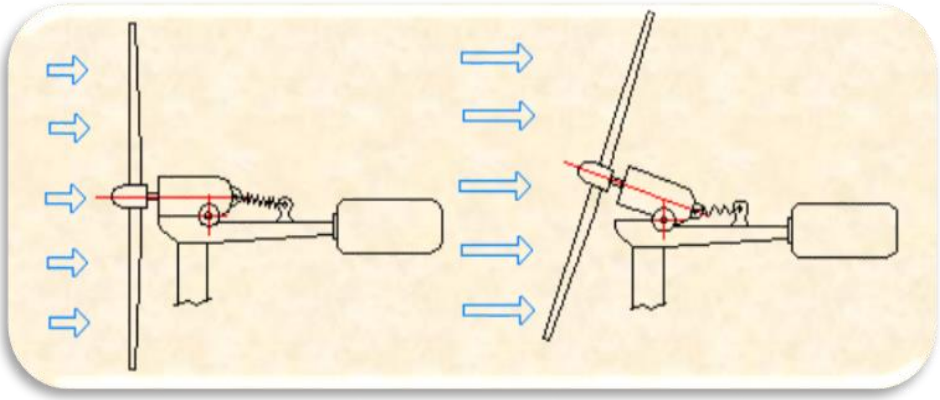


Figura 34.- Mecanismo de regulación con ángulo de paso fijo y variación del área de captación

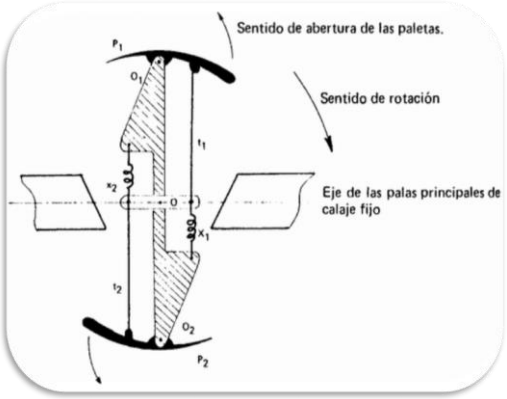


Figura 35.- Mecanismo de regulación con freno aerodinámico centrífugo

En los aerogeneradores de regulación por pérdida aerodinámica o desprendimiento de flujo ("Stall controlled"), las aspas están diseñadas aerodinámicamente de tal modo que, en el momento en el que la velocidad del viento sea demasiado alta, se forme turbulencia en la parte de la pala que no da al viento, esta pérdida de sustentación evita que la fuerza ascensional de la pala actúe sobre el rotor (Ver Figura 35). Por medio de la aerodinámica, conforme aumenta la velocidad real del viento en la zona, el ángulo de ataque de la pala del rotor también aumentará, hasta llegar al punto de empezar a perder sustentación. La pala del rotor de un aerogenerador de este tipo está ligeramente torsionada a lo largo de

su eje longitudinal, esto es así en parte para asegurar que la pala pierda la sustentación en forma gradual, en lugar de hacerlo bruscamente, cuando la velocidad del viento alcanza su valor crítico. La principal ventaja de este sistema es que se evitan las partes móviles del rotor y un complejo sistema de control, por otro lado, la regulación por pérdida aerodinámica representa un problema de diseño aerodinámico muy complejo, además del diseño de la dinámica estructural de toda la turbina, para evitar las vibraciones provocadas por la pérdida de sustentación.

Los aerogeneradores de regulación activa por pérdida aerodinámica, técnicamente, se parecen a las de regulación activa por cambio de ángulo de paso, en el sentido de que ambos tienen palas que pueden girar y en que el mecanismo de cambio del ángulo de paso se opera mediante sistemas hidráulicos o motores eléctricos paso a paso.

Una de las ventajas de la regulación activa por pérdida aerodinámica es que la producción de potencia puede ser controlada de forma más exacta que con la regulación pasiva y que la máquina puede funcionar casi exactamente a la potencia nominal a todas las velocidades del viento; por lo que a altas velocidades de viento la producción de potencia eléctrica se mantiene constante. Sus principales desventajas radican en su costo y complejidad.

8.- Sistemas de orientación. Para que un aerogenerador opere con una eficiencia alta, su rotor debe mantenerse perpendicular a la dirección del viento; existen dos formas de hacerlo, con rotor a barlovento y con rotor a sotavento (Ver Figura 36). En el primero, los aerogeneradores se colocan con el rotor de cara al viento; su principal ventaja radica en que evitan el abrigo del viento tras la torre (la mayoría de los aerogeneradores tienen este diseño). Para aerogeneradores con rotor a sotavento, su rotor se sitúa en la dirección contraria al viento, es decir, a sotavento. Una ventaja importante es que el rotor puede hacerse más flexible, lo que conlleva a tener una ventaja tanto en cuestión de peso como en dinámica estructural del aerogenerador, es decir, las palas se curvarán a altas velocidades del viento, con lo que le quitarán parte de la carga a la torre. Su desventaja radica en los cambios de potencia eólica, debida al paso del rotor a través del abrigo de la torre. Esto puede crear más cargas de fatiga en la turbina que con un diseño corriente arriba.

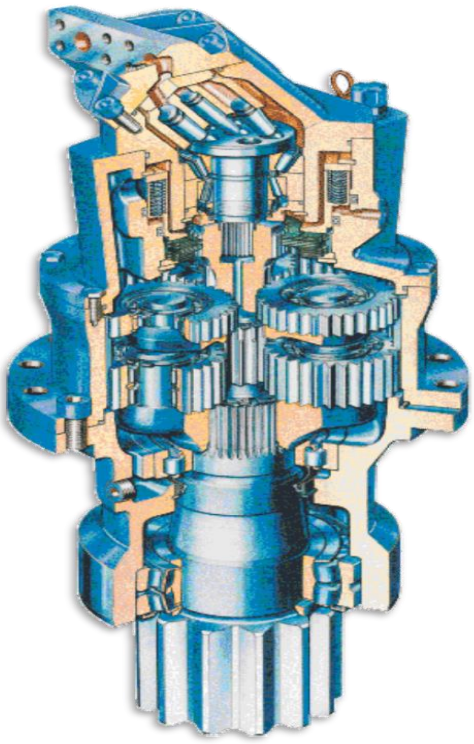


Figura 36.- Sistema de transmisión

La mayoría de los aerogeneradores en el mercado actual son del tipo viento arriba o barlovento y utilizan servomecanismos para mantener el plano del rotor en posición perpendicular a la posición del viento; básicamente estos mecanismos son construidos a partir de un cojinete y una corona dentada. La corona está acoplada a piñones montados sobre dos o más servomotores (eléctricos o hidráulicos). Normalmente el subsistema se encuentra habilitado, además, con un freno mecánico. El servomecanismo responde a señales de control que son generadas por el controlador electrónico del aerogenerador, en respuesta a la medición de la dirección del viento hecha por sensores como veletas.

Figura 37.- Fallas estructurales por falta de seguridad

9.- Sistemas de seguridad. Los aerogeneradores cuentan con dos o más subsistemas de seguridad enfocados a minimizar la ocurrencia de fallas que pudieran traducirse en daño a los humanos y al equipo mismo (Ver Figura 37). Los subsistemas operan en forma individual o coordinada, su funcionamiento consiste en controladores electrónicos locales que detectan anomalías en la operación de los equipos como: velocidad angular y temperaturas por arriba del máximo aceptable, pérdida de presión en controladores hidráulicos, exceso de vibraciones, pérdida de carga, etc.

Comúnmente, la acción de seguridad es el paro forzado del aerogenerador, el cual puede ser llevado a cabo por distintos medios como: freno de disco de alguna de las flechas, por ángulo de paso de las aspas. Control de orientación al viento. Dependiendo del modelo del aerogenerador se le asigna uno de ellos como el medio principal de frenado.

10.- Sistema de control local. Cada aerogenerador en una central eoloeléctrica tienen un sistema electrónico para controlar y tomar datos (SCADA); la constitución física de los SCADA está basada en microcontroladores o en controladores lógicos programables (PLC´s). Sus funciones principales son las siguientes:

- ✓ Controlar el proceso de inicio de operación y de conexión a la línea eléctrica, regular la velocidad y la potencia de salida, orientar el rotor con respecto a la dirección del viento, controlar el proceso de paro forzado; además de controlar los elementos auxiliares dedicados a mantener las mejores condiciones de operación normal.
- ✓ Ser la interfaz local entre el operador y la máquina.
- ✓ Adquirir y procesar los datos del comportamiento operacional de cada aerogenerador.
- ✓ Transmisión de datos con los centros de supervisión.
- ✓ Cada SCADA está diseñado de acuerdo al modelo de aerogenerador al que sea aplicado; es decir, cada sistema cuenta con sus propios algoritmos y secuencias lógicas. Los SCADA tienen características comunes, pero pueden llegar a ser muy diferentes de una marca de aerogenerador a otra.

11.- Sistema de refrigeración. Los aerogeneradores necesitan refrigeración durante su funcionamiento. En la mayoría de las turbinas la refrigeración se lleva a cabo mediante encapsulamiento del generador eléctrico en un conducto, utilizando un gran ventilador para la refrigeración por aire (Ver Figura 38), aunque algunos fabricantes usan generadores enfriados por agua. Los generadores refrigerados por agua pueden ser construidos de forma más compacta. Lo que también les proporciona algunas ventajas en cuanto a rendimiento eléctrico se refiere, aunque cuentan con un radiador en la góndola para eliminar el calor del sistema de refrigeración por líquido.

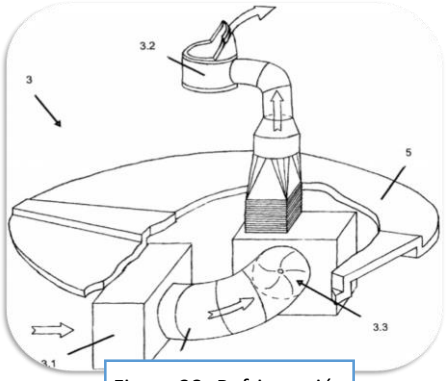


Figura 38.-Refrigeración por aire

Figura 39.- Torre troncocónica

12.- Torres de aerogeneradores. La torre del generador soporta la góndola y el rotor. En los grandes aerogeneradores las torres tubulares pueden ser de acero, de celosía o de hormigón. Las más utilizadas hoy en día son las de acero, las otras dos prácticamente han desaparecido de la industria eólica.

Las torres tubulares de acero son fabricadas en secciones de 20 a 30 metros con bridas en cada uno de los extremos, y son unidas con pernos "in situ". Las torres son troncocónicas (con diámetro creciente hacia la base, véase Figura 39), con el fin de aumentar su resistencia y al mismo tiempo ahorrar material. Ese tipo de torres integran medios seguros para que el personal de mantenimiento suba al chasis, tienen un aspecto estético agradable, su instalación es fácil y rápida, requieren poco mantenimiento, su base ocupa poco espacio y proporciona el medio de protección e instalación para equipos de control y sistemas eléctricos en piso. Algunas de sus desventajas son que tienen un costo alto, su fabricación requiere de maquinaria especializada y su transportación es difícil y costosa.

13.- Sistemas de protección contra descargas eléctricas atmosféricas. Los impactos de rayos en aerogeneradores ocasionan daños severos a componentes importantes (Ver Figura 40); en particular las aspas pueden sufrir daños catastróficos. Otras áreas de posible daño son los sistemas eléctricos, los sistemas de control y las líneas de comunicación de datos. La probabilidad de ocurrencia de este tipo de problemas depende del nivel ceraúnico (intensidad de rayos y tiempo de retorno de tormentas eléctricas) del emplazamiento. En mayor o menor medida, los

aerogeneradores comerciales cuentan con medios de protección contra rayos, los cuales se refuerzan incorporando dispositivos supresores de transitorios (tubos de descarga por gas o varistores de óxido metálico) como se muestra en la Figura 41.

Figura 40.-Daños a un aerogenerador por impacto de un rayo

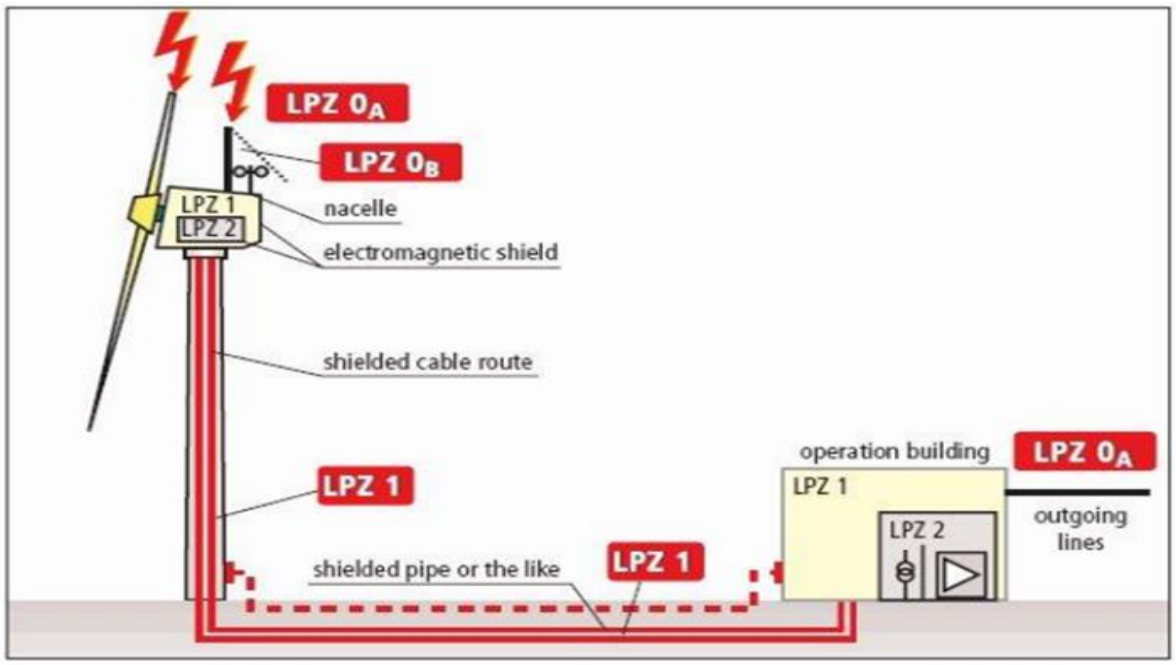


Figura 41.-Sistema de protección contra descargas eléctricas

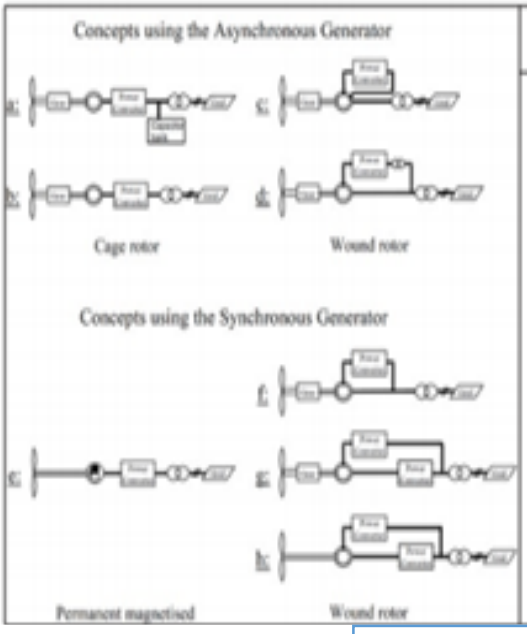
Los equipos que van conectados al sistema de tierras son desde la torres del aerogenerador, la carcasa y neutro del generador, la caja de engranes, tanque y neutro del transformador de distribución, pantallas metálicas de los cables de energía, tableros de fuerza y control, sistema de protección contra sobretensiones (apartarayos); entre sus funciones principales, los sistemas de tierras establecen un camino de retorno para las corrientes de falla y previenen daños en el sistema eléctrico.

14.- Sistemas auxiliares. Los equipos e instalaciones que conforman los sistemas auxiliares en un aerogenerador son: alumbrado, sistemas contra incendio, transformador de servicios, planta de emergencia y baterías.

15.- Generadores eoloeléctricos y redes eléctricas. La electricidad generada por un aerogenerador se inyecta típicamente a la red de transmisión de energía eléctrica; sin embargo, proyectos relativamente pequeños (menores que 10 MW) se pueden conectar a la red de distribución. Los aerogeneradores individualmente están interconectados a media tensión (por lo general 345 kV). Es en una subestación donde los transformadores incrementan el voltaje para la conexión a la red de transmisión a alta tensión.

Existen varias configuraciones del sistema eléctrico que dependen fundamentalmente del tipo de generador eléctrico que se emplea y del subsistema de acondicionamiento de potencia. Algunas configuraciones presentan ventajas en costo, mientras que otras presentan ventajas en su desempeño y grado de compatibilidad con las redes eléctricas. La tendencia de diseño apunta hacia las configuraciones que pueden satisfacer las más altas exigencias con relación a su mejor integración a la red eléctrica (por ejemplo, reglas conocidas como códigos de red).

En la Figura 42 se muestran las configuraciones típicas de aerogeneradores donde se utiliza el generador asíncrono y el generador síncrono. Dependiendo de cada configuración es el convertidor de potencia que se emplea.



Conf.	Conv. Pot.	Ensamble	Control	Caract.
a	Estator	Caja de Engranes	Stall o Stall Activo	1 o 2 generadores
b	Frecuencia	Caja de Engranes	Stall o Stall Activo	Velocidad Variable
c	Electrónico de Pototencia	Caja de Engranes	Pitch	Velocidad Variable
d	Frecuencia	Caja de Engranes	Pitch	Doble Inducción
e	Frecuencia	Multipolo	Pitch o Stall	Velocidad Variable
f	Rectificador	Caja de Engranes	Pitch o Stall	Velocidad Variable
g	Rectificador y Potencia	Caja de Engranes	Pitch	Velocidad Variable (eng)
h	Rectificador y Potencia	Multipolo	Pitch	Velocidad Variable

Figura 42.-Sistema de protección contra descargas eléctricas

Es importante tener en mente que en las redes eléctricas las variaciones de potencia y de voltaje, así como las de frecuencia, se deben controlar para mantener el balance entre la potencia real y

reactiva, además de evitar la generación de armónicos indeseables en el suministro eléctrico. Otro aspecto que ha cobrado gran importancia es dotar a los aerogeneradores de capacidad para mantenerse en línea ante una falla transitoria de la red eléctrica y aportar potencia reactiva para contribuir a la recuperación de la operación normal. La potencia suministrada por los aerogeneradores interconectados a la red eléctrica debe ser constantemente supervisada y controlada para asegurar la calidad del suministro eléctrico.

3.8.- Aspectos económicos

Los costos de inversión en un aerogenerador, por simple que parezca, se muestran en la Tabla 5:

Tabla 5.- Costos de inversión de un aerogenerador

Concepto	% de inversión
Aerogeneradores	74-82%
Cimentación	1-6%
Obra eléctrica	1-9%
Conexión a la red	2-9%
Consultoría	1-3%
Costos financieros	1-5%
Construcción de caminos	1-5%

A continuación se describen los aspectos que se muestran en la Tabla 5. Por un lado se menciona los costos de los aerogeneradores y por el otro los costos de instalación donde vienen incluidos todos los demás con excepción de los costos financieros.

1.- Costo de los aerogeneradores. Los aerogeneradores representan la mayor parte de la inversión, tal como puede verse en la Tabla 5. El precio medio de los aerogeneradores para los grandes parques eólicos está alrededor de 1000 USD por kilowatt de capacidad instalado (Danish Wind Industry Association, 2003). Así mismo, para un proyecto a nivel prefactibilidad el porcentaje del costo de las turbinas respecto al total de la inversión se recomienda que se use 75% (Snell, 2009).

2.- Costos de instalación. Incluyen las cimentaciones, normalmente hechas de hormigón armado, la construcción de carreteras (necesarias para transportar la turbina y las secciones de la torre hasta el lugar de la construcción), un transformador (necesario para convertir la corriente a baja tensión, 690 V, de la turbina a una corriente a 10-30 kV para la red eléctrica local), conexión telefónica para el control remoto y vigilancia de la turbina, y los costos de cableado, es decir, el cable que va desde la turbina hasta la línea de alta tensión de 10-30 kV (Danish Wind Industry Association, 2003).

Los costos de las carreteras y de las cimentaciones dependen de las condiciones del suelo, es decir, de lo barato y fácil que sea construir una carretera capaz de soportar el traslado de todos los componentes del aerogenerador y de la bomba. Otro factor variable es la distancia a la carretera ordinaria más cercana, los costos de llevar una grúa móvil hasta el sitio, y la distancia a una línea de alta tensión capaz de manejar la producción de energía máxima de la turbina (Danish Wind Industry

Association, 2003). Los costes de transporte de la turbina pueden entrar en los cálculos, si el emplazamiento es muy remoto, aunque normalmente no son superiores a unos 15.000 dólares americanos (Danish Wind Industry Association, 2003).

Es más barato conectar muchas turbinas en la misma localización que conectar una sola. Por otra parte, hay limitaciones a la cantidad de energía eléctrica que la red local puede aceptar. Si la red eléctrica es demasiado débil para manejar la producción de la turbina, puede ser necesario un refuerzo de red, es decir, una extensión de la red eléctrica de alta tensión. Quién debe pagar por el refuerzo de red (si el propietario de la turbina o la compañía eléctrica) varía de un país a otro.

En México se llevó a cabo un proceso de temporada abierta para el registro de proyectos de generación eoloeléctrica en Chiapas, de esta forma se tiene una capacidad reservada de 1491 MW, misma que ha permitido cuantificar las necesidades de infraestructura de transmisión. Hoy se están llevando a cabo las obras de tendido de 425.8 km de líneas de transmisión en 400 kV y la instalación de una subestación para recibir la electricidad generada por los proyectos asociados a la Temporada Abierta (CFE, 2010).

3.- Costos de operación y de mantenimiento en aerogeneradores. Los modernos aerogeneradores están diseñados para trabajar alrededor de 120, 000 horas de operación a lo largo de su tiempo de vida de diseño de 20 años. Esto supone mucho más que un motor de automóvil, que dura generalmente alrededor de 4.000 a 6.000 horas. La experiencia muestra que los costos de mantenimiento son generalmente muy bajos cuando las turbinas son completamente nuevas, pero que aumentan algo conforme la turbina va envejeciendo (Danish Wind Industry Association, 2003). Actualmente los costos de operación son:

- Costo del terreno (entre 0.5% y 1% del costo inicial de las turbinas); si es alquiler. Usualmente está fijado en un porcentaje (2% a 4%) de la venta de energía.
- Costo del seguro (entre 0.7% y 1% anual del costo inicial de las turbinas).
- Costo del personal dedicado a la operación (0.5% anual del costo inicial de las turbinas).
- Costo de administración (0.5% del costo inicial de inversión).

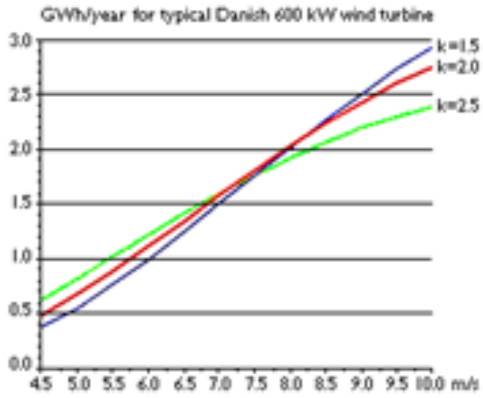
Para efectos de un estudio de prefactibilidad, se recomienda contar con un costo total de operación y mantenimiento de un 5% del costo inicial de las turbinas (Snell, 2009). La mayoría de costos de mantenimiento son una cantidad anual fija para el mantenimiento regular de las turbinas, aunque algunos prefieren utilizar en sus cálculos una cantidad fija por kWh producido, normalmente alrededor de 0,01 dólares americanos/kWh. El razonamiento sobre el que se apoya este método es que el desgaste y la rotura en la turbina generalmente aumentan con el aumento de la producción (Danish Wind Industry Association, 2003).

Los costos de operación y mantenimiento pueden variar con el tamaño de la turbina, puede haber economías de escala en la operación de parques eólicos en lugar de turbinas individuales. Estas economías se refieren a visitas de mantenimiento cada seis meses, vigilancia y administración, etc.

4.- Reinversión en la turbina (reacondicionamiento, revisión general). Algunos componentes del aerogenerador están más sujetos que otros al desgaste y a la rotura. Esto es particularmente cierto para las palas y para el multiplicador. Los propietarios de aerogeneradores que ven que el final de la vida de diseño de su turbina está cerca, pueden encontrar ventajoso alargar la vida de la misma haciendo una revisión general de la turbina, por ejemplo, reemplazando las palas del rotor. El precio de un juego nuevo de palas, un multiplicador o un generador suele ser del orden de magnitud del 10 por ciento del precio de la turbina. (Borja Díaz, Aspectos económicos de la generación eoloeléctrica, 2009).

5.- Tiempo de vida de proyecto. Los componentes de la mayoría de los aerogeneradores del mercado están diseñados para durar 20 años. Evidentemente, se podría diseñar alguno de los componentes para que durase más tiempo, aunque realmente sería un desperdicio si otros componentes principales fueran a averiarse más pronto. La vida de diseño de 20 años es un compromiso económico útil, que se utiliza para guiar a los ingenieros que desarrollan los componentes para las turbinas. Sus ensayos tienen que demostrar que sus componentes tienen una probabilidad de fallo muy baja antes de que hayan transcurrido 20 años. La vida real de un aerogenerador depende tanto de la calidad de la turbina como de las condiciones climáticas locales, es decir, de la cantidad de turbulencias del emplazamiento (Danish Wind Industry Association, 2003).

6.- Producción de energía en un aerogenerador. La Gráfica 9 muestra como la producción de energía anual (en millones de kWh) varía con la intensidad del viento de la localización. Con una velocidad de viento media de, digamos, 6.75 m/s a la altura del buje, obtendrá alrededor de 1.5 millones de kWh de energía anuales.



Gráfica 9.- Producción de energía de un aerogenerador de 600 kW

La producción de energía anual varía aproximadamente con el cubo de la velocidad del viento a la altura del buje. El grado de variabilidad de la producción de energía respecto a la velocidad del viento varía con la distribución de probabilidad del viento. En esta gráfica tenemos tres ejemplos con diferentes valores de k (factores de forma).

7.- Factor de disponibilidad. Estadísticas muy extensas muestran que los fabricantes alcanzan factores de disponibilidad de alrededor del 98 por ciento, es decir, las máquinas están preparadas para funcionar más del 98 por ciento del tiempo. La producción de energía total se ve generalmente afectada en menos de un 2 por ciento, dado que los aerogeneradores nunca están en funcionamiento durante los vientos fuertes. Un grado tan alto de fiabilidad es extraordinario, comparado con otros tipos de maquinaria, incluyendo otras tecnologías de generación de electricidad. Así pues, el factor de disponibilidad suele ignorarse en los cálculos económicos, dado que hay otras incertidumbres (por ejemplo, la variabilidad del viento) que son mucho mayores.

8.- Costos de potencia reactiva. La mayoría de aerogeneradores están equipados con los denominados generadores asíncronos, también llamados generadores de inducción. Estos generadores necesitan corriente de la red eléctrica para crear un campo magnético dentro del generador con el fin de funcionar. Como resultado, la corriente alterna de la red eléctrica cercana a la turbina se verá afectada (desplazamiento de fase). En algunos casos esto puede hacer que disminuya (aunque en algunos casos aumenta) la eficiencia de la transmisión de electricidad en la red vecina, debido al consumo de potencia reactiva.

En casi todo el mundo las compañías eléctricas exigen que los aerogeneradores estén equipados con una batería de condensadores eléctricos conmutables, que compensan parcialmente este fenómeno (por razones técnicas no quieren una compensación total). Si la turbina no cumple las especificaciones de la compañía eléctrica, el propietario puede tener que pagar cargos adicionales.

Normalmente, este no es un problema que preocupe a los propietarios de aerogeneradores, ya que los fabricantes experimentados suministran por rutina de acuerdo con las especificaciones de la compañía eléctrica local.

9.- Amortizaciones. Antes de impuestos, esto es: generalmente, las inversiones que tienen una alta tasa de rentabilidad antes de impuestos, no obstante, tendrán una tasa de rentabilidad incluso mayor después de impuestos. Esto sorprende a la mayoría. Sin embargo, la razón es que los reglamentos de amortización para toda esta clase de negocios tienden a ser muy favorables en la mayoría de países. Con rápidas amortizaciones de los impuestos se obtiene una mayor rentabilidad de la inversión, dado que se permite deducir la pérdida de valor del activo más rápidamente de lo que en realidad lo hace. Esto no es nada particular de los aerogeneradores. Es cierto para todo tipo de inversiones financieras (Danish Wind Industry Association, 2003).

En el caso de México, el 1° de diciembre de 2004 se publicó en el Diario Oficial de la Federación la modificación a la Ley de Impuesto sobre la Renta (ISR). De acuerdo a lo que establece la nueva fracción XII del Artículo 40, los contribuyentes del ISR que inviertan en maquinaria y equipo para la generación de energía proveniente de fuentes renovables, pueden deducir 100% de la inversión en un solo ejercicio (Castro, 2007).

3.9.- Aspectos sociales

El proyecto actual pretende establecer un único aerogenerador (no a gran escala, obviamente) que permita la obtención de energía que impulse el movimiento de una bomba. Sin embargo, la generación eoloeléctrica en una de las fuentes de energía renovable que más fuentes de empleo genera, sobre todo en medianas y pequeñas empresas, si lo que se pretendiera construir fuera un sistema pequeño de aerogeneradores (mini-parque eólico).

Para finales de 1996, la Asociación Europea de Energía Eólica estimó que en Europa ya existían más de 20 000 personas trabajando en la industria eoloeléctrica. Al día de hoy, esa cifra es casi el triple. Se estima que por cada puesto de trabajo en la fabricación, instalación, operación y mantenimiento de aerogeneradores se crea al menos otro puesto de trabajo en sectores asociados (asesorías, investigación, finanzas, etc.) (Martínez, 1997). Por ejemplo, en una pequeña instalación ubicada en Oaxaca, los empleos otorgados de parte de la Comisión Federal de Electricidad se presentan en la Tabla 6.

Tabla 6.- Relación componentes - empleos

Componentes	Empleos: Hombres/año
Palas	50
Torre	37
Capota + protección del buje	11
Chasis	10
Transformador	5
Otros	12
Total	**125**

Dinamarca, un país en que la industria eólica tiene más de tres décadas de existir, es un buen ejemplo para observar el papel de la industria eólica en la generación de empleos. La industria eólica danesa tenía alrededor de 8.500 empleados en 1995. A continuación, en la Tabla 7, se muestra cómo se dividen entre los diferentes componentes:

Tabla 7.- Relación de empleos por componente en Dinamarca (1995)

Componente del aerogenerador	Número de empleos
Ensamblaje de la turbina	3600
Palas del rotor	2000
Controladores	700
Frenos, hidráulica	200
Torres	1500
Instalación de las turbinas	300
Otros	300
Total	**8,600**

En realidad la producción de aerogeneradores crea un 50 por ciento más de empleos, dado que los fabricantes daneses importan muchos de los componentes, como multiplicadores, generadores, bujes, etc. del extranjero. Además, los empleos generados por la instalación de los aerogeneradores en otros países (Ver Figura 43).

Figura 43.-Planta eólica marítima en Copenhague, Dinamarca

Como ya se vio, la construcción de una planta de generación eléctrica en cualquier región puede traer consigo beneficios económicos y sociales, como la creación de empleos. Además, puede traer otros beneficios como mejoramiento de la infraestructura en la región como caminos, puentes, creación de industrias, etc.

El tema de la seguridad en torno a los parques eólicos es un tema importante para la sociedad, sobre todo para los pobladores de lugares cercanos a alguna central eoloeléctrica. Sin embargo, los riesgos de accidentes en la industria eólica están asociados a la fabricación de sus componentes (generadores, cajas de transmisión, etc.) más que a la construcción o armado de los mismos aerogeneradores.

Algunos de los aspectos que más preocupan a los pobladores cercanos a un parque eoloeléctrico es que falle la estructura de alguna de las aspas y ocasione que un fragmento salga disparado hacia sus poblados; al respecto se han hecho estudios y pruebas para situaciones críticas como una falla general en los sistemas de seguridad o una falla estructural de un aspa, para lo que se estima que un proyectil no viajaría más de 800 metros y que sin la condición de embalamiento no llegaría más allá de 350 metros. Asimismo, estos estudios sugieren que es muy poco probable que caigan sobre una persona, sobre todo si dentro de dicho perímetro no existen viviendas, caminos, zonas de esparcimiento, etcétera. (Reyes, 2008)

A la fecha, existen miles de aerogeneradores instalados en centrales eoloeléctricas alrededor del mundo, algunos de ellos ya tienen operando más de 15 años. Aunque en ciertas ocasiones han ocurrido fallas graves en centrales eoloeléctricas, también lo es que no han ocasionado daños a personas ajenas a las centrales (Reyes, 2008).

En cuanto a la seguridad pública, una central eoloeléctrica no implica riesgos importantes. Es decir, una falla catastrófica que llegue a destruir todos los aerogeneradores de una central eoloeléctrica no significaría nada al compararse con una catástrofe en otro tipo de centrales o un gran incendio que involucre cantidades importantes de combustibles fósiles.

3.10.- Aspectos ambientales

Aun cuando la energía eólica es una energía limpia, una instalación de gran tamaño produce alteraciones en el medio físico y socioeconómico. Las alteraciones del medio físico sólo afectan a la superficie ocupada y áreas colindantes, mientras que las del medio socioeconómico suelen afectar a escala local y regional.

1.- Impacto sobre las comunicaciones. Los sistemas de gran tamaño llegan a interferir con las señales de alta frecuencia, como las de televisión y comunicación, cuando la aeroturbina está ubicada entre el emisor y receptor. Estas interferencias ocurren debido a que la señal transmitida es reflejada en las aspas de la aeroturbina interactuando con la señal original y provocando fluctuaciones en su amplitud y frecuencia. Estudios preliminares indican que esto ocurre en un área de 400 metros de radio de la turbina para señales de muy alta frecuencia (VHF) y de 4800 metros para señales de ultra frecuencia (UHF) (Jiménez, 2001).

Figura 44.- Aves migratorias en riesgo

2.- Impacto sobre la fauna. Los lugares más apropiados para construir parques eólicos suelen coincidir con las rutas de las aves migratorias, o donde las aves aprovechan vientos de ladera, lo que hace que entren en conflicto los aerogeneradores con aves y murciélagos (Ver Figura 44).

Consiste en colisiones o electrocución de aves con la torre y la aeroturbina cuando el aerogenerador está instalado en la ruta de aves migratorias. El vuelo nocturno de los pájaros puede ser perturbado al ser atraídos por las luces de la parte alta de la estructura, incrementando la posibilidad de choque. Con el tiempo ocurre que la colisión contra los aerogeneradores deja de producirse, ya que las aves se acostumbran a ellos y a su movimiento desviando su trayectoria. Sin embargo persiste la colisión con las líneas de transmisión aéreas.

Para minimizar estos riesgos se deben instalar elementos de fácil visibilidad alrededor del cable (cinas, balones, espirales, etc.) o enterrar las líneas (alternativa de mayor costo). Normalmente, las líneas aéreas situadas en paralelo con los aerogeneradores no precisan de estos aditamentos, ya que como se ha indicado, las aves salvan el obstáculo de los aerogeneradores (Jiménez, 2001). Cada temporada transitan millones de aves migratorias de 130 especies por la zona del Istmo de Tehuantepec y el oeste de nuestro estado; entre las especies en peligro de extinción se encuentran la aguililla de alas anchas, la aguililla migratoria mayor y el halcón peregrino. Por eso es necesario llevar a cabo medidas precautorias si se quiere evitar un daño ecológico (Henestrosa Orozco, 2009).

3.- Impacto al paisaje.- Los parques eólicos deben de estar en áreas expuestas a los vientos para que sean económicamente viables y por lo tanto estén visibles. La reacción a la vista de una granja es altamente subjetiva. Muchas personas lo ven como un símbolo de bienvenida a una fuente limpia de energía y otras lo ven como una adición no deseada al paisaje.

La industria eólica ha desarrollado técnicas utilizando fotomontaje y animación por computadora y mapas zonales de la influencia visual para prever la apariencia que tendrá un parque eólico (Ver Figura 45). Así se tiene que una turbina eólica de 1.5 MW luce ligeramente diferente que una máquina de 500 kW, así que la tendencia es a disponer de máquinas de mayor potencia para reducir el efecto visual subjetivo de una dada capacidad instalada. Otro aspecto estético importante lo da la estructura que soporta al aerogenerador. La mayoría de las turbinas son actualmente instaladas sobre esbeltas torres de acero tubular, las cuales son para la mayoría de las personas estéticamente más agradables que las torres enrejadas clásicas de las líneas de alta tensión (Rapallini, 2002).

Figura 45.- Simulación del comportamiento de una erogenerador

4.- Ruido. Las turbinas eólicas modernas son bastante silenciosas y lo serán más en el futuro. Cuando se planifica una granja eólica, se debe prestar especial cuidado cualquier sonido que pueda ser escuchado desde el exterior de las casas vecinas. Adentro de las casas el nivel será mucho menor, aún con las ventanas abiertas. El potencial efecto del sonido es usualmente evaluado estimando el nivel sonoro que será alcanzado cuando el viento sople desde las turbinas hacia las casas, consideración que es conservativa.

El sonido de las turbinas eólicas aumenta ligeramente con la velocidad del viento. Se ha puesto mucho esfuerzo para crear la presente generación de turbinas como máquinas silenciosas a través tanto del diseño de las palas como el de las partes mecánicas de la máquina (Rapallini, 2002). En realidad no existen normas ambientales que regulen la contaminación por ruido que hayan sido emitidas por la Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT) y que sean específicas para la energía eólica (Henestrosa Orozco, 2009). Sin embargo, esto no implica que no se preste especial atención a este fenómeno, sobre todo en un país que no está acostumbrado a apoyar este tipo de fuentes de energía.

Por ello resulta necesario que las instituciones correspondientes (nacionales y locales) generen una normatividad que considere los límites aceptables del ruido producido no sólo por un aerogenerador sino por un grupo de aerogeneradores que serán instalados en la región del Istmo de Tehuantepec y Chiapas.

3.11.- Marco regulatorio de la energía en México

La reciente Reforma Energética del 2013 ha transformado de manera importante al Sector Eléctrico Mexicano, ya que abre más las oportunidades de que el sector privado participe en la producción de energía a través de las distintas modalidades de inversión. Dentro de esta reforma, se les asigna un importante lugar a las energías renovables, en particular a las tecnologías de minihidroeléctrica (de capacidad menor a 30 MW), hidroeléctrica y eoloeléctrica para autoabastecimiento, cogeneración y para el servicio público (abastecimiento de agua, por ejemplo). No obstante, fue desde 1992, con la reforma a la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica, que se empezó a permitir la participación de particulares en el sector. En conjunto con dichas leyes, el ejecutivo federal publicó la Estrategia Nacional para la Transición Energética y el Aprovechamiento Sustentable de la Energía, que tiene como objetivo "promover la utilización, desarrollo e inversión, en las energías renovables y en la eficiencia energética" (SENER, 2011).

En el caso específico de la energía eoloeléctrica, organismos nacionales como la SENER e internacionales como el Banco Mundial, la ONU y los países que suscribieron el Protocolo de Kyoto, apoyan el desarrollo de esta tecnología en países subdesarrollados y en los llamados países emergentes como México, mediante créditos, subsidios e inversiones como sucede actualmente.

Por otra parte, la crisis financiera internacional y la recesión económica que vive México, han provocado ajustes en los pronósticos de crecimiento económico que apuntan a una tasa media de crecimiento anual (tmca) de 2.7% en el escenario base, y de 1.8% en el escenario de menor crecimiento para el periodo 2010-2024 ($CFE, 2010$). Esto significa que se espera un bajo consumo de bienes y servicios como la electricidad.

En esta parte del proyecto se tratará la información relevante sobre el mercado eléctrico en México, quién y cómo se produce la electricidad, las tendencias de consumo, ventas, demanda máxima, a nivel nacional y a nivel local para el proyecto que aquí se expone. Se estudiará de manera más profunda lo que corresponde al desarrollo de la energía eólica y en específico en la zona de Chiapas, que es donde se localiza nuestro proyecto y donde pudiese existir el mayor desarrollo de parques eólicos en la actualidad. A continuación se citan las principales leyes que regulan al sector eléctrico en México. Se hace una síntesis de los aspectos relevantes para este trabajo.

1.- Artículo 27 constitucional, Párrafo 6º.- "Corresponde exclusivamente a la nación generar, conducir, transformar, distribuir y abastecer energía eléctrica que tenga por objeto la prestación de servicio público. En esta materia no se otorgarán concesiones a los particulares y la Nación aprovechará los bienes y recursos naturales que se requieran para dichos fines." (Reformado mediante decreto publicado en el Diario Oficial de la Federación el 6 de Febrero de 1975).

Este artículo ha permanecido así desde entonces. Sin embargo, se han reformado leyes secundarias donde se abre la posibilidad de que particulares participen en la generación de energía, inclusive en el servicio público (Ver parte II del artículo 3º de la LSPEE).

2.- Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica.- (LSPEE) Es reformada en 1992 por decreto del entonces presidente Carlos Salinas de Gortari. En esta se establece que (Art. 3º) "No se considera servicio público:

a. La generación de energía eléctrica para autoabastecimiento, cogeneración o pequeña producción.
b. La generación de energía eléctrica que realicen los productores independientes para su venta a la Comisión Federal de Electricidad.
c. La generación de energía eléctrica para su exportación, derivada de cogeneración, producción independiente y pequeña producción.
d. La importación de energía eléctrica por parte de personas físicas o morales, destinada exclusivamente al abastecimiento para usos propios; y
e. La generación de energía eléctrica destinada a uso en emergencias derivadas de interrupciones en el servicio público de energía eléctrica. D. O. F. 23 de diciembre de 1992".

La modalidad de autoabastecimiento permite a personas físicas o morales generar su propia electricidad; cogeneración se refiere a producir electricidad a partir de vapor u otro tipo de energía secundaria, destinada al autoabastecimiento de los productores; generar electricidad proveniente de una planta con capacidad mayor de 30 MW destinada exclusivamente a su venta a la CFE o a la exportación se denomina producción independiente; generar electricidad (hasta 30 MW) para ser vendida exclusivamente a CFE, la cual estaría obligada a comprarla, mediante un contrato, o destinada a la exportación o al autoabastecimiento de zonas rurales, en cuyo caso el límite máximo sería de 1 MW, se denomina pequeña producción (Reyes, 2008). Productor Independiente de Energía (PIE) es un esquema que consiste en Generación de electricidad por parte de permisionarios (particulares) para su venta exclusiva a CFE.

3.- Ley de la Comisión Reguladora de Energía.- En torno a la energía eléctrica, esta comisión tiene como objeto (Art. 2) "Promover el desarrollo eficiente de las siguientes actividades:

a. El suministro y venta de energía a los usuarios del servicio público.
b. La generación, exportación e importación de energía eléctrica, que realicen los particulares.
c. La adquisición de energía eléctrica que se destine a servicio público.
d. Los servicios de conducción, transformación y entrega de energía eléctrica, entre las entidades que tengan a su cargo la prestación del servicio público de energía eléctrica y entre estas y los titulares de servicios para la generación, explotación e importación de energía eléctrica...".

Según el Artículo 3 de esta ley la comisión tiene las siguientes atribuciones concernientes a la energía eléctrica:

a. Participar en la determinación de tarifas de suministro y venta de energía eléctrica.

b. Aprobar los criterios y las bases para determinar el monto de las aportaciones de los gobiernos de las entidades federativas, de los ayuntamientos y beneficiarios del servicio público de energía eléctrica, para la realización de obras específicas, ampliaciones o modificaciones de las existentes, solicitadas por aquéllos para el suministro de energía eléctrica.
c. Opinar, a solicitud de la Secretaría de Energía, sobre la formulación y seguimiento del programa sectorial en materia de energía; sobre las necesidades de crecimiento o sustitución de capacidad de generación del sistema eléctrico nacional; sobre la conveniencia de que la Comisión Federal de Electricidad ejecute los proyectos o que los particulares sean convocados para suministrar energía eléctrica y, en su caso, sobre los términos y condiciones de las convocatorias y bases de licitación correspondientes.
d. Otorgar y revocar los permisos que, conforme a las disposiciones legales aplicables, se requieran para la realización de actividades reguladas.
e. Aprobar y expedir modelos de convenios y contratos de adhesión para la realización de actividades reguladas.
f. Proponer a la Secretaría de Energía actualizaciones al marco jurídico en el ámbito de su competencia, así como los términos en los que la Comisión pueda participar con las dependencias competentes en la formulación de los proyectos de iniciativas de leyes, decretos, disposiciones reglamentarias y normas oficiales mexicanas relativas a las actividades reguladas.

4.- Ley para el Aprovechamiento de las Energías Renovables.- Tiene por objeto regular el aprovechamiento de fuentes de energía renovables y las tecnologías limpias para generar electricidad con fines distintos a la prestación del servicio público de energía eléctrica, así como establecer la estrategia nacional y los instrumentos para el financiamiento de la transición energética (Art. 1º).

La SENER tiene como atribuciones para la Estrategia las de “elaborar y coordinar el Programa Especial para el Aprovechamiento de las Energías Renovables; coordinar el Consejo Consultivo para las Energías Renovables; definir, en conjunto con la secretaría de economía, políticas y medidas para fomentar una mayor integración nacional de equipos y componentes para el aprovechamiento de las energías renovables y su transformación eficiente; observar el cumplimiento de los compromisos nacionales e internacionales adquiridos en materia de aprovechamiento de energías renovables y cambio climático.” (Art. 6º).

La CRE, “ sin perjuicio de las que su propia ley le otorga, tendrá dentro de sus atribuciones expedir las normas, directivas y metodologías y demás disposiciones de carácter administrativo que regulen la generación de electricidad a partir de energías renovables, atendiendo a la política energética establecida por la Secretaria” (Art. 7º).

3.12.- Lo que se ha hecho para impulsar el desarrollo de la energía eólica

En nuestro país no se cuenta con recursos humanos capacitados para la construcción y operación de parques eólicos, ni para la construcción e instalación de aerogeneradores. El gobierno federal, gobiernos estatales y diversas organizaciones no gubernamentales y empresas realizan una labor de investigación, desarrollo y promoción en torno a la explotación del potencial eoloeléctrico del país. El nombre de iniciativas, como por ejemplo, el Plan de Acción para Eliminar las Barreras para el Desarrollo de la Generación Eoloeléctrica en México cuenta con apoyo parcial del Fondo para el Medio Ambiente Mundial (GEF) y el Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo (PNUD). Las metas generales de este plan de acción son las siguientes:

- *Desarrollo de capacidades.*- Construir y operar un Centro Regional de Tecnología Eólica (CERTE), Evaluación del recurso eólico en el país, formación de recursos humanos y desarrollo o adecuación de mejores prácticas.
- *Llevar a cabo proyectos y estudios estratégicos.*- Formular tres proyectos de 15 a 20 MW para demostración de esquemas innovadores de negocio. Promover la realización de estudios y proyectos que faciliten el desarrollo de la generación eoloeléctrica.
- *Realizar análisis y propuestas para mejorar el marco legal, regulador o institucional.*
- *Fomentar la colaboración, vinculación y efecto multiplicador.*- Entre gobiernos estatales, instituciones de educación superior, desarrolladores de proyectos eoloeléctricos, fabricantes de aerogeneradores, banca de desarrollo, centros de investigación y desarrollo en el extranjero, Agencia internacional de Energía, Red Iberoamericana de Energía Eólica y ONG´s nacionales e internacionales (Borja Díaz, Plan de Acción para Eliminar las Barreras para el Desarrollo de la Generación Eoloeléctrica en México, 2004).

Los proyectos que se conoce que el CERTE tiene en cartera son:

a) Construcción y pruebas de un prototipo de torre de concreto postensado de 80 metros de altura integrando un aerogenerador de más de 1.4 MW (en gestión)
b) Construcción y pruebas de un sistema híbrido eólico-fotovoltaico (aprobado).
c) Instalación y pruebas de un prototipo de aerogenerador de 1.2 MW de diseño nacional (aprobado) (Borja Díaz, Centro Regional de Tecnología Eólica, 2009).

La Universidad del Istmo, en el Instituto de Estudios de la Energía (creado a principio de 2007) cuenta con la Maestría en Ciencia en Energía Eólica. Las líneas de investigación con que cuenta son:

a. Diseño de pequeños aerogeneradores
b. Diseño de componentes de aerogeneradores
c. Control por retroalimentación por salida
d. Control inteligente
e. Caracterización de dinámica no lineal
f. Control e identificación de sistemas biológicos

En diciembre de 2010 el gobierno federal presentó el mapa del recurso eólico y solar de México. Según este documento, existen 22 estados en los que se pueden construir parques eólicos (Ramos, 2010).

Existen empresarios que han invertido en la construcción de parques eólicos aprovechando las condiciones favorables que atrajo la reforma energética del 2008. Como ya se vio, las nuevas leyes permiten a las empresas generar energía para su consumo, además de que CFE se compromete a comprar toda la energía excedente mediante un contrato.

Las empresas han incursionado en la generación eoloeléctrica bajo varias modalidades que promueve el gobierno mexicano, a través de la Comisión Reguladora de Energía, donde las principales de estas (por el número de permisos otorgados) son las de autoabastecimiento y productor independiente de energía (PIE). Estas formas de participación son también las que tienen mayor proyección a futuro, ya que la CRE, dentro de sus estadísticas revela que actualmente administra 10 permisos para autoabastecimiento y 5 para la modalidad de PIE de un total de 21 permisos para generación con energía eólica. De estos, 17 están ubicados en el estado de Oaxaca.

Destaca el hecho de que a partir de 2009, después de la reforma energética del 2008, hubo un alza en la cantidad de permisos otorgados para proyectos bajo la modalidad de autoabastecimiento (5 en el año 2009) y una cantidad importante de proyectos autorizados bajo la modalidad de Productor Independiente de Energía (P.I.E.) (2 en el año 2009 y 3 en el 2010). Lo anterior indica que la reforma ha favorecido la inversión privada en el sector.

Capítulo IV.- Bases de diseño

El diseño es una disciplina común a muchos casos. En todos participa con características similares, cuya enumeración facilita su definición. El diseño está ligado a la concepción, construcción o implementación de objetos, sistemas o dispositivos que no existen aún, o que existiendo requieren modificaciones para cumplir con nuevos requerimientos. Implica la toma de decisiones frente a la incertidumbre causada por la falta de información o antecedentes. El diseño es acción, actividad, romper el equilibrio, ya que sin esto no se iniciaría el proceso de diseño como tal.

4.1.- Conceptos de diseño

Existe un sin número de definiciones de lo que es el diseño, sin embargo, en esta parte del trabajo mencionaré solamente algunas que considero importantes y que fueron dadas por diferentes autores. Podemos decir entonces que:

a) El diseño es una actividad creativa que supone la consecución de algo nuevo y útil, sin existencia previa (Reswick, 1965).
b) El diseño es la solución óptima de un conjunto de verdaderas necesidades en un conjunto particular de circunstancias (Matchett, 1968).
c) El diseño consiste en simular lo que queremos construir (o hacer), antes de construirlo (o hacerlo), tantas veces como sea necesario para confiar en el resultado final (Booker, 1964).
d) El diseño técnico es la utilización de principios científicos, información técnica e imaginación en la definición de una estructura mecánica, máquina o sistema que realice funciones específicas con el máximo de economía y eficiencia (Fielden, 1963).

Tomando como apoyo las definiciones anteriores podemos establecer el siguiente concepto:

> El "*diseño mecánico*" es el proceso lógico que ordena y planea la actividad creativa que, utilizando principios científicos, información técnica e imaginación, define estructuras mecánicas, máquinas o sistemas para realizar funciones específicas con el máximo de economía y eficiencia (Shigley, 1990).

4.2.-Proceso del diseño mecánico

El proceso de diseñar, en forma general, suele implicar las siguientes fases:

a. Observar y analizar el medio en el cual se desenvuelve el ser humano, descubriendo alguna necesidad.
b. Evaluar, mediante la organización y prioridad de las necesidades identificadas.
c. Planear y proyectar proponiendo un modo de solucionar esta necesidad, por medio de planos y maquetas, tratando de descubrir la posibilidad y viabilidad de la(s) solución(es).

d. Ver, construir y ejecutar llevando a la vida real la idea inicial, por medio de materiales y procesos productivos.

Estos cuatro actos, se van haciendo uno tras otro, y a veces continuamente. Algunos teóricos del diseño no ven una jerarquización tan clara, ya que estos actos aparecen una y otra vez en el proceso de diseño. Hoy por hoy, y debido al mejoramiento del trabajo del diseñador (gracias a mejores procesos de producción y recursos informáticos), podemos destacar otro acto fundamental en el proceso: diseñar como acto cultural implica conocer criterios de diseño como presentación, producción, significación, socialización, costos, mercadeo, entre otros. Estos criterios son innumerables, pero son contables a medida que se definen los proyectos del diseño.

El proceso del diseño se refiere a la metodología que debe seguirse durante el desarrollo de cualquier tipo de diseño. Este proceso o etapas del diseño se representan en la Figura 46.

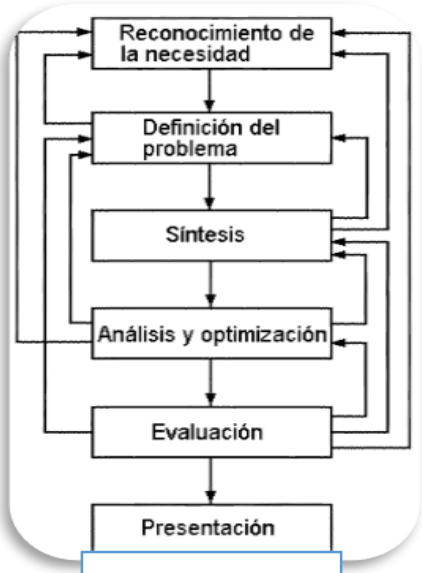


Figura 46.- Metodología del diseño mecánico

a) Reconocimiento de una necesidad

Generalmente el diseño comienza cuando nos damos cuenta de una necesidad y decidimos hacer algo al respecto, solucionarla de manera permanente o atenuarla. Una necesidad se identifica fácilmente después de que alguien la ha planteado. El establecimiento de la necesidad es lo que da inicio a la búsqueda de una solución. Normalmente esta necesidad es planteada por el cliente (interno o externo). Por ejemplo: la falta de agua en una cierta región.

b) Definición del problema.

En esta parte del proceso de diseño debe abarcarse todas las condiciones para el objeto que se ha de diseñar. Tales condiciones o especificaciones son las cantidades de entrada y salida, las características y dimensiones que deberá ocupar el objeto y, todas las limitaciones a estas

cantidades. Las especificaciones definen el costo, la cantidad de piezas a fabricar, la duración esperada, el intervalo o variedad de capacidades, la temperatura de trabajo y la confiabilidad.

La identificación del problema es lo que causa que exista esa necesidad, en el ejemplo anterior cabría preguntarse ¿Por qué no hay agua en la población? Hay varias posibles explicaciones: la falta de afluentes, la profundidad a la que se encuentran, la distancia hasta el sitio en donde se requiere, etc. Digamos que para el caso, existe un afluente subterráneo, pero se encuentra a una profundidad considerable.

c) Síntesis

Este paso se refiere a la búsqueda de muchos procedimientos alternativos de diseños posibles, sin preocuparse de su valor o calidad. Este paso se conoce a veces como paso de ideas de invención, en el cual se genera un número mayor posible de soluciones creativas.

La síntesis es el proceso en el cual comienza el desarrollo del diseño como tal. Se ha recopilado toda la información pertinente y se formulan una o varias alternativas de solución y se hace los análisis preliminares, se establecen costos, materiales, limitaciones, ventajas y desventajas de las opciones planteadas.

d) Análisis y optimización.

En esta etapa se requiere que se imaginen modelos abstractos del sistema que admitan alguna forma de análisis matemático. Tales modelos reciben el nombre de modelos matemáticos. Al crearlos se espera encontrar alguno que reproduzca lo mejor posible el sistema físico real.

En el análisis y optimización se trabaja usualmente sobre la mejor alternativa y se le hace un estudio más completo de su viabilidad técnica y económica. Se tienen todas las memorias de cálculo y se aplican técnicas avanzadas para determinar si la alternativa es funcional o no. Es posible que se hayan desarrollado prototipos o simulaciones en esta etapa.

e) Evaluación.

Esta fase es muy importante dentro del proceso total del diseño, pues es la demostración definitiva de que el diseño es acertado y, generalmente incluye pruebas con un prototipo en el laboratorio. En este punto es cuando se desea observar si el diseño satisface realmente las necesidades.

Por ejemplo: ¿Es confiable?, ¿Competirá con éxito contra productos semejantes?, ¿Es fácil de mantener y ajustar?, ¿Se obtendrán ganancias por su venta o uso?, etc. La evaluación, sugiere que con base a criterios objetivos se determine si la opción es aceptada o no. Esta etapa, puede requerir en el caso de que se hayan construido prototipos o modelos de la realización de ensayos y de simulaciones para determinar su comportamiento y desempeño.

f) Presentación

La presentación del diseño a otras personas es el paso final y vital del diseño. Es indudable que muchos diseños importantes, inventos y trabajos creativos se han perdido en el tiempo, sencillamente porque los creadores se rehusaron o no fueron capaces de explicar sus creaciones a otras personas. En esencia hay tres medios de comunicación que se pueden utilizar:

a) Forma oral.
b) Forma escrita.
c) Representación gráfica.

Estas tres formas de comunicación, son habilidades o conocimientos que puede adquirir o desarrollar una persona inteligente. La habilidad o destreza se adquiere solo por la práctica. Por lo general las comunicaciones habladas o escritas requieren de estudio para comprenderlas, pero las imágenes pueden comprenderse con facilidad y deben usarse libremente.

El ingeniero competente no debe temer a la posibilidad de no tener éxito en una presentación. De hecho es de esperar que tenga fracasos ocasionales, porque generalmente, se encuentra con críticas negativas cada vez que surge una idea creativa. De cada fracaso puede aprender muchísimo y las mayores ganancias las obtienen quienes no se rehúsan al riesgo de la derrota. A fin de cuentas el verdadero fracaso será abstenerse en absoluto de presentar ideas.

4.3.-Parámetros o criterios de diseño

Al hablar de parámetros de diseño nos referimos a aquellos conceptos que irremediablemente afectan de manera sustancial a todo el proceso de diseño. Son variables que deben tomarse en cuenta al momento de concebir y construir cualquier objeto, pues de estas dependen su adecuado funcionamiento y desarrollo.

- La resistencia requerida en los diferentes componentes dadas las solicitaciones de carga a las que van a ser sometidos, las condiciones de operación, incluyendo el entorno (tipo de atmósfera, humedad, temperatura, etc.) y la vida esperada del mismo.
- Los materiales a emplear en la fabricación de los componentes, los cuales tienen diferentes características en cuando a sus propiedades mecánicas, físicas y químicas. Además de los aspectos relacionados con su costo, fabricación, manipulación y disponibilidad, entre otros.
- Los costos en los que se debe incurrir para el desarrollo del proyecto, la materialización del diseño. Estos costos están relacionados, como ya se mencionó, con los materiales, los procesos de fabricación, ensamblaje, las pruebas técnicas y demás recursos requeridos durante la etapa de construcción y prueba y optimización. La solución o el diseño puede ser muy bueno y cumplir a cabalidad con todos los requerimientos especificados, pero si su costo supera el presupuesto trazado para el proyecto, este será finalmente rechazado o deberá ser modificado de tal forma que se cumpla con los objetivos y el costo este dentro de lo estipulado.

- El tiempo disponible para la realización del proyecto, desde la fase de concepción hasta la entrega.
- El peso de la estructura, puede ser un factor determinante en el diseño, y usualmente debe tenerse especial cuidado al momento de la realización de los cálculos de los esfuerzos a los que está sometido el material. En ocasiones debe analizarse la relación resistencia mecánica-peso como un criterio adicional para la selección del material a emplear en la construcción de la maquina o del componente mecánico.
- Otros aspectos técnicos: tales como el ensamblaje, el mantenimiento, la seguridad deben ser tenidos en cuenta en el proceso de diseño.

Una práctica común en el diseño es el uso de factores, usualmente denominados de seguridad con los cuales se tiene un margen adicional que busca garantizar que el diseño escogido satisfaga adecuadamente los requerimientos bajo los cuales se formuló. Estos factores tienen en cuenta por ejemplo que los valores de la resistencia de los materiales suministrados por los fabricantes son de referencia y que estos pueden ser diferentes a los esperados. Cuando el diseño implica un riesgo alto debido a la presencia de vidas humanas, es preferible ser un poco conservador durante el proceso de diseño. Existen muchas otras circunstancias que sugieren el uso de estos factores de seguridad.

El proceso de diseño se rige por Códigos y Normas de entes gubernamentales o de asociaciones técnicas. Los Códigos son directrices de estricto cumplimiento y son supervisados por los organismos de control de los países y las normas. Son recomendaciones de entidades, sociedades o agremiaciones de empresas o especialistas en un área del saber específico.

4.4.- Factores de diseño.

La expresión factor de diseño significa alguna característica o consideración que influye en el diseño de un elemento, o quizá en todo el sistema. Por lo general se tienen que tomar en cuenta varios factores para un diseño determinado. En ocasiones algunos de esos factores serán críticos y, si se satisfacen sus condiciones no será necesario considerar los demás.

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al tipo de material, al proceso de fabricación, o bien, a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema. Con el fin de tomar en cuenta en el diseño los factores anteriores, se emplea lo que se conoce como “factor de seguridad”.

Por ejemplo, para materiales dúctiles en los cuales se considera que el esfuerzo último a la tensión y compresión tienen el mismo valor, se tiene:

$$n_u(diseño) = \frac{Esfuerzo\ ultimo}{Esfuerzo\ de\ trabajo} \ldots (Ecuación\ 42)$$

$$n_y(diseño) = \frac{Esfuerzo\ de\ cedencia}{Esfuerzo\ de\ trabajo} \ldots (Ecuación\ 43)$$

Resulta aparente que la relación del factor de seguridad apropiada es empírica y depende mucho de la experiencia que se tenga. Cuando un dispositivo tiene mucho tiempo de uso, los factores referentes a su comportamiento son confiables. De hecho se puede depender de tales datos aunque hayan tenido modificaciones en el diseño.

Joseph P. Vidosic considera razonables los siguientes factores de seguridad, los cuales están basados en la resistencia a la cadencia:

1. n_s = 1.25 – 1.5, para materiales muy confiables usados bajo condiciones controladas y sujetos a carga y esfuerzo que puedan determinarse con exactitud.
2. n_s = 1.5 – 2, para materiales con características perfectamente conocidas con condiciones ambientales fijas y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan determinarse con facilidad.
3. n_s = 2 – 2.5, para materiales que trabajan en condiciones normales y sujetos a carga y esfuerzo que puedan calcularse
4. n_s = 2.5 – 3, para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones normales de medio ambiente, carga y esfuerzo.
5. n_s = 3 – 4, para materiales no experimentados en condiciones normales de medio ambiente, carga y esfuerzo.
6. n_s = 2 – 4, para fuerzas de impacto, donde deberá incluirse un factor de impacto.
7. n_s = 3 – 8, para materiales frágiles, considerando a la resistencia última como la máxima teórica.

4.5.- Fundamentos de ergonomía

La ergonomía es una disciplina técnico-científica y de diseño que estudia integralmente al hombre (o grupos de hombres) en su marco de actuación relacionado con el manejo de equipos y máquinas, dentro de un ambiente laboral específico, y que busca la optimización de los tres sistemas (hombre-máquina-entorno).

4.5.1.- Objetivos de la ergonomía

El objetivo principal de la ergonomía es la actividad concreta del hombre aplicado al trabajo utilizando medios técnicos, siendo su objetivo de investigación el sistema hombre-máquina-entorno. La ergonomía busca garantizar que el entorno de trabajo esté en armonía con las actividades que realiza el trabajador. Este objetivo es válido en sí mismo, pero su consecución no es fácil por una serie de razones. El operador humano es flexible y adaptable y aprende continuamente, pero las diferencias individuales pueden ser muy grandes. Algunas diferencias, tales como las de constitución física y fuerza, son evidentes, pero hay otras, como las diferencias culturales, de estilo o de habilidades que son más difíciles de identificar.

En vista de lo complejo de la situación, podría parecer que la solución es proporcionar un entorno flexible, en el que el operador humano pueda optimizar una forma específicamente adecuada de hacer las cosas.

El estudio de los factores ergonómicos en los productos busca crear o adaptar productos y elementos de uso cotidiano o específico de manera que se adapten a las características de las personas que los van a usar.

- Se encarga de adaptar el medio al hombre, esta adaptación abarca todo lo que hace en su lugar de trabajo. Esta modificación se da a partir de los posibles movimientos que tendrá el hombre en su lugar de trabajo. Tratar de mejorar la calidad de vida del usuario de ese espacio de trabajo.
- Buscar la comodidad y el confort así como la eficiencia productiva. Al estar en un lugar donde el personal se encuentra cómodo, sin ninguna molestia acerca de nada, la producción tiende a incrementar así también la eficiencia se mantiene en el personal.
- La comodidad no solo se encuentra en lugares de trabajo, también la puedes encontrar en los productos terminados, como por ejemplo al comprar herramientas, estas deben de ser ergonómicas en su diseño para poder usarlas.
- Aumentar la motivación. Con mejores lugares para la producción, las personas que trabajan ahí se sienten con más intención de trabajar que en lugares que tienen condiciones deplorables.
- Identificar, analizar y reducir los riesgos laborales. Es una función principal de la ergonomía para poder tener en cuenta los posibles casos a enfrentar para el diseño.
- Controlar la introducción de las nuevas tecnologías. Se capacita al personal para poder usar nuevas tecnologías, las cuales ayuden en el mejor desempeño del personal, dando especificaciones del uso, cómo resolver algún problema que se tenga y que hacer en caso de accidentes con la tecnología reciente.
- Propone soluciones positivas que se mueven en el ámbito probable de la estancia o el uso de herramientas en el trabajo. Las soluciones deben de ser las apropiadas para poder desenvolverse de una buena forma en el trabajo. Así como también tener el producto terminado que tenga un diseño ergonómico, para que se venda bien y sea fácil de maniobrar con él. De esta manera se tendrá cumplido toda la gama de producción desde el diseño, elaboración, ensamblaje y el uso del aparato por parte del usuario que lo adquirió.
- Aminorar la carga física y nerviosa del hombre. En este punto entra en cuenta los movimientos que tendrá el personal al realizar su labor en el lugar donde labora, por ejemplo en una banda de ensamblaje, una persona no debe de agacharse demasiado porque al pasar un corto lapso de tiempo esta persona presentará dolor y no cumplirá con la jornada completa, por esa razón es importante la ubicación de la banda de ensamblaje, su altura es muy importante así como la velocidad a la que va.

4.5.2.- Consideraciones ergonómicas sobre los equipos

Las consideraciones ergonómicas que hay que tomar en cuenta en el diseño de equipos, sea cual sea su aplicación (y en nuestro caso, el diseño de una bomba de succión), se representan en la Figura 48.

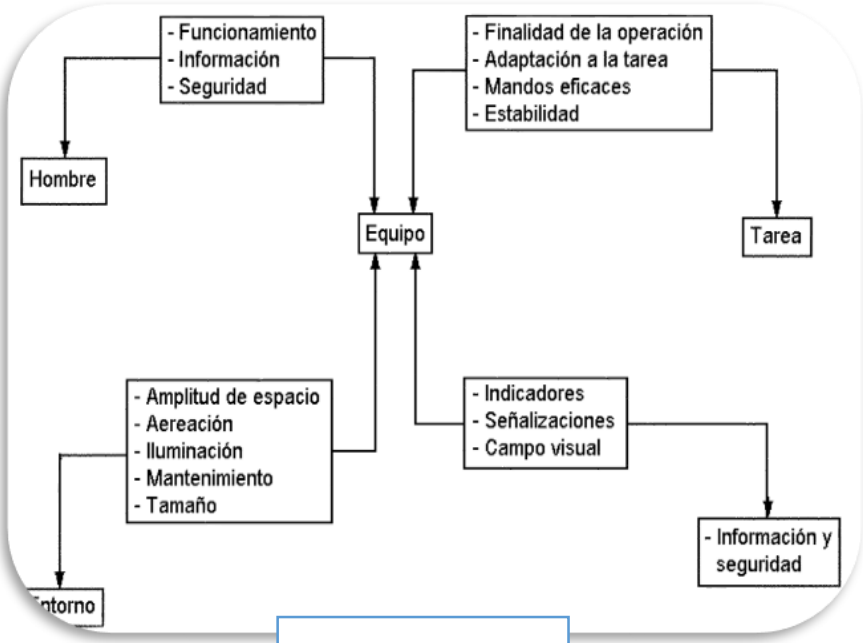


Figura 47.- Consideraciones ergonómicas

Una mejora de la ergonomía conlleva siempre un entorno de trabajo más eficaz con tecnologías que faciliten las tareas en toda la rama de producción. Entre las ventajas de la implementación de una correcta ergonomía sobre cualquier proceso productivo se pueden mencionar:

- Mejora de la comodidad del empleado
- Reducción de costos
- Disminución de la fatiga
- Reducción de lesiones por movimientos repetitivos
- Reducción de accidentes
- Mayor satisfacción de los empleados

Lo cual, a su vez, puede:

- Mejorar la productividad
- Mejorar la atención al cliente
- Reducir el absentismo
- Reducir el movimiento de personal
- Aumentar la rentabilidad

4.5.3.- Factores ergonómicos

Se les denomina factores ergonómicos a aquellos que inciden en el comportamiento del sistema hombre-máquina-entorno. Existen muchos factores de este tipo, pero los principales son:

a) *Diseño del equipo.*

Un diseño normalizado del equipo que obedece a las características somáticas y fisiológicas del trabajador, con estudios específicos de los puntos críticos de accidentes, como cuchillas, elimina posibles causas de accidentes, permitiendo al trabajador desarrollar su trabajo en situaciones menos riesgosas mejorando su rendimiento y productividad.

b) *Diseño del puesto*.

El diseño del puesto se considera en sus aspectos dimensionales y de acondicionamiento, lo que permite mayor soltura y desenvolvimiento del trabajador.

c) *Equipos y herramientas*.

Los equipos auxiliares y herramientas de trabajo están diseñados para un uso específico, considerando las características antropométricas y biomecánicas del individuo, con el fin de evitar riesgos de accidentes tanto en su manipulación como en su almacenamiento.

d) *Comunicación*.

La racionalización y el concepto ergonómico sobre señales, localización y símbolos afectan sensiblemente la atención del trabajador, aumentando o reduciendo su eficacia. La ausencia de indicaciones o su mala interpretación son causa de errores humanos.

e) *Medio ambiente*.

Una serie de situaciones correspondientes al espacio de trabajo incide en la actividad laboral del individuo en gran parte; entre ellas se tienen:

- Grado de insalubridad del medio de trabajo y contaminación.
- Agentes físicos, como ruido, vibraciones e iluminación.
- El propio ambiente de trabajo (temperatura, ventilación, calefacción, etc.).

4.6.- Rotores eólicos y sistemas eólicos para bombeo

En un sistema eólico, como ya habíamos estudiado en secciones pasadas, el rotor es el mecanismo mediante el cual se extrae la energía cinética contenida en una corriente de aire para transformarla en energía mecánica.

La eficiencia con la cual el rotor obtiene esta energía de la masa de aire que lo atraviesa está íntimamente ligada a las características aerodinámicas para configurarlo, lo que a la larga determina la eficiencia en conjunto de todo el sistema. Junto a esto se destaca que los aspectos aerodinámicos

también influyen en cargas dinámicas impuestas sobre los sistemas mecánicos y eléctricos que están acoplados al rotor, así como en el sistema de control que debe adaptarse a estas cualidades.

El coeficiente de potencia explicado a través de la teoría de momento axial establece un límite máximo conocido como el límite de Betz, luego esta teoría es complementada al agregar los efectos producto de la rotación del fluido, los cuales establecen una reducción a la potencia que se puede obtener, sin embargo estos modelos no entran en detalle en la forma y la configuración del rotor, es por esto que mediante la teoría combinada de momento y el elemento de pala se obtiene un planteamiento acerca de cómo abordar estos requerimientos con ayuda de la teoría de los perfiles aerodinámicos.

4.6.1.- Teoría axial del momento

Esta teoría tiene sus inicios en los desarrollos hechos por Rankine sobre la teoría de momento axial y los cuales luego fueron completados por Froude en sus estudios sobre hélices para barcos. Luego con los análisis hechos por el experto en aerodinámica Charles Betz en 1920, es posible llegar a conclusiones sobre la conversión de energía en un rotor eólico.

Lo planteado mediante esta teoría tiene como objetivo principal lograr una aproximación inicial a la potencia que se puede obtener a través del rotor para una velocidad de viento dado, y bajo condiciones ideales, determinar el máximo de eficiencia de un rotor inmerso en una corriente de aire. La teoría de momento asume lo siguiente para el fluido de trabajo, en este caso el aire, y para el sistema rotor:

- Fluido Incompresible
- Fluido Estable
- Flujo Unidimensional
- Rotor ideal

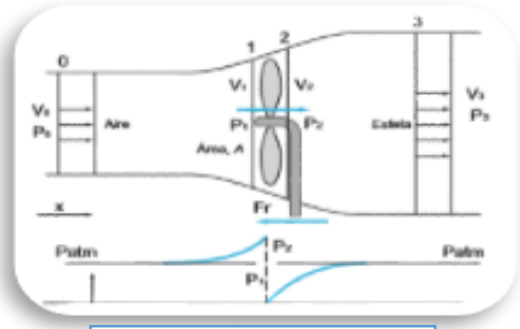


Figura 48.- Análisis del flujo sobre un rotor ideal

Es incompresible, lo cual se traduce en que la densidad es constante en todos los puntos; es estable, por tanto su flujo y parámetros de flujo como presión, velocidad y densidad no cambian con el tiempo. Es unidimensional, porque existe una sola componente de velocidad predominante, en este caso en la dirección X como se muestra en la Figura 48, por tanto no se tiene en cuenta el efecto de la rotación que es producto de otra componente de velocidad que da forma a la estela detrás del rotor. En cuanto a lo de rotor ideal, esto se refiere a que la teoría no tiene en cuenta la forma, el número de palas ni la configuración de este y asume el rotor como si fuera un disco sobre el cual solo existe una diferencia de presiones.

Para establecer la potencia disponible a través del rotor, se plantea un volumen de control alrededor del dispositivo eólico, como se observa en la Figura 48, y se procede a utilizar la ecuación de la energía sobre este. Para flujo estable y sin transferencia de calor se tiene:

$$-\dot{W} = -\dot{m}_0 * (\frac{1}{2}V_0^2) + \dot{m}_3 * \left(\frac{1}{2}V_3^2\right) \dots (Ecuación\ 44)$$

Como los flujos másicos son iguales dentro de la estaciones del volumen del control:

$$\dot{m_0} = m_1 = m_2 = m_3 \dots (Ecuación\ 45)$$

Obtenemos la Ecuación 46:

$$Potencia_{disponible} = -\frac{1}{2}\dot{m}_0(V_3^2 - V_0^2) = \frac{1}{2}\dot{m}_1(V_o^2 - V_3^2) = \frac{1}{2}\rho A_1 V_1(V_o^2 - V_3^2) \dots (Ecuación\ 46)$$

Donde A_1 es el área de referencia del rotor ideal. Usando otra vez el volumen de control entre las estaciones 0 y 3 de la Figura 54 y aplicando la ecuación de momento lineal sobre este:

$$\sum F = \frac{d}{dt}(\int_{V.C.}^{*} V\rho d\forall) + \sum(\dot{mv})_{salida} - \sum(\dot{mv})_{entrada}$$

$$F_{presión} + F_{superficie} = \frac{d}{dt}(\int_{V.C.}^{*} V\rho d\forall) + \sum(\dot{mv})_{salida} - \sum(\dot{mv})_{entrada}$$

$$-F_R = \dot{m}_3 v_3 - \dot{m}_0 v_0$$

$$F_R = \dot{m}_0 v_0 - \dot{m}_3 v_3 \dots (Ecuaciones\ 47)$$

Donde F_R es la fuerza que actúa sobre el volumen de control y es igual a la reacción del dispositivo frente a la corriente de aire. Como el flujo másico se conserva dentro del volumen de control entonces tenemos, tomando como base a la Ecuación 45:

$$F_R = \dot{m}_0(v_0 - v_3) \dots (Ecuación\ 48)$$

Donde se observa que mientras la velocidad v_3 sea menor que la velocidad de entrada v_0, la fuerza por la acción del flujo tiene la misma dirección que este y es contrarrestada por la reacción que hace el dispositivo frente a la acción de la corriente de aire.

Por otro lado, analizando el volumen de control entre las estaciones 1 - 2 y aplicando la ecuación de momento lineal sobre este:

$$F_{superficie} = \sum(\dot{mv})_{salida} - \sum(\dot{mv})_{entrada} \dots (Ecuación\ 49)$$

Donde A_1 es el área de referencia del rotor ideal. Pero al ser el rotor de tipo ideal se tiene que su ancho es infinitesimal y se impone que $v_1 = v_2$, por tanto:

$$P_R = A_1(P_1 - P_2) \dots (Ecuación\ 50)$$

Si se igualan las Ecuaciones 48 y 50 entonces:

$$\dot{m}_0(v_0 - v_3) = A_1(P_1 - P_2) \dots (Ecuación\ 51)$$

Usando la ecuación de Bernoulli entre las estaciones 0 y 1:

$$P_0 + \frac{1}{2}\rho v_o^2 = P_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 \ldots (Ecuación\ 52)$$

Así también en las estaciones 2 y 3:

$$P_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 = P_3 + \frac{1}{2}\rho v_3^2 \ldots (Ecuación\ 53)$$

Como $P_0 = P_3 = P_{atm}$ y $v_1 = v_2$, entonces al reemplazar la Ecuación 53 en la 52:

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2}\rho v_0^2 - \frac{1}{2}\rho v_3^2 = \frac{1}{2}\rho(v_0^2 - v_3^2) \ldots (Ecuación\ 54)$$

Sustituyendo la ecuación anterior en la Ecuación 51 y sabiendo que $\dot{m_0} = m_1 = m_2 = m_3$ entonces:

$$\dot{m}_1(v_0 - v_3) = \frac{1}{2}\rho A_1(v_0^2 - v_3^2) \ldots (Ecuación\ 55)$$

Y como $\dot{m}_1 = \rho A_1 v_1^2$

$$v_1(v_0 - v_3) = \frac{1}{2}(v_0^2 - v_3^2) = \frac{1}{2}(v_o - v_3)(v_o + v_3) \ldots (Ecuación\ 56)$$

Entonces:

$$v_1 = \frac{(v_o + v_3)}{2} \ldots (Ecuación\ 57)$$

Con lo cual queda claro que la velocidad del aire que atraviesa por el dispositivo es la semisuma de las velocidades del viento y la velocidad de la ¨estela¨. Como se desea establecer la potencia que puede ser extraída, la Ecuación 57 se reemplaza en la Ecuación 46, por lo que se tiene:

$$P_{extraible} = \frac{1}{2}\rho A_1\left(\frac{v_o + v_3}{2}\right)(v_3^2 - v_0^2) = \frac{1}{4}\rho A_1(v_0 + v_3)(v_0^2 - v_3^2) \ldots (Ecuación\ 58)$$

4.6.1.1.- Potencia disponible en una corriente de viento

Si toda la energíia cinética contenida en una masa de aire pudiese ser aprovechada, la potencia que se obtendría sería:

$$P_{disponible} = \frac{1}{2}\dot{m}v^2 = \frac{1}{2}(\rho A v)v^2 = \frac{1}{2}\rho A v^3 \ldots (Ecuación\ 59)$$

Donde A es el área de referencia y v es la velocidad del viento.

Como se aprecia, la potencia disponible en una corriente de viento es directamente proporcional al cubo de la velocidad, a nivel del mar[6] entonces una corriente de aire que atraviese un área de $1m^2$ a una velocidad de 1 m/s contendría un potencial de 0.6125 watts, si la velocidad se duplica este potencial es de 4.9 watts llegando a ser 612.5 watts si la velocidad es de 10 m/s, lo cual ratifica el

[6] La densidad del aire seco a la presión atmosférica estándar al nivel del mar a 15 ºC, es 1.225 kg/m3 y se utiliza como estándar en la industria eólica según la Danish Wind Industry Association (DWIA).

gran potencial energético que posee el viento pudiendo ser aprovechado gran parte de este como se verá a continuación.

4.6.1.2.- Coeficiente de potencia y límite de Betz

La fracción del coeficiente de potencia determina cuanta energía es aprovechada por medio del rotor eólico de la energía total que posee una corriente de viento con unas condiciones dadas de velocidad.

$$C_p = \frac{P_{extraible}}{P_{disponible}} \dots (Ecuación\ 60)$$

Reemplazando las Ecuaciones 58 y 59 en la ecuación anterior, tenemos:

$$C_p = \frac{\frac{1}{4}\rho A_1 (v_0 + v_3)(v_0^2 - v_3^2)}{\frac{1}{2}\rho A {v_0}^3} = \frac{1}{2}\frac{(v_0 + v_3)(v_0^2 - v_3^2)}{{v_0}^3} \dots (Ecuación\ 61)$$

La Ecuación 61 usualmente es definida a través del factor inducido axial, de estela o de interferencia a, el cual representa qué tanto se reduce la velocidad del viento hasta la velocidad de entrada al rotor. Este factor se utiliza dentro de la teoría de los estados de flujo de un rotor y los rotores eólicos no son la excepción.

$$a = \frac{v_0 - v_1}{v_0} \dots (Ecuación\ 62)$$

Usando el factor inducido anterior en la Ecuación 61 y expresando $v_3 = v_0(1 - 2a)$ a través de las Ecuaciones 62 y 57, esta queda como:

$$C_p = 4a(1 - a)^2 \dots (Ecuación\ 63)$$

A la ecuación anterior se puede hallar su máximo si $\frac{dCp}{da} = 0$, entonces:

$$\frac{dCp}{da} = 12a^2 - 16a + 4 = 0 \dots (Ecuación\ 64)$$

Con lo que se obtiene un coeficiente de potencia máximo cuando $a = \frac{1}{3}$. Para este valor entonces se tiene que el valor de coeficiente de potencia es:

$$C_p = \frac{16}{27} = 0.5925 \dots (Ecuación\ 65)$$

Este valor se conoce como el límite de Betz.

Lo que hace el límite de Betz es imponer una restricción sobre la energía que se puede aprovechar en una corriente de aire libre, la cual según este no superará el 59 % del total. Lo cual físicamente también se traduce en que una corriente de aire no puede ser llevada al reposo total. Por otro lado, dicha proporción óptima se alcanza entonces si la relación entre la velocidad v_0 y v_3 es igual a $v_3 = \frac{1}{3}v_0$ o que si la relación entre la velocidad que percibe el rotor con respecto a la velocidad del aire es igual a $v_1 = \frac{2}{3}v_0$.

4.6.1.3.- Coeficiente de empuje

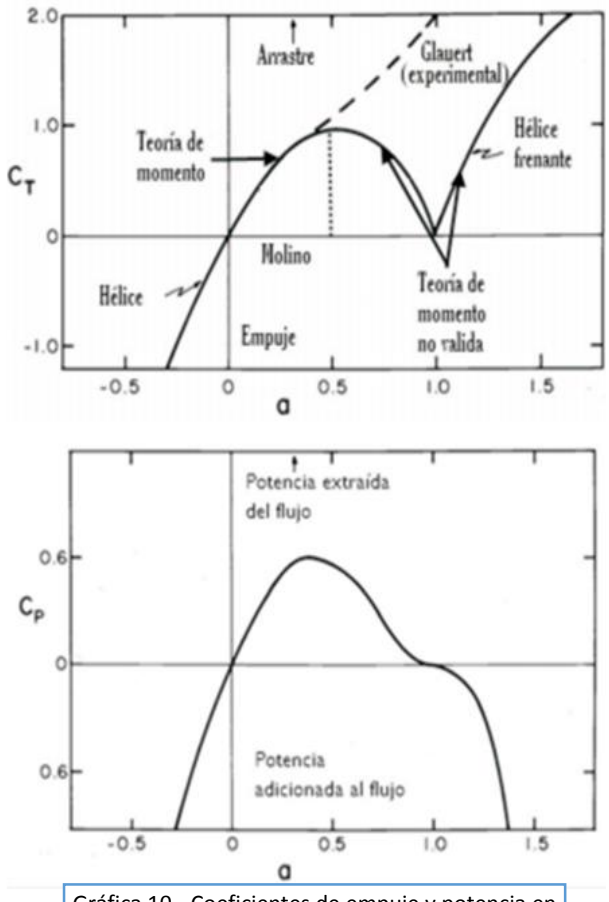
La fuerza de empuje en una turbina eólica proviene de la acción del aire cuando este atraviesa el rotor, esta acción crea una reacción de igual magnitud en el soporte del rotor. El empuje es producido debido a la diferencia de presiones a ambos lados del rotor y es el encargado de reducir la velocidad del viento a la velocidad en la estela detrás del rotor. Dicho empuje es importante al momento de establecer las cargas que actúan sobre el sistema eólico.

Mediante el coeficiente de empuje, se expresa de manera no dimensional la fuerza de empuje y se establece una relación con el factor inducido axial como se verá a continuación:

$$C_T = \frac{Empuje}{\frac{1}{2}\rho A_1 v_0^2} = \frac{F_r}{\frac{1}{2}\rho A_1 v_0^2} = \frac{\dot{m}_0(v_0 - v_3)}{\frac{1}{2}\rho A_1 v_0^2} = \frac{2v_1(v_0 - v_3)}{v_0^2} = \frac{2v_0(1-a)(v_0 - v_0(1-2a))}{v_0^2} = 4a(1-a) \ldots (Ecuación\ 66)$$

Al igual que el coeficiente de potencia, el coeficiente de empuje experimenta un máximo cuando $a = \frac{1}{2}$ y en el máximo de potencia, $a = \frac{1}{3}$, su valor es de 8/9.

Como se ha visto, los coeficientes de potencia y de empuje están en función del factor de interferencia, a, dicha relación es posible graficarse tal como se muestra en la Gráfica 10.



Gráfica 10.- Coeficientes de empuje y potencia en función del factor de interferencia en los distintos estados de un rotor ideal

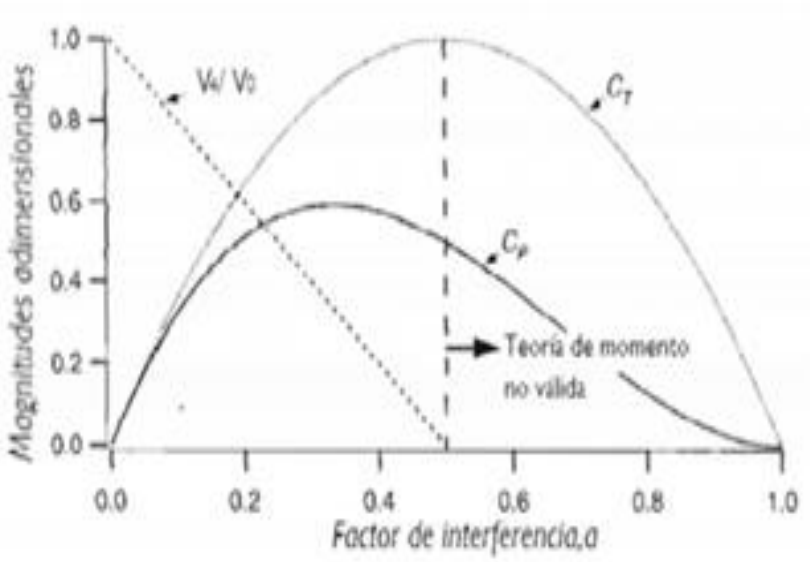
Como se observa, los coeficientes de potencia y empuje experimentan variaciones a lo largo de los posibles valores que pueda tomar el factor de interferencia, esto crea tres estados muy definidos en el flujo del rotor.

a) En el primero de ellos, el rotor puede actuar como una hélice propulsora de manera que genera empuje en dirección contraria a la del viento, en este caso los valores de a son menores a 1 y se suministra energía al flujo.

b) Para el caso de la hélice frenante, el rotor impulsa el flujo hacia delante en contra de su dirección creando de esta manera empuje invertido si se compara con la hélice propulsora y actúa de esta forma como si fuese un freno, en este caso se suministra energía al flujo también y los valores de a son mayores a 1.

Estos estados ocurren en la práctica cuando los rotores se encuentran en relaciones de velocidad de punta de pala diferentes a la de los límites de diseño.

El estado de molino, como se observa en detalle en la Gráfica 11, es el estado normal de operación de un rotor eólico, aquí se extrae energía del flujo y este comprende según la teoría de momento valores de a entre 0 y 1. Sin embargo, según Manwell, cuando a es mayor a 0.5 en la práctica se tienen dos estados, el estado de molino con $0 < a < 0.5$ y el estado de estela turbulenta $a > 0.5$; en este último se han observado valores de coeficiente de empuje hasta de 2 y la teoría de momento no es válida debido a que en la estela se presentan puntos donde la velocidades son negativas y por tanto los patrones de flujo son más complejos.



Gráfica 11.- Coeficientes de Empuje y Potencia en función del factor de interferencia para un rotor ideal según la teoría de momento.

4.6.2.- Modelo ideal basado en la teoría de momento incluyendo la rotación

Como se vio anteriormente, el modelo de la teoría de momento axial solo se centró en los cambios que sufría la velocidad a lo largo del eje del rotor. Sin embargo, es posible complementar este análisis teniendo en cuenta la rotación que experimenta el rotor. El objetivo de este complemento permite tener un acercamiento más acertado a la realidad al tener en cuenta los efectos bidimensionales en el flujo y el rotor que se ven representado principalmente por la rotación de la estela, con esto es posible establecer una relación entre la potencia desarrollada y el momento par producido para el modelo ideal.

Para este análisis se utiliza la ecuación de la energía y la conservación del momento angular, las cuales se aplican sobre un volumen de control que viaja con la misma velocidad angular que el disco. Este análisis establece que cuando el fluido pasa a través del rotor ideal, su acción somete al dispositivo a un girar en un sentido imprimiéndole una componente de velocidad tangencial, por tanto el flujo detrás del rotor reacciona en una dirección contraria para conservar así el momento angular.

Según lo desarrollado por Glauert, el análisis se realiza sobre un tubo de corriente anular que tiene un radio r y un espesor dr, los cuales dan un área transversal de $2\pi r dr$. La velocidad angular en el disco aumenta desde Ω, que es la velocidad del rotor ideal, hasta $\Omega + \omega$, donde ω es el incremento de la velocidad angular en el flujo y el cual es pequeño en comparación con Ω como se observa en la Figura 49.

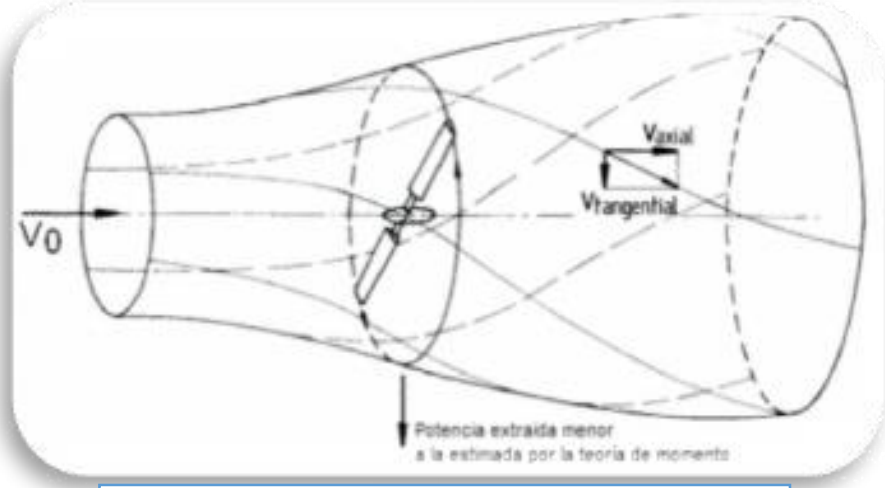


Figura 49.- Modelo de teoría de momento teniendo en cuenta la rotación.

Además existe una diferencia de presiones a ambos lados del disco con lo que se tiene:

$$p_1 - p_2 = \rho\left(\Omega + \frac{1}{2}\omega\right)\omega r^2 \ldots (Ecuación\ 67)$$

En este caso la velocidad axial permanece constante como en la teoría inicial. Es de notar que la velocidad angular adelante del disco es cero, en la mitad del espesor aumenta a $\frac{1}{2}\omega$ y en la salida del disco el incremento total es ω. Al igual que existe el factor inducido axial cuando se analiza solo el flujo a lo largo del eje, para la rotación también existe un factor análogo que se conoce como factor de inducción angular, a', y se define como:

$$a' = \left(\frac{\omega}{2\Omega}\right) \ldots (Ecuación\ 68)$$

Conociendo el área anular de un elemento infinitesimal, $dA = 2\pi r dr$ y el empuje sobre este es $dT = (p_1 - p_2)dA$, sustituyendo en esta las Ecuaciones 67 y 68, el empuje quedaría:

$$dT = 4a'(1 + a')\rho\Omega^2 r^3 dr \ldots (Ecuación\ 69)$$

4.6.2.1.- Relaciones de velocidad local y en la punta

Si la Ecuación 69 se iguala a la Ecuación 66, esta última también expresada en términos infinitesimales de empuje sobre el área anular $dA = 2\pi r dr$, que se encuentra a un radio r, se tiene que:

$$4a(1-a)\,\rho v_0^2 \pi r dr = 4a'(1 + a')\rho\Omega^2 r^3 dr$$

$$a(1-a)\,v_0^2 = a'(1+a')\Omega^2 r^2$$
$$\frac{a(1-a)}{a'(1+a')} = \frac{\Omega^2 r^2}{v_0^2} = \lambda_r^2 \ldots (Ecuaciones\ 70)$$

Donde λ_r^2 es la relación de velocidades locales.

Si λ_r es calculado en la punta del rotor donde se tiene el radio completo del rotor R.

$$\lambda = \frac{\Omega R}{v_0} = \frac{u}{v_0} \ldots (Ecuación\ 71)$$

La relación de velocidad en la punta lo que define es una proporción entre la velocidad axial del viento y la componente de velocidad tangencial en la punta del rotor. Se puede establecer una relación entre ambos coeficientes así:

$$\lambda r = \frac{\omega R}{v_0} * \frac{r}{R} = \lambda \frac{r}{R} = \lambda \mu \ldots (Ecuación\ 72)$$

Donde μ es la relación entre el radio local y el radio del rotor.

La potencia en términos diferenciales viene dada por:

$$dP = \Omega dQ \ldots (Ecuación\ 73)$$

Donde dQ es el momento par en la porción infinitesimal de área anular $dA = 2\pi r dr$.

Para el establecimiento de momento par es necesario aplicar la conservación del momento angular sobre el área anular infinitesimal. El momento par del rotor debe ser igual al cambio en el momento angular en la estela para que exista conservación del momento.

$$dQ = \sum (\underset{r}{\rightarrow} x \underset{v}{\rightarrow})_{salida} d\dot{m}_{salida} - \sum (\underset{r}{\rightarrow} x \underset{v}{\rightarrow})_{entrada} d\dot{m}_{entrada}$$
$$dQ = \sum (\underset{r}{\rightarrow} x \underset{v}{\rightarrow})_{salida} d\dot{m}_{salida} = r v_{2t} d\dot{m} = r(\omega r) d\dot{m} = r(\omega r)\rho v_1 2\pi r dr \ldots (Ecuaciones\ 74)$$

Donde v_{2t} es la velocidad tangencial a un radio.

En términos de factores inducidos axial y angular:

$$dQ = 4a'(1-a)\rho\pi v_1 \Omega r^3 dr \ldots (Ecución\ 75)$$

La potencia entonces se expresa:

$$dP = 4a'(1-a)\rho\pi v_1 \Omega^2 r^3 dr \ldots (Ecuación\ 76)$$

El coeficiente de potencia puede ser descrito en función de los términos de los coeficientes axiales y angulares como de la relación de velocidad en la punta, donde se tiene que:

$$dP = 4\rho A v_0^3 a'(1-a)\frac{\lambda_r^3}{\lambda^2} d\lambda_r \ldots (Ecuación\ 77)$$

Expresándolo como coeficiente de potencia:

$$dC_p = \frac{dP}{\frac{1}{2}\rho A v_0^3} = \frac{4\rho A v_0^3 a'(1-a)\frac{\lambda_r^3}{\lambda^2} d\lambda_r}{\frac{1}{2}\rho A v_0^3}$$

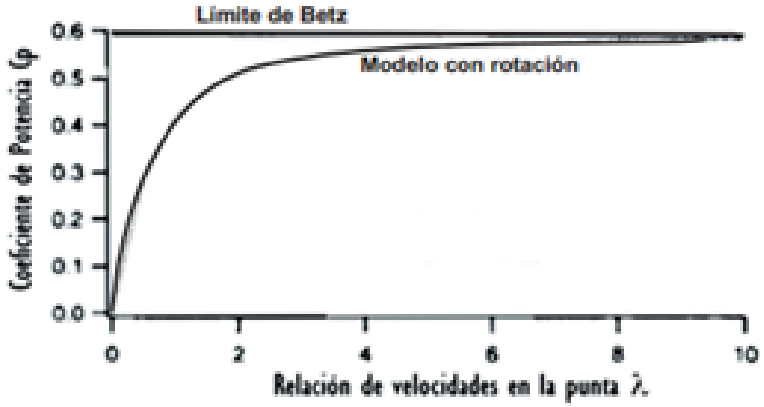
$$C_p = \frac{8}{\lambda^2}\int_0^{\lambda} a'(1-a)\lambda_r^3\, d\lambda_r \ldots (Ecuaciones\ 78)$$

La integral anterior puede ser resuelta para hallar una expresión para el coeficiente de potencia máximo, este procedimiento fue realizado por Eggleston y Stoddard y da como resultado:

$$C_{p,maxima} = \frac{8}{729\lambda^2}\left\{\frac{64}{5}x^5 + 72x^4 + 124x^3 + 38x^2 - 63x - 12\ln(x) - 4x^{-1}\right\} x = (1-3a_2)\ \ x = 0.25 \ldots (Ecuación\ 79)$$

Donde a_2 es el factor inducido axial para la punta del rotor y x representa (1-3a).

El resultado de esta ecuación es mostrado mediante la Gráfica 12:



Gráfica 12.- Coeficiente de potencia en función de relación de velocidades en la punta para el modelo con rotación.

Esta gráfica describe la variación del coeficiente de potencia a lo largo de un rango de relación de velocidades y se observa que a medida que aumenta la relación de velocidad en la punta el coeficiente de potencia se acerca al límite de Betz.

4.6.3.- Teoría conjunta del momento y del elemento de pala o teoría de tiras.

Los desarrollos teóricos anteriores sirven para estimar parámetros del rendimiento del rotor sin tener en cuenta que forma tiene, cuantas palas posee o qué tipo de geometría presenta la sección transversal de la pala. Es por esto que surge la teoría de tiras, ya que esta se adentra en los factores principales de diseño del rotor, los cuales determinan el rendimiento del sistema, estos son netamente geométricos y aerodinámicos. En la práctica esta teoría pronostica las consecuencias que puede traer los cambios que hace el diseñador sobre los anteriores parámetros.

Para entrar en la teoría es necesario hablar de la teoría del elemento de pala, la cual está basada en los principios de los perfiles aerodinámicos o teoría de perfiles. Esta teoría del elemento de pala lo que hace es determinar las fuerzas que se producen en las porciones o elementos de cada pala, las

cuales se encuentran en función de las fuerzas aerodinámicas de sustentación y arrastre así como también del parámetro aerodinámico conocido como ángulo de ataque. Luego la integración total de cada uno de estos elementos en la pala junto con la teoría de momento dan como resultado las fuerzas netas sobre la pala de un rotor, y procediendo al cálculo de estas sobre el total de las palas, es posible predecir el comportamiento y rendimiento del rotor.

4.6.3.1- Teoría de perfiles aerodinámicos

Un perfil aerodinámico "es una superficie que produce una fuerza ascensional o en otra orientación, siendo esta fuerza normal a la dirección del flujo". Esta fuerza ascensional que se produce se conoce como sustentación y es producto de la diferencia de presiones entre la cara de arriba y la cara de abajo del perfil. En un ala de un avión, el perfil aerodinámico se obtiene si se intercepta esta con un plano perpendicular. Los parámetros primordiales que se han definido en un perfil aerodinámico se muestran en la Figura 50.

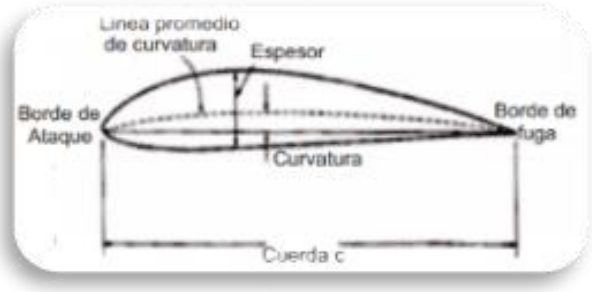


Figura 50.- Nomenclatura de parámetros de un perfil aerodinámico

En esta figura se tiene entonces las superficies superior e inferior, también conocidas como extradós e intradós, respectivamente. La línea que une los puntos medios de la distancia perpendicular entre el extradós y el intradós de un perfil se conoce como la línea promedio de curvatura. El punto inicial y final de la línea promedio de curvatura están unidos mediante una línea recta llama cuerda. Estos puntos inicial y final también se conocen como borde de ataque y borde de salida, respectivamente. Si se traza una línea perpendicular a la cuerda entre las superficies superior e inferior, esta altura se conoce como espesor del perfil aerodinámico. La máxima distancia perpendicular entre la línea promedio y la cuerda se conoce como curvatura o combadura.

Las fuerzas y momentos aerodinámicos que se desarrollan en un perfil aerodinámico se aprecian en la Figura 51. Estas reacciones son producto de la distribución de presiones sobre las superficies superior e inferior del perfil como también de la distribución de esfuerzos cortantes sobre toda la superficie de este. Esta interacción entre el aire y el perfil se puede recrear mediante un sistema equivalente de una fuerza de reacción y un momento sobre un punto arbitrario del perfil como se observa en la Figura 51.

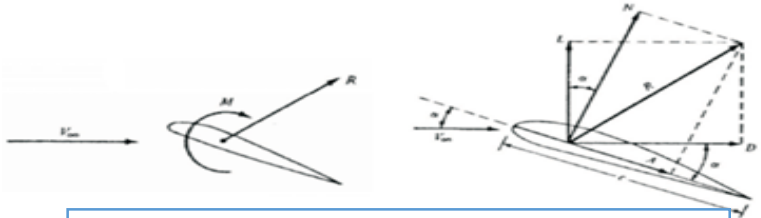


Figura 51.- Fuerzas y momentos aerodinámicos en un perfil.

La fuerza de reacción puede ser descompuesta tomando como referencia la cuerda, con lo que se obtiene una fuerza normal a esta, N y una fuerza paralela o axial, A. También es posible descomponer esta fuerza de reacción teniendo en cuenta la velocidad relativa V_∞, que es la velocidad del aire frente al perfil, con lo cual se tiene también otras dos componentes, la primera es la fuerza de sustentación, L, y la segunda es la fuerza de arrastre, D; el ángulo que se forma entre la cuerda del perfil y la velocidad relativa se conoce como el ángulo de ataque y se denota aquí con la letra α.

En este último caso se observa que la fuerza de sustentación es siempre perpendicular a la dirección de la velocidad relativa y la fuerza de arrastre siempre es paralela a esta dirección. El momento total que se genera tomando como referencia un punto arbitrario para el sistema equivalente (el cual es diferente al punto del centro de presiones[7]) es producto del desbalance en la distribución de presiones y esfuerzos cortantes a lo largo del perfil.

Al igual que para los parámetros de rendimiento de las turbinas, estas fuerzas aerodinámicas pueden ser expresadas de manera no dimensional a través de coeficientes y dichos coeficientes serán funciones del número de Reynolds. Este parámetro que expresa la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas está definido por:

$$Re = \frac{\rho V l}{\mu} \dots (Ecuación\ 80)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, μ la viscosidad cinemática, V la velocidad del flujo y l la longitud de referencia.

En el caso tridimensional, como lo es la aerodinámica del ala completa de un avión, la fuerza de sustentación puede ser expresada mediante el coeficiente de sustentación, el cual se ve representado así:

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho v^2 S} = \frac{L}{qS} \dots (Ecuación\ 81)$$

Donde S es la superficie de referencia y q es la presión dinámica.

Para el caso de los perfiles aerodinámicos, se trata de un caso bidimensional, por lo que la fuerza de sustentación es definida por unidad de ancho, así $L = \frac{L}{a}$, y la superficie de referencia es igual a la cuerda del perfil por una unidad de ancho, así $S = cx1$. Para diferenciar el coeficiente de sustentación tridimensional del bidimensional, al primero se le suele escribir en mayúsculas y al segundo en minúsculas.

Entonces, se tiene que el coeficiente de sustentación para un perfil aerodinámico (caso bidimensional) es:

[7] Lugar en el perfil aerodinámico donde la sumatoria de momentos es igual a cero.

$$c_l = \frac{L*}{\frac{1}{2}\rho v^2 c} = \frac{L*}{qc} \ldots (Ecuación\ 82)$$

Donde $L*$ es la fuerza de sustentación por unidad de ancho y c es la cuerda del perfil.

Para la fuerza de arrastre y el momento sucede algo similar. El coeficiente de arrastre para el caso tridimensional es:

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho v^2 S} = \frac{D}{qS} \ldots (Ecuación\ 83)$$

Para el caso bidimensional, el coeficiente de arrastre del perfil aerodinámico es:

$$c_d = \frac{D*}{\frac{1}{2}\rho v^2 c} = \frac{D*}{qc} \ldots (Ecuación\ 84)$$

Donde $D*$ es la fuerza de arrastre por unidad de ancho y c es la cuerda del perfil.

En el caso del momento aerodinámico, de manera tridimensional queda:

$$C_M = \frac{M}{\frac{1}{2}\rho v^2 Sl} = \frac{M}{qSl} \ldots (Ecuación\ 85)$$

Donde l es una longitud de referencia para el momento.

En un perfil aerodinámico, el coeficiente de momento se define con base a la longitud de referencia de la cuerda, por lo que se obtiene:

$$c_m = \frac{M*}{\frac{1}{2}\rho v^2 c^2} = \frac{M*}{qc^2} \ldots (Ecuación\ 86)$$

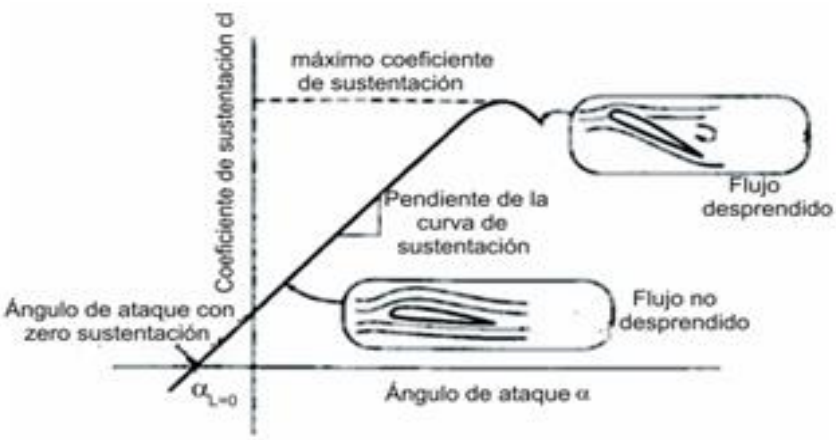
Donde $M*$ es el momento por unidad de ancho y c es la cuerda del perfil.

Otro aspecto importante dentro de los perfiles aerodinámicos es la forma como los anteriores coeficientes varían a medida que cambia el ángulo de ataque o algún coeficiente. La forma como esto se puede expresar es mediante tres importantes gráficas, las cuales son:

- Gráfica de coeficiente de sustentación versus ángulo de ataque.
- Gráfica polar o coeficiente de arrastre versus ángulo de ataque.
- Gráfica del coeficiente de momento versus ángulo de ataque o el coeficiente de sustentación.

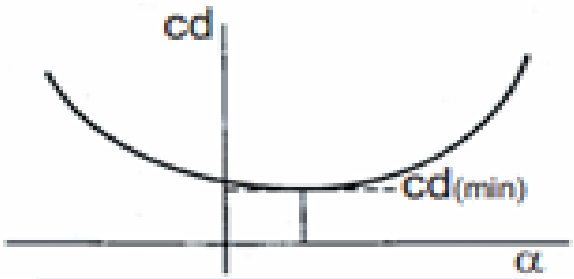
Primero, la gráfica del coeficiente de sustentación versus el ángulo de ataque para un perfil aerodinámico se ve en la Gráfica 13. Se evidencia en ella que el coeficiente de sustentación varía linealmente con el ángulo de ataque cuando este último se encuentra en un rango de ángulos bajos y moderados. Su inicio se encuentra en el punto conocido como el "ángulo de ataque para coeficiente de sustentación nulo" que suele ser cero para perfiles simétricos y negativo para perfiles con combadura positiva. En la porción lineal de la variación, se puede calcular la pendiente de la

recta o la pendiente de la sustentación. En este sector, el flujo se mueve sobre la superficie del perfil sin desprenderse. Luego se observa que a medida que aumenta el ángulo de ataque aumenta el coeficiente de sustentación hasta llegar a un máximo, después de este el coeficiente de sustentación cae y ya no se considera lineal. Aquí lo que ocurre es que las líneas de flujo se desprenden del perfil debido a que los gastos energéticos generados por la viscosidad ahora son más altos y el flujo no puede suplirlos, en este sector del desprendimiento existe flujo reverso y esto ocasiona el detrimento de sustentación, lo que trae como consecuencia que el perfil entre en un estado que se conoce como de pérdida.



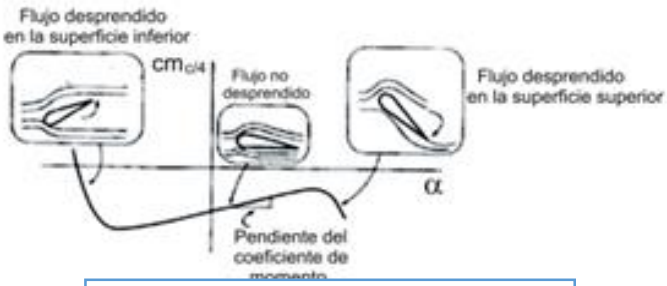
Gráfica 13.- Coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque en un perfil aerodinámico.

Segundo, la gráfica polar o coeficiente de arrastre versus ángulo de ataque, en la Gráfica 14, describe el comportamiento del coeficiente de arrastre frente al cambio del ángulo de ataque, aunque también es posible hacer la comparación con el coeficiente de sustentación aprovechando que éste varía linealmente con el ángulo de ataque tal como se ve en la Gráfica 16. En esta gráfica lo interesante es determinar el coeficiente de arrastre mínimo y el ángulo de ataque o coeficiente de sustentación correspondiente, este se encuentra en la zona inferior de la curva donde ésta es casi plana. Se evidencia también que a medida que aumenta el ángulo de ataque el coeficiente de sustentación llega a valores de pérdida, mientras que el coeficiente de arrastre aumenta de manera exponencial. Esto como consecuencia del aumento en la separación del flujo, que forma más arrastre por diferencia de presiones entre las caras del perfil.



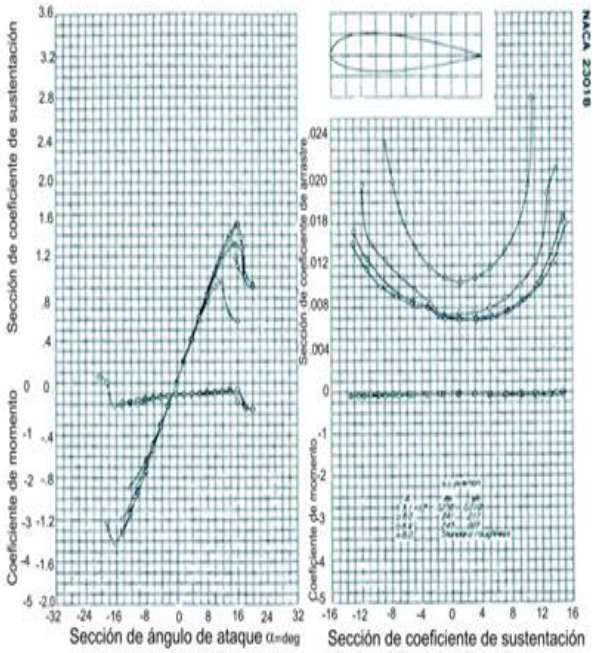
Gráfica 14.- Coeficiente de momento para un perfil aerodinámico.

Por último, en la gráfica del coeficiente de momento que se tiene en la Gráfica 15, se aprecia la variación lineal de este coeficiente en ángulos bajos, mientras que en ángulos de ataque elevados se sale de este comportamiento. Al igual que el coeficiente de sustentación, el coeficiente de momento también presenta una pendiente de coeficiente de momento. Cabe resaltar que en este caso, la pendiente del coeficiente de momento es positiva aunque también existen perfiles aerodinámicos con pendiente negativa.



Gráfica 15.- Comportamiento del coeficiente de momento para un perfil aerodinámico.

En la Gráfica 16, en la parte izquierda se observa la gráfica del coeficiente de sustentación para el perfil NACA 23018, esta gráfica suele estar acompañada de la gráfica de momento. A la derecha se encuentra la gráfica polar y debajo de esta última se ubica la del coeficiente de momento versus el coeficiente de sustentación. Para esta gráfica se han establecido valores de coeficiente de sustentación, arrastre y momento a diferentes números de Reynolds. Por otro lado, cabe anotar que estos resultados son obtenidos mediante pruebas en el túnel de viento.



Gráfica 16.-Gráficas del coeficiente de sustentación, el coeficiente de momento vs ángulo de ataque y la gráfica polar para el perfil NACA 23018.

A través de la investigación en perfiles aerodinámicos han surgido varias familias de perfiles, las cuales han debido ser organizados y catalogados bajo ciertos patrones, dicha obedece en algunos casos a las aplicaciones que se les da a los perfiles, como es el caso de los perfiles para turbinas eólicas.

4.6.3.2.- Teoría del elemento de pala

Esta teoría fue propuesta por Glauert, y lo que plantea es dividir una pala del rotor en N cantidad de porciones, las cuales serán un perfil aerodinámico donde es posible calcular las fuerzas mediante los coeficientes de sustentación y arrastre propios del perfil. Cada porción debe ser independiente uno del otro, y por tanto, no existe interacción entre ellos. La Figura 52 muestra lo que plantea la teoría del elemento de pala.

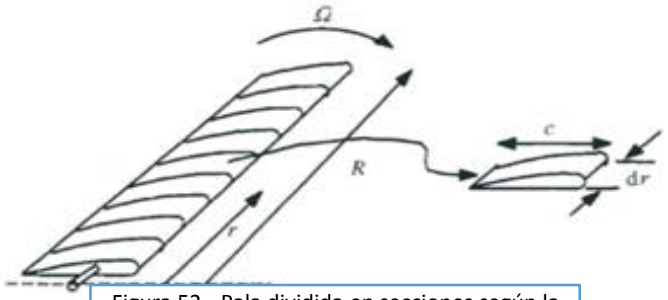


Figura 52.- Pala dividida en secciones según la teoría del elemento de pala.

Para dar el desarrollo de la teoría de momento es necesario definir como son los vectores de fuerzas y velocidad que actúan sobre el elemento de pala, para definirlos se asume que la pala se encuentra en rotación a una velocidad angular constante Ω con lo cual el elemento de pala ubicado a una distancia r estará sometido a una velocidad tangencial igual a Ωr.

A esta velocidad tangencial hay que sumarle el aumento de velocidad angular que sufre el aire producto de la rotación, que en la pala está determinado por $\frac{\omega}{2}$, en términos del factor de inducción angular a', el aumento es $a'\Omega$, lo que en una distancia radial r, se traduce en $a'\Omega r$, por tanto el total de la velocidad tangencial entonces es $(1 + a')\Omega r$. Este elemento percibe también una velocidad de viento a la entrada del rotor igual a $v_1 = v_0(1 - a)$. Esto se aprecia en las Figuras 53 y 54. La suma vectorial seria:

$$W = \sqrt{v_0^2(1-a)^2 + \Omega^2 r^2(1 + a')^2} \ldots (Ecuación\ 87)$$

Donde W representa la velocidad relativa que percibe el elemento de pala.

En la Figura 54, se observan con más detalle los ángulos que se establecen con los vectores de velocidades. El ángulo α es el ángulo de ataque, formado entre la velocidad relativa W y la cuerda del perfil. El ángulo β es el ángulo de paso y es el formado entre la cuerda del perfil y el plano de

rotación. El ángulo ϕ es el ángulo de entrada o afluencia[8], formado entre el plano de rotación y la velocidad relativa.

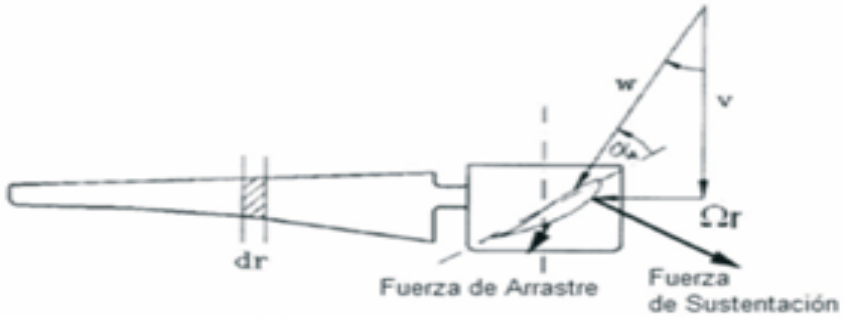


Figura 53.- Vectores de velocidad y fuerzas sobre un elemento de pala del rotor.

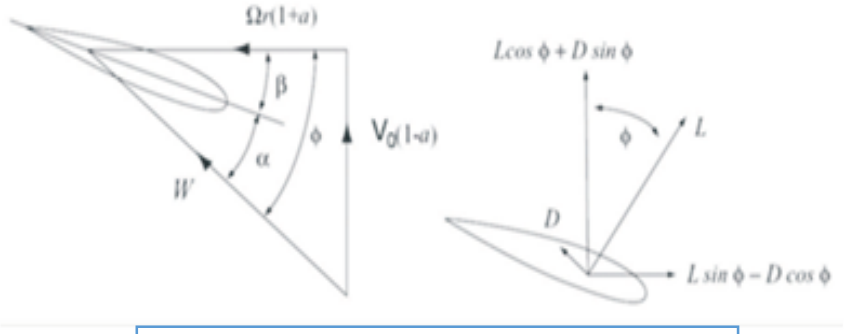


Figura 54.- Angulos, vectores y fuerzas sobre un elemento de pala.

A partir de estas definiciones es posible establecer las siguientes relaciones geométricas:

$$\propto = \varphi - \beta$$

$$\sin\varphi = \frac{v_0(1-a)}{W}$$

$$\varphi = tan^{-1}\frac{V_0}{\Omega r}$$

$$\cos\varphi = \frac{\Omega r(1-a')}{W} \ldots (Ecuaciones\ 88)$$

En cuanto a las fuerzas que se generan tomando como referencia el plano de rotación y dejándolas en función de las fuerzas de sustentación y arrastre producidas por el perfil aerodinámico se tiene que:

La fuerza normal al plano de rotación en el elemento de pala es:

$$dF_N = dL\cos\varphi + dD\sin\varphi \ldots (Ecuación\ 89)$$

La fuerza total normal en todo el rotor es la que ocasiona el empuje en el sistema.

La fuerza tangencial al plano de rotación y perpendicular a la fuerza normal, es definida mediante:

$$dF_T = dL\sin\varphi - dD\cos\varphi \ldots (Ecuación\ 90)$$

[8] El nombre de ángulo de entrada o afluencia es la traducción dada para inflow angle.

La contribución total de esta fuerza en el rotor es la que genera el momento par de salida.

Por otro lado y basándose en lo expuesto anteriormente en la teoría de perfiles, las fuerzas de sustentación y arrastre que se establecen en un elemento de pala son:

Para la sustentación:

$$dL = \frac{1}{2} c_l \rho W^2 c dr \ldots (Ecuación\ 91)$$

Para el arrastre:

$$dD = \frac{1}{2} c_d \rho W^2 c dr \ldots (Ecuación\ 92)$$

4.6.4.- Desarrollo de la teoría combinada de momento y la teoría de tiras.

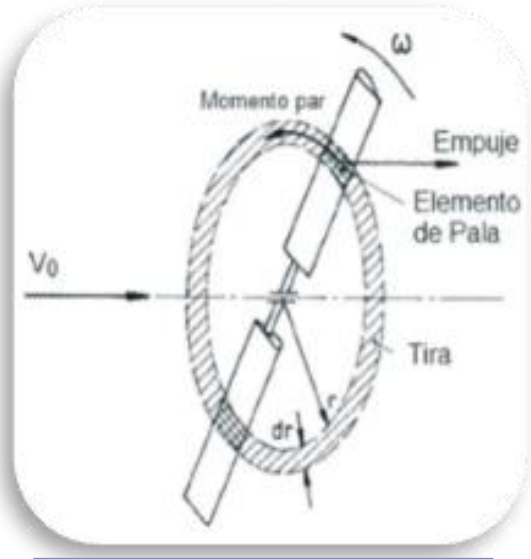


Figura 55.- Fuerzas ocasionadas por el elemento de pala según la teoría de tiras.

En esta teoría, el área que barre un elemento de pala durante su rotación se conoce como la tira, tal y como se aprecia en la Figura 55. Su desarrollo se basa en que las áreas anulares o tiras demarcadas por el elemento de pala no tienen interacción entre si y la fuerza del elemento de pala es la causa del cambio en el momento en el aire que pasa por esta tira.

Si se tiene un rotor con N número de palas, lo cual se traduce en N número de elementos de pala para una tira, entonces es posible determinar la fuerza normal y la fuerza tangencial que se produce en esta área anular a través de la teoría de momento y la teoría del elemento de pala, como puede verse a continuación:

Por la teoría de momento, como se ha visto anteriormente:

Fuerza axial según teoría de momento en una tira:

$$dF_{axial,momento} = 4a(1-a)\rho v_0^2 \pi r dr \quad + \quad \frac{1}{2}\rho(2a'\Omega r)^2(2\pi r dr)$$

Cambio en el momento axial del aire

Cambio debido a la rotación de la estela

$$dF_{axial,momento} = 4\pi\rho[v_0^2 a(1-a) + (a'\Omega r)^2] r dr \ldots (Ecuaciones\ 93)$$

Fuerza tangencial según teoría de momento en una tira:

$$dF_{tangencial,momento} = 4\pi\rho v_0 a'\Omega(1-a)r^2 dr \ldots (Ecuación\ 94)$$

El momento par entonces se define como:

$$dQ_{momento} = rdF_{tangencial,momento} = 4\pi\rho v_0 a'\Omega(1-a)r^3 dr \ldots (Ecuación\ 95)$$

Por la teoría del elemento de pala:

Fuerza axial según la teoría del elemento de pala en una tira. Para la fuerza normal, que teniendo como referencia el eje del rotor (Ver Figura 55), esta se convierte en una fuerza axial en la tira, por lo tanto, ahora tenemos:

$$dF_{axial,elemento\ de\ pala} = NdF_N = N(dLcos\varphi + dDsin\varphi) = \frac{1}{2}\rho W^2 N(c_l cos\varphi + c_d sin\varphi)cdr \ldots (Ecuación\ 96)$$

Esta contribución a la fuerza axial es una contribución al empuje en todo el rotor.

Fuerza tangencial según la teoría del elemento de pala en una tira:

$$dF_{tangencial,elemento\ de\ pala} = NdF_T = N(dLsin\varphi - dDcos\varphi) = \frac{1}{2}\rho W^2 N(c_l sin\varphi - c_d cos\varphi)cdr \ldots (Ecuación\ 97)$$

Al multiplicar esta fuerza por r, la distancia radial del elemento al eje del rotor, se obtiene una contribución al momento par total del rotor por ese elemento de pala. Esto se ilustra así:

$$dQ_{elemento\ de\ pala} = rNdF_T$$

$$dQ_{elemento\ de\ pala} = \frac{1}{2}\rho W^2 N(c_l sin\varphi - c_d cos\varphi)crdr \ldots (Ecuaciones\ 98)$$

Igualando las fuerzas axiales y las fuerzas tangenciales, según cada teoría, se tiene que:

Para la fuerza axial:

$$dF_{axial,momento} = dF_{axial,elemento\ de\ pala}$$

$$4\pi\rho[v_0^2 a(1-a) + (a'\Omega r)^2]rdr = \frac{1}{2}\rho W^2 N(c_l cos\varphi + c_d sin\varphi)cdr$$

$$8\pi[a(1-a) + (a'\lambda\mu)^2\mu] = \frac{W^2}{v_0^2} N\frac{c}{R}(c_l cos\varphi + c_d sin\varphi) \ldots (Ecuaciones\ 99)$$

Donde $\mu = \frac{r}{R}$

Para el momento par:

$$dQ_{momento} = dQ_{\ elemento\ de\ pala}$$

$$4\pi\rho v_0 a'\Omega(1-a)r^3 dr = \frac{1}{2}\rho W^2 N(c_l sin\varphi - c_d cos\varphi)crdr$$

$$8\pi\lambda\mu^2 a'(1-a) = \frac{W^2}{v_0^2} N\frac{c}{R}(c_l sin\varphi - c_d cos\varphi) \ldots (Ecuaciones\ 100)$$

De donde resultan las relaciones para los factores de interferencia e inducción:

$$\frac{a}{1-a}=\frac{\sigma_r}{4sin\varphi^2}\left[(c_l cos\varphi+c_d sin\varphi)-\frac{\sigma_r}{4sin\varphi^2}(c_l sin\varphi-c_d cos\varphi)^2\right]$$

$$\frac{a}{1-a'}=\frac{\sigma_r(c_l sin\varphi-c_d cos\varphi)}{4sin\varphi cos\varphi}\ldots(Ecuaciones\ 101)$$

Donde $\sigma_r=\frac{Nc}{2\pi r}=\frac{Nc}{2\pi\mu R}$ y se conoce como la solidez de la cuerda.

Las anteriores relaciones permiten obtener los valores para los factores mediante la iteración de cada una de estas.

Potencia según la teoría combinada o de tiras (contribución de cada tira):

$$dP=\Omega dQ\ldots(Ecuación\ 102)$$

La potencia total del rotor es:

$$P=\int_0^R dP=\int_0^R \Omega dQ\ldots(Ecuación\ 103)$$

Por lo que el coeficiente de potencia se establece como:

$$C_p=\frac{P}{P_{disponible}}=\frac{\int_0^R \Omega dQ}{\frac{1}{2}\rho A_1 v_0^3}\ldots(Ecuación\ 104)$$

Y tomando el diferencial de torque, como lo dicta la teoría del elemento de pala, y en función de la solidez de cuerda y el factor de interferencia:

$$dQ=\sigma_r\pi\rho\frac{v_0^2(1-a)^2}{(\sin\varphi)^2}(C_l\sin\varphi-C_d\cos\varphi)r^2dr$$

$$C_p=\frac{\int_0^R \Omega\sigma_r\pi\rho\frac{v_0^2(1-a)^2}{(\sin\varphi)^2}(C_l\sin\varphi-C_d\cos\varphi)r^2dr}{\frac{1}{2}\rho A_1 v_0^3}\ldots(Ecuaciones\ 105)$$

La anterior ecuación puede ser expresada así:

$$C_p=\left(\frac{8}{\lambda^2}\right)\int_{\lambda_h}^{\lambda}\lambda_r^3\,a'(1-a)\left[1-\left(\frac{C_d}{C_l}\right)\cot\varphi\right]d\lambda_r$$

$$C_p=\left(\frac{8}{\lambda^2}\right)\int_{\lambda_h}^{\lambda}(\sin\varphi)^2(\cos\varphi-\lambda_r\sin\varphi)(\sin\varphi+\lambda_r\cos\varphi)\left[1-\left(\frac{C_d}{C_l}\right)\cot\varphi\right]\lambda_r^2 d\lambda_r\ldots(Ecuaciones\ 106)$$

Donde λ_h y λ_r son las relaciones de velocidad en el centro del rotor y en un radio local.

Estas expresiones matemáticas son resueltas a través de métodos numéricos y deben ser apoyadas por los valores de los factores de interferencia e inducción. Los valores de potencia que se pueden obtener a través de estas ecuaciones son más cercanos a los valores reales del rotor, sin embargo, en ellas no se ha tenido en cuenta los efectos producidos por las pérdidas en la punta de las palas del rotor.

Dichas pérdidas son debidas a la diferencia de presiones entre la superficie de succión de la pala y la superficie de presión, ya que la presión al ser mayor a un lado hace que el flujo del aire tienda a "escapar" hacia la parte de menor presión y dicho efecto se observa en la punta de la pala donde existe una discontinuidad. La consecuencia de esto se refleja en la reducción de la sustentación y por tanto en la producción de potencia en las cercanías de la punta. Por tanto, se ha tratado de incluir este fenómeno dentro de las ecuaciones anteriormente vistas mediante el uso de un factor de corrección F, desarrollado con los métodos de Prandtl y el cual es función del número de palas, el ángulo del viento relativo y la posición de la pala. Este factor oscila entre 0 y 1, y se puede interpretar como el grado de reducción en las fuerzas aerodinámicas a un radio determinado a lo largo de la pala producto del fenómeno ocurrido en la punta de la misma. Este factor de corrección puede ser expresado:

$$F = \left(\frac{2}{\pi}\right) cos^{-1}\left[\exp\left(-\frac{\frac{N}{2}\left(1-\frac{r}{R}\right)}{\frac{r}{R}\sin\varphi}\right)\right] \ldots (Ecuación\ 107)$$

Este factor afecta a las fuerzas derivadas de la teoría de momento y, por tanto, a sus ecuaciones, las cuales son multiplicadas por dicho factor. En el cálculo del coeficiente de potencia por medio de la teoría combinada, el factor de corrección también es incluido dentro de la integral.

4.7.-Sistemas eólicos para bombeo

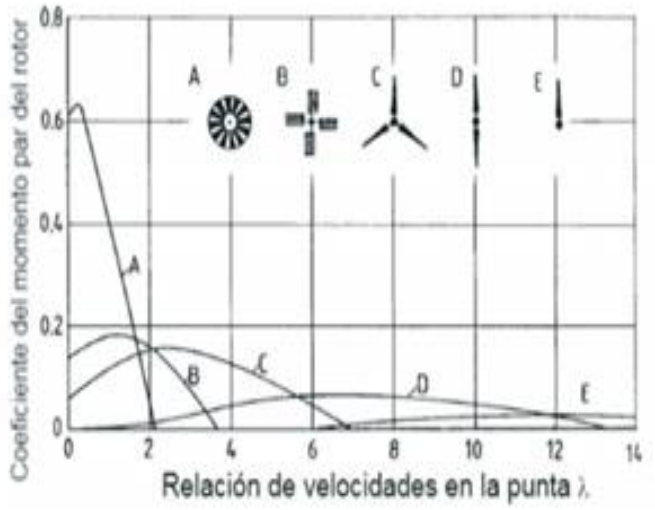
Contar con un suministro de agua que supla los requerimientos habituales dentro de las poblaciones humanas y sus actividades ha sido una constante a través de la historia. Es por esto que la búsqueda de soluciones para contrarrestar esta necesidad ha florecido desde tiempos remotos. Una alternativa para dicho suministro ha sido el uso de la tecnología eólica, la cual aprovecha la energía contenida en una corriente de aire para hacer funcionar un sistema de bombeo.

4.7.1.- Rotores

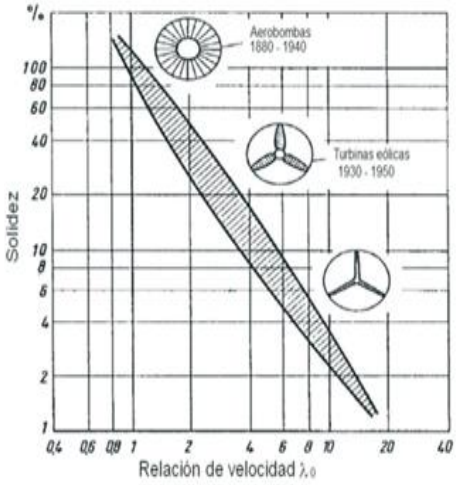
Los rotores se distinguen principalmente por su alta solidez y su baja velocidad de rotación. Esto se traduce en un alto momento par al inicio de la rotación del rotor con una velocidad de viento predeterminada. Estos rotores pueden tener ejes horizontales y ejes verticales. Como ejemplo, si hablamos de ejes horizontales tenemos al rotor multipala estadounidense, mientras que un rotor tipo Savonius tiene un eje vertical. En la Gráfica 17 se observa la relación entre la solidez del rotor y su relación de velocidades en la punta. Los rotores hacia la izquierda de la figura, con mayor solidez, son los apropiados para su uso en una aplicación de bombeo.

Las aerobombas están limitadas por el tamaño de su rotor, encontrándose en un rango común de entre 1 metro a 7.5 metros de diámetro de rotor. Si la demanda de potencia está por encima de lo que se puede suministrar con este rango, la opción más económica y viable es un rotor adecuado para generación eléctrica el cual suministre electricidad para una bomba. La potencia hidráulica que se puede llegar a generar dentro del rango de diámetros de rotor es de alrededor de 1 Kw.

Dentro de las características principales del rotor se encuentra su coeficiente de potencia y su coeficiente de momento par. La Gráfica 18 presenta una comparación entre los rotores eólicos. Aquí se observa tal como se ha dicho que los rotores para bombeo poseen baja velocidad de rotación reflejado en su relación de velocidad de punta. Además, se observa que tienen coeficiente de potencia bajo y un coeficiente de momento par alto comparado con lo que se usan para la producción de energía eléctrica, esto debido a un alto momento par producido en el eje que tiene como causa un alto momento angular en la estela y por tanto un aumento en la energía cinética rotacional de la estela con lo cual la energía extraíble es menor. Cabe destacar el uso del rotor Savonius cuyo diseño es simple y de fácil construcción a pesar de su bajo rendimiento.



Gráfica 18.- Coeficientes de potencia y momento par en función de la relacion de velocidades en la punta



Gráfica 17.- Comparación de la solidez de diferentes rotores eólicos teniendo en cuenta la relación de velocidades en la punta.

4.7.2.- Sistemas de transmisión

El sistema de transmisión es aquel que conecta el convertidor de energía o rotor con el dispositivo de bombeo. La clasificación más común es dada por Meel y está basada en la forma como la energía cinética de la corriente de viento es entregada a la bomba a través de una forma de energía intermedia. Dicha clasificación se muestra en la Figura 56 y se explica a continuación:

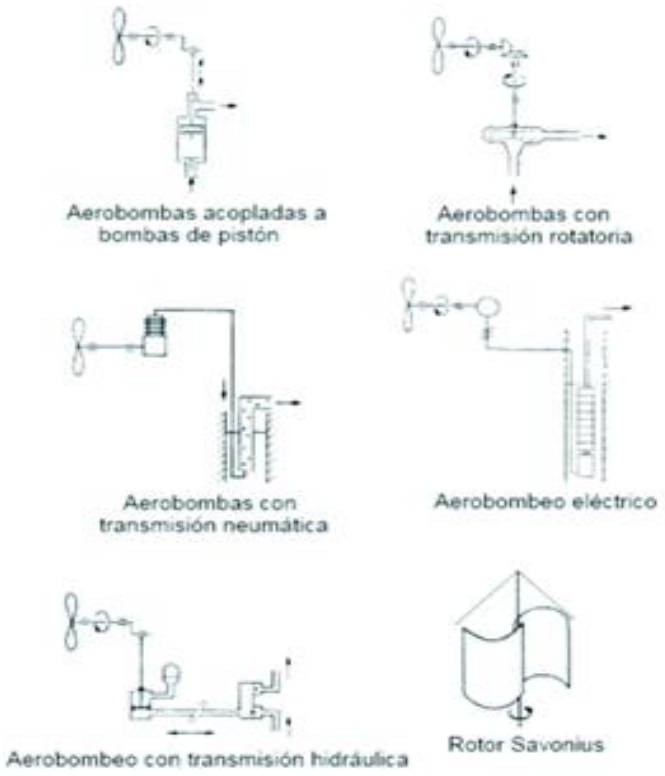


Figura 56.-Tipos de transmisiones en sistemas eólicos para Bombeo.

- Rotor acoplado a bombas de pistón.
  Es el tipo más común y el que usaremos en este proyecto. Aquí el rotor se puede acoplar de manera directa o a través de un mecanismo mecánico a la bomba. Los mecanismos más usados son los de biela y manivela acoplados al vástago de la bomba o también un conjunto reductor de engranajes. Es necesario, a veces, reducir las revoluciones de entrada del rotor para tener un buen funcionamiento de la bomba de pistón. En la aerobomba multipala estadounidense esta reducción es de tres. La eficiencia en este tipo de transmisión es entre el 70 y 90 por ciento.

- Rotor acoplado con transmisión rotatoria.
  El rotor transmite la energía mediante una transmisión rotativa a una bomba rotodinámica (bomba centrífuga o de tornillo). Es apropiado para aplicaciones con cabezas pequeñas y altos volúmenes de agua.

- Rotor acoplado con transmisión neumática.
  Aquí el rotor está conectado a un sistema compresor de aire, el cual provee aire a presión a una bomba de aire comprimido o a una bomba de desplazamiento positivo. Su aplicación es para bombeo remoto y tiene como ventaja la ausencia de partes móviles dentro del pozo de agua.

- Sistemas eólicos para generación eléctrica acoplados a bombas eléctricas.
  Un generador eléctrico es acoplado al rotor, con la energía producida se alimenta una bomba. Es útil para aplicación de bombeo remoto.

- Rotor acoplado con transmisión hidráulica.
  La energía es suministrada a la bomba mediante el uso de energía hidráulica similar al sistema neumático. La mayoría del agua es utilizada como fluido de trabajo.

4.7.3.- Bombas

Las bombas son turbomáquinas que se emplean para agregar energía a un líquido. Este cambio energético le permite al fluido cambiar de altura, entre una condición de diferencia de presiones o recorrer una distancia. Las bombas se pueden dividir en dos grandes tipos: desplazamiento positivo o dinámicas.

La escogencia de la bomba depende fundamentalmente de la cabeza y el caudal requerido. Esta escogencia puede hacerse así:

- Si el caudal está en un rango de pequeño a medio con una cabeza alta a media, típico para el suministro de agua a poblaciones y ganado; las bombas de pistón, las centrífugas multietapa, de tornillo y mamut son las recomendadas (A, E, C y H de la Figura 57).

- Si el caudal está en un rango alto con una cabeza pequeña, típico para el riego, las bombas centrifugas de una sola etapa, de diafragma, tornillo y de cadena son las recomendadas.

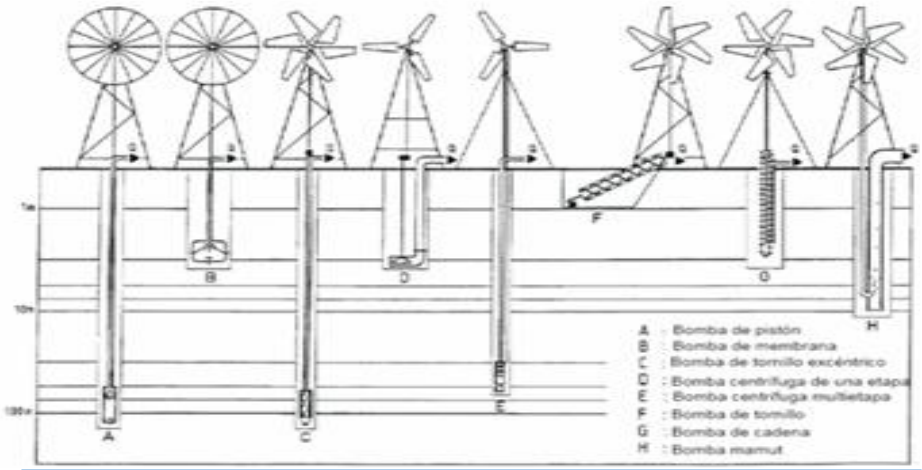


Figura 57.- Bombas acopladas a rotores según la cabeza.

4.7.4.- Aplicaciones

Las aplicaciones más comunes para aerobombas comprenden:

- Suministro de agua para poblaciones.
- Suministro de agua para labores domésticas.
- Suministro de agua para el ganado.
- Irrigación.
- Drenaje.
- Salinas.
- Movimiento de agua en la industria piscícola.

Los requerimientos para estas aplicaciones se pueden ver en la Tabla 8. Estos requerimientos caen en el rango de los 10 $\frac{m^3}{dia}$ a 10,000 $\frac{m^3}{dia}$. Dichos requerimientos son pequeños y apropiados para la potencia desarrollada por una aerobomba, en este rango no es económicamente viable tener bombas tipo diésel.

Tabla 8.- Aplicaciones para sistemas eólicos de bombeo según la cabeza y el diámetro del rotor

Aplicaciones	**Cabeza hidráulica**				**Volumen diario** ($\frac{m^3}{dia}$)	**Diámetro típico del rotor** (m)
	Muy bajo $< 3\ m$	*Bajo* $3 - 10\ m$	*Medio* $10 - 30\ m$	*Profundo* $> 30\ m$		
Suministro de agua a la comunidad			X	X	20 (500 personas)	2.5 a 7
Suministro de agua doméstico			X	X	1-3 (pequeñas fincas)	1.5 a 2.5
Suministro de agua para el ganado			X	X	20 (500 cabezas)	1.5 a 4.5
Irrigación	X	X			40-100 (1 hectárea)	2.5 a 5.5
Drenaje	X				100	2.5 a 5.5
Salinas	X				¿?	2 a 4

Capítulo V.- Metodología

Para el desarrollo de esta propuesta se iniciará con un estudio de la dinámica de fluidos computacional, con el objetivo de obtener una metodología que permita simular los rotores eólicos Jober y Gaviotas MV2E, con la finalidad de visualizar cuál de los dos rotores seria el óptimo en este trabajo.

Estas simulaciones serán validadas por las pruebas experimentales que se pudiesen realizar en cualquier universidad que cuente con los aparatos de medición adecuados. Sin embargo, en el capítulo siguiente se hace referencia a las simulaciones realizadas ya en la Universidad de San Buenaventura (Bogotá, Colombia), donde anteriormente este proyecto se ha realizado.

Con los resultados obtenidos se hará un paralelo que permita comparar las características de rendimiento de cada rotor y las razones por las cuales se comportan de tal manera. A partir de éste, se planteará un nuevo diseño de rotor que permita mejorar el rendimiento de los rotores anteriores. Las nuevas características serán simuladas y sus resultados validados por medio de los resultados obtenidos en la universidad anteriormente mencionada, lo que determinará si se dio tal mejora en el rendimiento del rotor.

5.1.-Enfoque de la investigación

Este proyecto se basa en un enfoque empírico-analítico, ya que da una estructura particular a la metodología de investigación en tanto que orienta el trabajo a la contrastación permanente de las aseveraciones teóricas con la verificación experimental, de manera que los cálculos generados a través de modelos matemáticos y simulaciones computacionales se deben retroalimentar con la experimentación, en la búsqueda de información cada vez más confiable y practica para la solución del problema.

5.2.-Supuestos preliminares de diseño

Según conclusiones y recomendaciones de trabajos precedentes, utilizando un perfil de un muy buen rendimiento aerodinámico combinado con un rotor de alta solidez, se puede obtener un modelo con un mayor coeficiente de potencia.

5.3.-Variables

Las variables, tanto dependientes como independientes, se muestran en la Tabla 9.

Tabla 9.- Variables en el diseño del rotor

Independientes	Dependientes
Diámetro del rotor y de raíz	Solidez del rotor
Número de aspas	Velocidad de arranque
Tipo de perfil y ángulo de paso	Coeficiente de potencia
Longitud de cuerda	Coeficiente de torque

Capítulo VI.- Cálculos y resultados

Uno de los métodos que se utiliza para analizar el comportamiento de un rotor eólico es la Dinámica de Fluidos Computacional[9], que por medio de la resolución de las ecuaciones de Navier – Stokes, ayuda a comprender la forma en que el aire se involucra con la aerobomba para generar energía mecánica.

A continuación se presenta una metodología basada en el problema del rotor *NREL Phase VI*, estudio que posee datos precisos obtenidos de un túnel de viento, a los cuales se pretende llegar a encontrar a la hora de simular, y finalmente con esta metodología planteada, se estudiará el comportamiento de los rotores a comparar y los nuevos modelos en puntos de diseño estratégicos.

6.1.- El problema del NREL Phase VI

En el año 2000 el NREL (National Research Energy Laboratory) de los Estados Unidos realizó un experimento en el túnel de viento "NASA Ames Research Center 80 ft x 120 ft", el más grande del mundo en esa época, en donde se le realizaron pruebas al rotor *NREL Phase VI*, para velocidades de viento entre 5 y 25 m/s, y para una velocidad constante de 72 RPM.

Diferentes datos fueron obtenidos a partir de este experimento, sin embargo, el interés en este proyecto se centrará en la obtención del valor del torque, para los cuatro primeros casos del experimento, en donde se tienen en cuenta los siguientes valores de entrada:

Tabla 10.- Casos del experimento NREL Phase VI

Caso	Temperatura (ºC)	Densidad ($\frac{kg}{m^3}$)	RPM	V_∞ ($\frac{m}{s}$)
1	11.1	1.246	71.9	7
2	11	1.246	72.1	10
3	13.7	1.227	72.1	13
4	14.2	1.224	72.1	15

El rotor *NREL Phase VI* tiene 2 palas y tiene un diámetro exterior de 11.064 m. Todas las características de este rotor se encuentran en la tabla localizada en el Anexo 7.

6.1.1.- Generación de la geometría

Con los datos proporcionados por NREL, el primer paso del pre-procesamiento es el modelamiento en CAD del rotor. Diferentes opciones surgen a la hora de crear la geometría, sin embargo, en la Figura 58 se presenta una geometría relativamente sencilla.

Además del rotor, se debe realizar la geometría de simulación, es decir, el volumen de control, que determina las zonas por las que circulará el fluido. Investigaciones realizadas coinciden que con un

[9] No se profundiza en los conceptos de la Dinámica, únicamente se presentan los resultados obtenidos mediante este procedimiento.

volumen de control de medio cilindro envolvente alrededor de las palas, con un diámetro de 5 veces el diámetro del rotor y $5D$ hacia adelante y $10D$ hacia atrás de altura, es posible obtener resultados precisos (Ver Figura 59). Luego de lograr la generación de la geometría, el siguiente paso dentro del pre-procesamiento es dividir el dominio o volumen que ocupa el fluido en celdas discretas, lo que comúnmente se conoce como mallado.

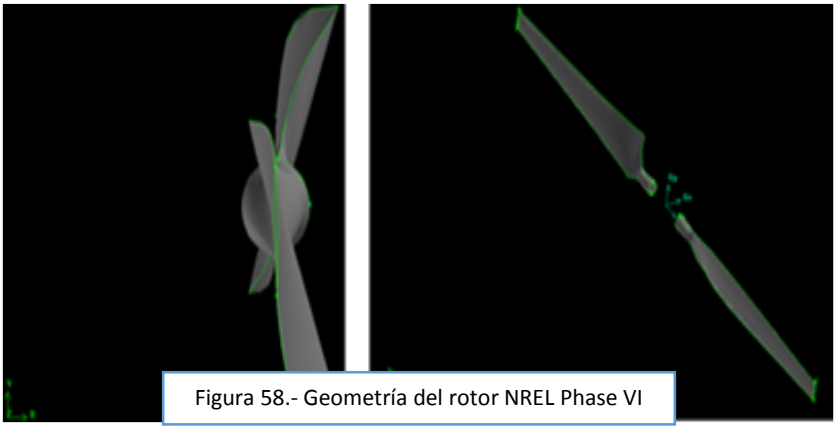


Figura 58.- Geometría del rotor NREL Phase VI

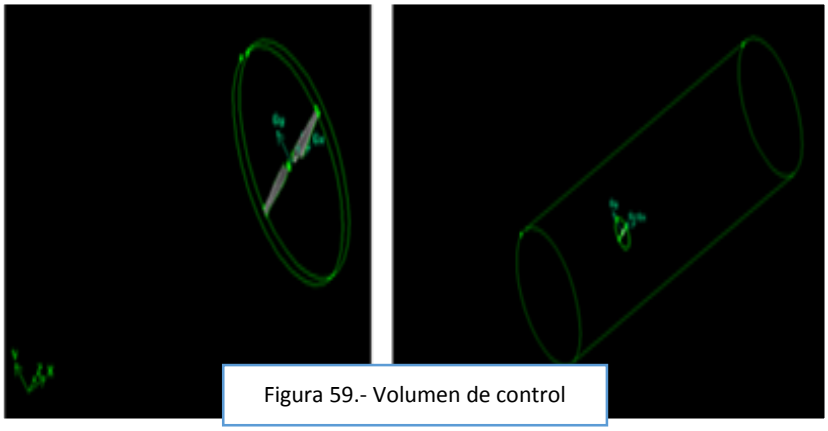


Figura 59.- Volumen de control

6.1.2.- Generación de la malla

Esta parte es quizás la más importante dentro del proceso, ya que la calidad del mallado influirá directamente en la precisión de los resultados. Antes de saber qué tipo de malla utilizar, qué elementos ubicar y en general de llegar a un mallado concreto, es necesario que una vez definida la geometría de simulación se estudien las condiciones del flujo en cuestión, para decidir cómo se definirán las condiciones de frontera y cómo se ubicarán los nodos o vértices de la malla en el flujo.

Para el caso tratado en este proyecto, el fluido con el que se trabaja es aire con las siguientes propiedades: 288 K de temperatura y a una presión de 760 mm de mercurio.

Tabla 11.- Propiedades del aire a analizar

Densidad	Viscosidad	Viscosidad cinemática
1.225 $\frac{kg}{m^3}$	1.79*10^{-5} kg/ms	1.46*10^{-5} kg/ms

La velocidad del rotor se calcula según las componentes tangencial y radial. La velocidad del aire de referencia según un valor intermedio es de 10 m/s, con una velocidad de rotación de 72 rpm y con el diámetro del rotor que es de 11.064 m. Entonces se tiene que:

$$V_{rotor} = \sqrt{(\frac{72}{60} * 2\pi * 11.064)^2 + 10^2} = 84.02 \frac{m}{s} \dots (Ecuación\ 108)$$

De esta manera es posible encontrar el número de Reynolds tomando la dimensión de la cuerda media aerodinámica del rotor de 0.485 m, lo que daría:

$$Re = \frac{(1.225)(84.02)(0.485)}{1.79 * 10^{-5}\ kg/ms} = 2.78 * 10^6 \dots (Ecuación\ 109)$$

De aquí se puede asumir que el flujo es turbulento debido al número de Reynolds.

De esta manera es posible analizar las fronteras del problema, que son:

- La superficie del rotor
- Las superficies del disco en el que se encierra el rotor
- La entrada del volumen de control
- La salida del volumen de control
- La superficie del volumen de control

El flujo alrededor de las palas del rotor es turbulento, por esto es necesario que al crear la malla muchos de los nodos queden ubicados cerca de la superficie del rotor. A la entrada del volumen de control se conoce la velocidad del aire y se sabe que el flujo tiene una turbulencia natural. A la salida del volumen de control no se sabe que cambios existen en el fluido, sin embargo, si se ubica este límite lejos de la influencia del rotor, es posible decir que la velocidad entre la entrada y la salida del volumen de control no varía. De esta manera se puede decir que la presión a la salida del volumen es igual a la de la entrada.

Luego de conocer la aproximación a la naturaleza del comportamiento del flujo es ahora posible iniciar con la construcción del modelo computacional de mallado.

Alejandro Fernández González en “Numerical Analysis of Wind Turbines Aerodynamics” realiza varias pruebas con diferentes tipos de mallado, y concluye utilizando triángulos, tipo “pave”, que determina una malla no estructurada, con un espaciamiento de 0.2 en la superficie de las palas, y aclara que se obtuvieron muy pocos elementos asimétricos. Cuando se utilizan triángulos, es ideal que sean lo más parecidos posibles a triángulos equiláteros, manteniendo un cambio de tamaño gradual. Para verificar esto, existen tres características mostradas en la Tabla 12.

Tabla 12.- Características de mallado

Relación de aspecto	Simetría de ángulos	Simetría de tamaño
$\boldsymbol{Q_{AR} = f * (\frac{R}{r})}$	$Q_{EAS} = max\left\{\frac{\theta_{max} - \theta_{eq}}{180 - \theta_{eq}}, \frac{\theta_{eq} - \theta_{min}}{\theta_{eq}}\right\}$	$Q_{EVS} = (\frac{S_{eq} - S}{S_{eq}})$

No se explicarán a detalle las formulas anteriores, puesto que en el proyecto únicamente me limito a presentar el mallado final del procedimiento.

El tamaño de los elementos de la malla, según el libro "An introduction of Computational fluids dinamics", se determina con el número de Reynolds que se encontró anteriormente, calculando el coeficiente de fricción de la siguiente manera:

$$C_{fricción} = \frac{0.079}{Re^{0.25}} = \frac{0.079}{(2.78 * 10^6)^{0.25}} = 0.00193 \dots (Ecuación\ 110)$$

Luego se calculan los esfuerzos cortantes dados por:

$$\tau = \frac{1}{2} * \rho V^2 * C_{fricción} = \frac{1}{2} * 1.225 * 75.55^2 * 0.00193 = 6.74\ Pa \dots (Ecuación\ 111)$$

Luego se calcula la velocidad de fricción así:

$$u = \sqrt{\frac{\tau}{\rho}} = \sqrt{\frac{6.74}{1.225}} = 2.38 \frac{m}{s} \dots (Ecuación\ 112)$$

Y finalmente el tamaño del elemento más pequeño permisible por la malla dado por:

$$\Delta v = \frac{y + v}{u} = \frac{50 * 1.46 * 10^{-5}}{2.38} = 3.06 * 10^{-4} \dots (Ecuación\ 113)$$

Este valor es el mínimo tamaño, pero se puede iniciar en hasta 10 veces el mismo, sin afectar de manera significativa la simulación.

Luego de realizar el mallado sobre las palas, el siguiente paso es mallar el volumen de control referente al disco contenedor de las palas. En este caso, es preciso utilizar una función de crecimiento que permite analizar los gradientes de velocidad y presión que son más intensos en la cercanía de las palas. Para encontrar la malla que mejor se adapte a los recursos físicos disponibles y a la solución del problema se hizo un estudio de calidad de malla. De esta manera, 4 mallas fueron construidas, de la cuales se obtuvieron el siguiente número de celdas y nodos (Tabla 13):

Tabla 13.- Mallas del NREL Phase VI

Malla	Número de celdas	Número de nodos
1	2060.409	392.712
2	4542.418	876.299
3	4946.213	920.079
4	8478.834	1569.968

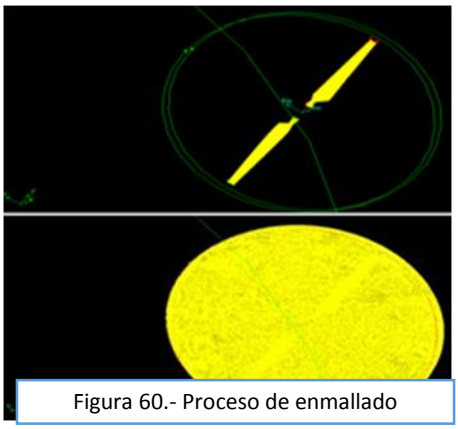


Figura 60.- Proceso de enmallado

De todos los resultados obtenidos, según el investigador Carlos Eduardo Motta Santana, la segunda malla, con la que se lograron los resultados de esta simulación, tomó 3 días para converger con un error del 2.7%. Ésta se enmalló utilizando la metodología descrita anteriormente, con un espaciamiento para la superficie de las palas de 14, para la superficie externa del disco rotativo de 60 y para el volumen de control de 1500 (Ver Figura 60).

Para resolver las ecuaciones del flujo, es necesario definir las condiciones de frontera. Estas se deben definir en la geometría y en términos de la malla que se ha realizado, lo que definiría a las fronteras como una colección de celdas o elementos. Con los datos obtenidos hasta el momento se pueden visualizar las condiciones de frontera en las Figuras 61 y 62.

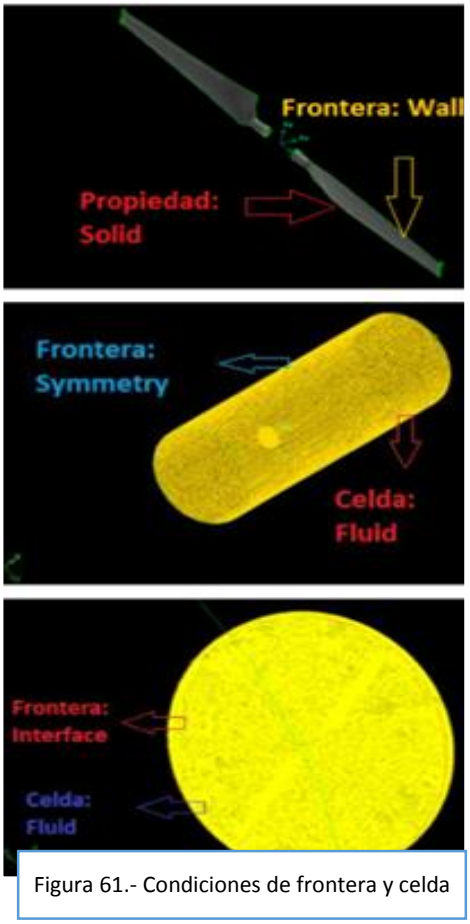


Figura 61.- Condiciones de frontera y celda

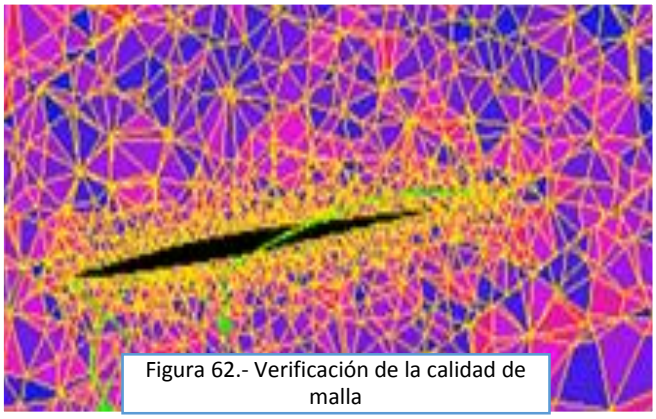


Figura 62.- Verificación de la calidad de malla

6.1.3.- Procesamiento

Luego de lograr el mallado, el siguiente paso lleva a la utilización de un segundo software (ANSYS) que resolverá las ecuaciones que rigen el movimiento de los fluidos. Estas ecuaciones se derivan del conocimiento de la conservación de la masa y del momentum.

Lo que hace el programa es, a través de métodos numéricos, generar modelos matemáticos y un proceso iterativo, que permita llegar a una aproximación del comportamiento del fluido en la situación planteada.

De igual manera que en los apartados anteriores, en esta sección únicamente se explicarán los pasos a seguir para la obtención de los resultados a partir de las ecuaciones anteriormente mencionadas. Esta parte también se obtuvo de la investigación hecha en la Universidad de San Buenaventura. No se adjuntan imágenes puesto que haría más extenso el trabajo.

Para la simulación final deberán tomarse en cuenta los siguientes factores:

1) Toda la simulación debe realizarse en 3D.
2) Es importante revisar la escala de la malla, que sea la misma que maneja ANSYS (proceso de escalamiento).
3) Se deberán unir las interfaces que se eligieron en el modelamiento y mallado anterior.
4) Las fuerzas que se estudian son debidas a la viscosidad y a la presión, además, se considera al aire que circunda al rotor como incompresible, es decir, su densidad no cambia.
5) Recordemos que estamos trabajando con un flujo turbulento y que el volumen de control es en su mayoría no rotacional.
6) El modelo que más será utilizado será el de viscosidad.
7) Se deberá tener especial cuidado al elegir el fluido a usar y sus características, al igual que las condiciones de operación.

Luego de esto se definen los valores para las condiciones de frontera. Los valores de referencia dados desde la velocidad de entrada, tomando como referencia el disco giratorio, se relacionan a continuación:

Tabla 14.- Valores de referencia

Parámetro	Valor de referencia
Área	96.14 m^2
Densidad	1.225 $\frac{kg}{m^3}$
Longitud	5.532 m
Presión	101.325 kPa
Temperatura	284.25 K
Velocidad	Según sea el caso

Se tiene que definir la velocidad de entrada en la frontera correspondiente, asignando el vector con la magnitud del caso a estudiar; sea 7 m/s, 10 m/s, 13 m/s o 15 m/s.

Luego de que ANSYS finalice el cálculo programado, primero que todo, se hace necesario revisar la convergencia de los resultados por medio de los residuos obtenidos. Idealmente, éstos deben llegar a cero para que una solución converja correctamente; una solución aceptable está en el orden de residuos de 10^{-5} .

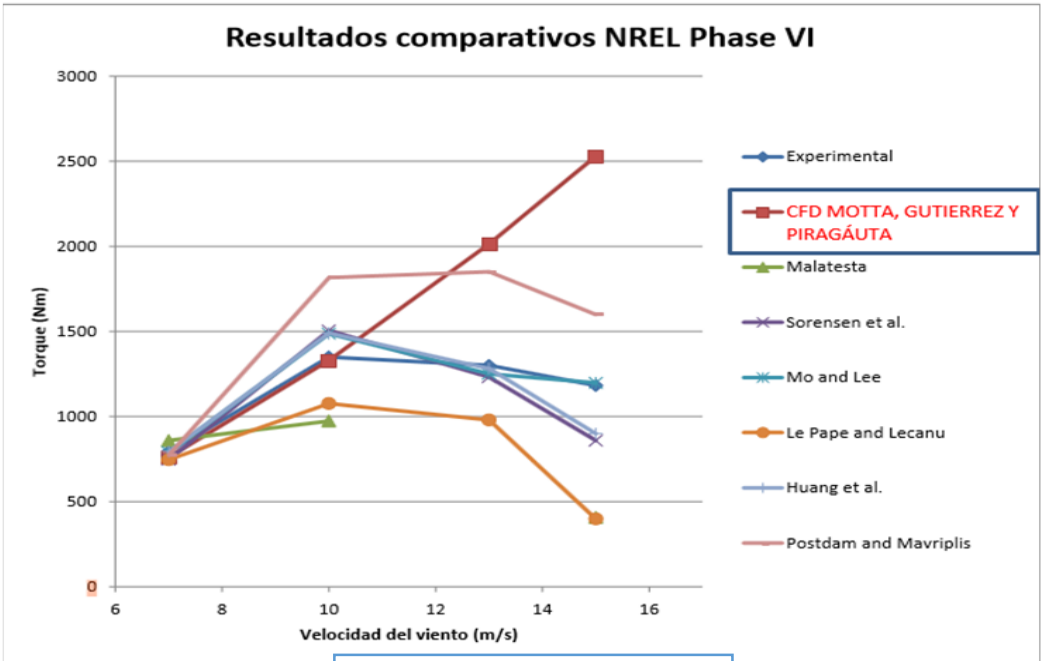
La Gráfica 19 y la Tabla 15, muestran la comparación entre los valores de torque obtenidos experimentalmente y los encontrados mediante las simulaciones realizadas. Igualmente se presentan los resultados de trabajos anteriores para el mismo problema.

La comparación de los resultados obtenidos con los datos experimentales, deja ver claramente dos áreas de comportamiento del rotor. La primera es antes de la pérdida para las velocidades de 7 m/s y 10 m/s en donde la metodología propuesta predice de manera precisa el torque de la turbina. La segunda, para la cual el resultado se desvía demasiado de los datos experimentales, es la fase de pérdida para velocidades de 13 m/s y 15 m/s.

El interés de este proyecto es crear la metodología para simular los rotores Jober y Gaviotas MV2E, así como los rotores diseñados, por lo que el área de comportamiento que concierne es la de antes de la pérdida, siendo la metodología adecuada para los requerimientos del proyecto. Y a partir de eso, visualizar que tipo de rotor será el que resulte mejor.

Tabla 15.- Resultado de simulaciones para el rotor NREL Phase VI

Velocidad	Experimental	CFD	Malatesta	Sorensen	Mo and Lee	Le Pape and Lecanu	Huang et al.	Potsdam and Mavriplis
7	793.7823	761.7	859.0673	747.1502	790.6735	747.1502	792.7013	775.1295
10	1350.259	1330.121	974.0932	1505.6994	1487.0466	1076.6839	1490.1554	1816.5803
13	1300.5181	2014.22		1232.1243	1250.7772	980.3108	1281.8652	1850.777
15	1182.3834	2529.12	408.2901	859.0673	1197.9274	398.9637	899.4818	1598.9637



Gráfica 19.- Resultados comparativos

Como se observa en la Gráfica 19, todos los trabajos realizados presentan cierta discrepancia con respecto a los resultados experimentales de entre el 2% y el 50%. Todos los autores llegan a la misma

conclusión de que los software que existen para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes, tienen dificultad al capturar los efectos de separación de flujo a la velocidad de perdida.

Además de esto, la falta de recurso físico computacional, que permita realizar mallas más precisas y finas en las cercanías a la pala es un factor determinante, ya que es allí en donde debe capturarse el desprendimiento de la capa límite. A pesar de la discrepancia, es un gran avance que debe ser retomado por estudios posteriores, para lograr una metodología que describa completamente el comportamiento de los rotores eólicos.

6.2.- Simulación de rotores Jober y Gaviotas MV2E

Tal y como se hizo en el apartado anterior, se procede a realizar la simulación de los rotores Jober y Gaviotas MV2E (dos por cada rotor) a través de la cual será posible determinar la eficiencia de los rotores.

El parámetro que se modificó en cada caso fue la relación de velocidades en la punta, que se denota por λ.

1. Se simuló el punto λ=1, donde el coeficiente de torque y el coeficiente de potencia son iguales.
2. Los otros casos, para Jober λ = 1.20 y para Gaviotas λ = 1.60, son puntos en los que se tiene información de datos experimentales y fue el punto de diseño que usaron los fabricantes a la hora de realizar su rotor.

A continuación se describen los pasos más relevantes del proceso:

- Geometría: De acuerdo con la información que se encuentra sobre los rotores se puede proceder a la generación de la geometría de los dos rotores (Ver Figura 63).

Figura 63.- Rotor Jober (izquierda) y rotor Gaviota (derecha)

- El procedimiento para la generación de la geometría de enmallado y la malla se omiten en este caso. Para el procesamiento, los valores de referencia aparecen en la Tabla 16, los casos simulados se presentan en la Tabla 17.

Tabla 16.- Valores de referencia Jober y Gaviotas		
Característica	**Jober**	**Gaviotas MV2E**
Área	4.9087 m^2	3.30 m^2
Densidad	1.225 $\frac{kg}{m^3}$	1.225 $\frac{kg}{m^3}$
Longitud	1.25 m	1.025 m
Presión	101.325 kPa	101.325 kPa
Temperatura	288.15 K	288.15 K
Velocidad	5 m/s	5 m/s

Tabla 17.- Parámetros Jober y Gaviotas						
	Jober			**Gaviotas**		
Caso	λ	$V_\infty\ (m/s)$	$\Omega\ (rad/s)$	λ	$V_\infty\ (m/s)$	$\Omega\ (rad/s)$
1	1	5	4	1	5	4.87
2	1.20	5	4.8	1.6	5	7.95

- Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 18, los cuales entran en el límite teórico de Betz.

Tabla 18.- Resultados obtenidos del rotor Jober y Gaviotas								
		Jober			**Gaviotas**			
Caso	λ	$V_\infty\ (m/s)$	Ct	Cp	λ	$V_\infty\ (m/s)$	Ct	Cp
1	1	5	0.272	0.272	1	5	0.222	0.222
2	1.20	5	0.291	0.349	1.6	5	0.237	0.379

6.3.- Rendimiento de rotores Jober y Gaviotas MV2E

Una de las más importantes características de un rotor para aerobomba son las curvas de potencia-velocidad y torque- velocidad, estas curvas dependen de la velocidad del viento.

Para poder diagramar estas curvas es necesario revisar los conceptos de velocidad específica, que se define como la relación entre la velocidad en la punta del alabe y la velocidad del viento (Ecuación 114). La velocidad específica de diseño (λd) es el valor de λ para el cual el Cp es el máximo.

$$\lambda = \frac{\Omega R}{v} \dots (Ecuación\ 114)$$

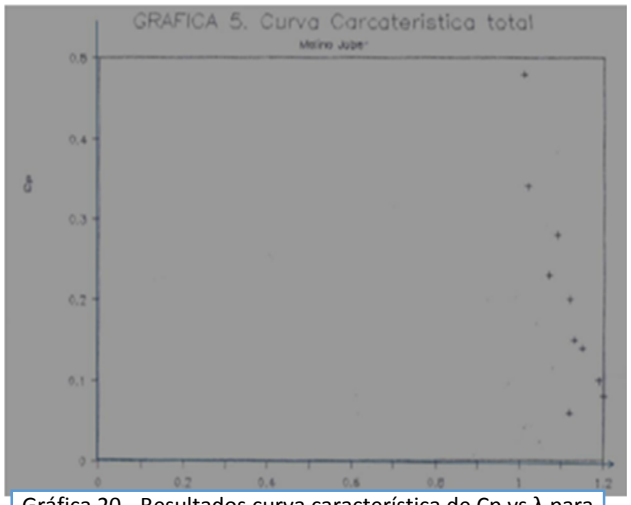
El coeficiente de torque es la relación entre el torque entregado por el rotor eólico y el torque de referencia proveniente del aire (Ecuación 115).

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} * \rho V^2 AR} \dots (Ecuación\ 115)$$

6.3.1.- Rendimiento experimental

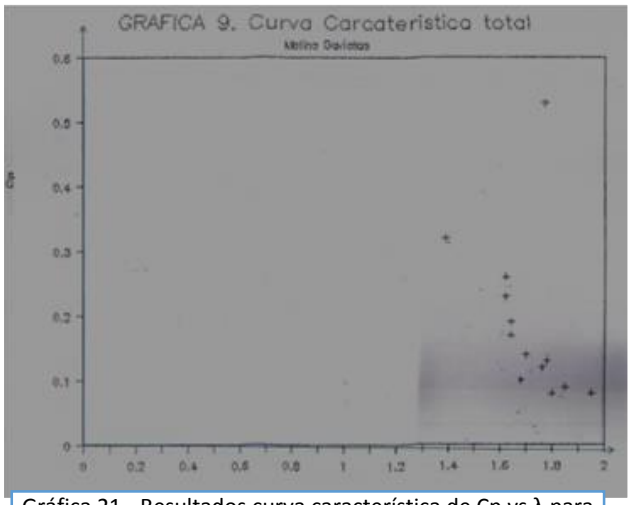
Para encontrar las curvas características de Cp vs λ de los rotores estudiados en este proyecto se tomaron resultados experimentales para los rotores Jober y Gaviotas MV2E, de la tesis "Adquisición, instalación y prueba de molinos de viento existentes en el mercado" de la Universidad Nacional de

Colombia. A continuación se muestran las gráficas escaneadas y las tablas con los valores correspondientes:



Gráfica 20.- Resultados curva característica de Cp vs λ para el rotor Jober

Tabla 19.- Resultados curva características de Cp vs λ para el rotor Jober		
	λ	***Cp***
1	1.00924	0.482981
2	1.02041	0.347123
3	1.06838	0.234501
4	1.09087	0.285027
5	1.11827	0.205652
6	1.11871	0.0637655
7	1.1329	0.15443
8	1.15007	0.143391
9	1.19237	0.104254
10	1.20193	0.0837805



Gráfica 21.- Resultados curva característica de Cp vs λ para el rotor Gaviotas

Tabla 20.- Resultados curva características de Cp vs λ para el rotor Gaviotas		
	λ	***Cp***
1	1.38153	0.482981
2	1.61288	0.347123
3	1.61361	0.234501
4	1.6299	0.285027
5	1.63553	0.205652
6	1.67295	0.0637655
7	1.695	0.15443
8	1.75419	0.143391
9	1.75699	0.104254
10	1.77694	0.0837805
11	1.79351	0.0887962
12	1.84178	0.0996796
13	1.94165	0.0894288

Una vez obtenido los valores de Cp para cada uno de los rotores, mediante el uso de la Ecuación 116 se pueden hallar los valores de Ct para cada uno de los λ utilizados en las curvas características de la siguiente manera:

$$C_T = \frac{C_p}{\boldsymbol{\lambda}} \ldots (Ecuación\ 116)$$

En las Tablas 21 y 22 se presentan los resultados de los coeficientes de torque para cada tipo de rotor.

Tabla 21.- Resultados curva características de Ct vs λ para el rotor Jober		
	λ	Ct
0	0	0.27777778
1	1.00924	0.47855911
2	1.02041	0.34017993
3	1.06838	0.21949213
4	1.09087	0.26128411
5	1.11827	0.18390192
6	1.11871	0.05699913
7	1.1329	0.13631388
8	1.15007	0.12468024
9	1.19237	0.08743427
10	1.20193	0.06970497

Con los valores encontrados para Cp y Ct se pueden realizar las gráficas de las curvas características por medio de regresiones no lineales.

No se presentan en este trabajo las gráficas de las curvas características, sin embargo, a continuación se exponen las ecuaciones que permiten acercarnos al comportamiento de cada una de ellas, dependiendo del rotor analizado.

- Coeficiente de potencia (Jober):

$$y(x) = 0.3916e^{-\ln(2)*\frac{(x-0.9417)^2}{0.1767^2}} \dots (Ecuación\ 117)$$

- Coeficiente de torque (Jober):

$$y(x) = -1.4794 * \frac{x - 1.2353}{0.9453^2 * \left(1 + \frac{(x-1.2353)^2}{0.9453^2}\right)} \dots (Ecuación\ 118)$$

- Coeficiente de potencia (Gaviotas):

$$y(x) = 0.3505e^{-\ln(2)*\frac{(x-1.2575)^2}{0.4157^2}} \dots (Ecuación\ 119)$$

- Coeficiente de torque (Gaviotas):

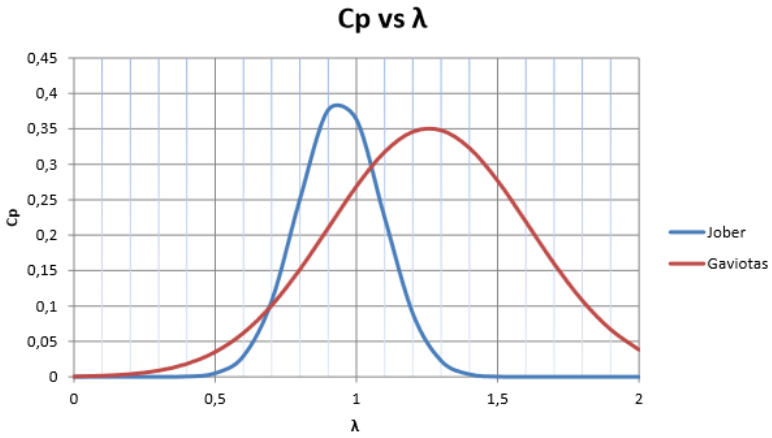
$$y(x) = -1.2668 * \frac{x - 1.9041}{1.5244^2 * \left(1 + \frac{(x-1.9041)^2}{1.5244^2}\right)} \dots (Ecuación\ 120)$$

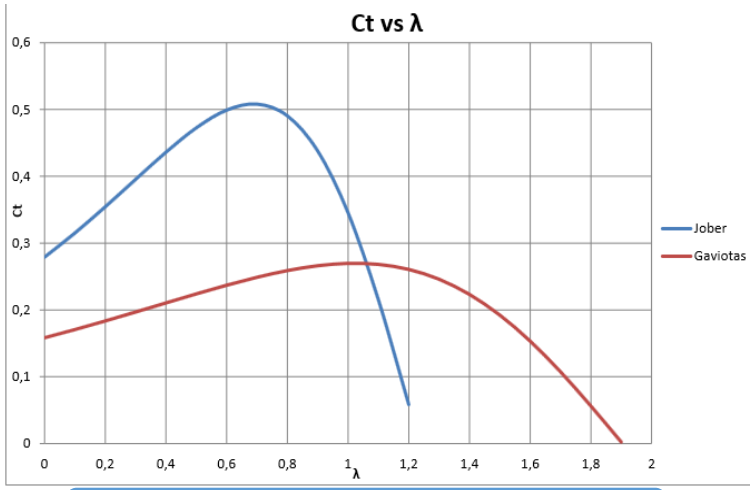
Tabla 22.- Resultados curva características de Ct vs λ para el rotor Gaviotas		
	λ	Ct
0	0	0.15625
1	1.38153	0.23766621
2	1.61288	0.16645442
3	1.61361	0.14785295
4	1.6299	0.12217989
5	1.63553	0.10871766
6	1.67295	0.06553453
7	1.695	0.08741475
8	1.75419	0.0742622
9	1.75699	0.30629258
10	1.77694	0.0.078773
11	1.79351	0.04950973
12	1.84178	0.05412134
13	1.94165	0.04605815

Para verificar la veracidad de los modelos expuestos se deben revisar tres condiciones que deben cumplir las curvas para ajustarse a la realidad:

1) El límite de Betz se debe respetar, es decir, el coeficiente de potencia no deberá superar el valor de 0.593.
2) Revisar el cumplimiento de la Ecuación 116.
3) El valor máximo de Ct se da a una λ menor que el λd.

Tabla 23.- Características experimentales de rotores Jober y Gaviotas		
Característica	**Jober**	**Gaviotas**
λd	0.94	1.25
$Cp\ máx$	0.39	0.35
$Ct\ máx$	0.51	0.27
$Ct, \lambda = 0$	0.2777	0.1562





Gráficas 22.- Comparación de curvas características

Si comparamos las curvas características de los rotores (Gráficas 22) podemos observar que la curva Cp del rotor Jober esta desplazada más hacia la izquierda, en relación con la curva característica del rotor Gaviotas, lo cual es mejor para labores de aerobombeo.

También se aprecia que la curva Cp del rotor Jober alcanza un mayor valor de $Cpmáx$, es decir, el rotor Jober aprovecha más la energía proveniente del viento.

La única desventaja del rotor Jober frente al rotor Gaviotas es que su rango de operación en término de velocidades específicas es considerablemente menor.

6.3.2.- Rendimiento teórico

Para analizar teóricamente a los rotores primeramente se estudian los perfiles con algunas herramientas computacionales. Luego de esto, se trata de aplicar la teoría del elemento de pala, utilizando la capacidad matemática de Excel. Finalmente se analizan los resultados comparando las ventajas y desventajas de los rotores presentados.

6.3.2.1.- Análisis de perfiles

Abordaremos primeramente al perfil Jober. Debido a que no hay información confiable sobre la geometría del perfil que usa el rotor Jober, se procede a obtener esta información por medio de una fotografía del perfil tomada de estudios anteriores realizados a este rotor (Ver Figura 64).

A través de un programa de cómputo, especializado en modelación, puede obtenerse un perfil aproximado a partir de la fotografía, el cual se muestra en la Figura 65. Una vez modelado el perfil en dos dimensiones es posible conocer sus características geométricas (Tabla 24).

Figura 64.- Perfil del rotor Jober

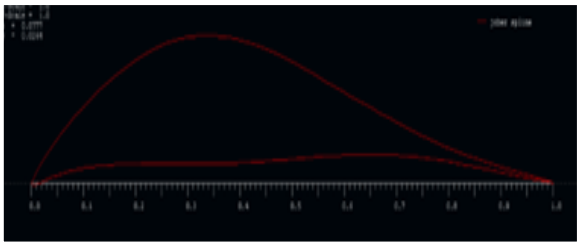


Figura 65.- Jober Splinefoil

Tabla 24.- Comparación de datos del perfil Jober		
Perfil Jober	**Investigación 1**	**Perfil Jober spline**
Máxima combadura (%C)	8.3	8.15
Localización máxima combadura (%C)	33.8	34.7
Máximo espesor (%C)	6.1	12.62
Localización máximo espesor (%C)	21.2	33.2

Podemos percatarnos que la sección de la pala de la Investigación 1 no es totalmente confiable y se utilizará entonces el análisis con los datos encontrados por medio de la foto del perfil, ya que es esa la geometría real del perfil Jober (o al menos una aproximación).

Después de obtener la geometría real del perfil se procede a encontrar los coeficientes de sustentación y de arrastre, los cuales está en función del ángulo de ataque y son los parámetros más importantes que caracterizan a un perfil aerodinámico. Para el cálculo también se utiliza un programa de simulación donde los valores de entrada son los siguientes:

- Número de Reynolds.

Debe de encontrarse un Reynolds mínimo y uno máximo. Los valores de ρ y μ tomarán sus valores correspondientes a nivel del mar. La cuerda tiene un valor de 0.238 m (Ver Anexo 8), y la velocidad nominal del fluido, en este caso el viento, se tomará como 5 m/s (mínimo) y 7 m/s (máximo).

$$Re = \frac{(1.225)(5)(0.238)}{0.00001789} = 81{,}484.069 \quad \text{Y} \quad Re = \frac{(1.225)(7)(0.238)}{0.00001789} = 114{,}077.697 \ldots (Ecuaciones\ 121)$$

Aunque se toma como valor intermedio un Reynolds de 100,000.

- Número de Mach.

El número de Mach se calcula con la Ecuación 122:

$$Mach = \frac{v}{v_c} \ldots (Ecuación\ 122)$$

Donde:

$v = velocidad\ del\ fluido$
$v_c = velocidad\ del\ sonido$

Tomando la velocidad del sonido a nivel del mar (343 m/s), y una velocidad del viento nominal de 5 m/s, elegida con el fin de simplificar los resultados, tenemos un número de Mach de 0.0145.

- Ángulos de ataque.

Este análisis se hace en rangos de ataque que van de 0 hasta 45 grados en incrementos de 1 grado.

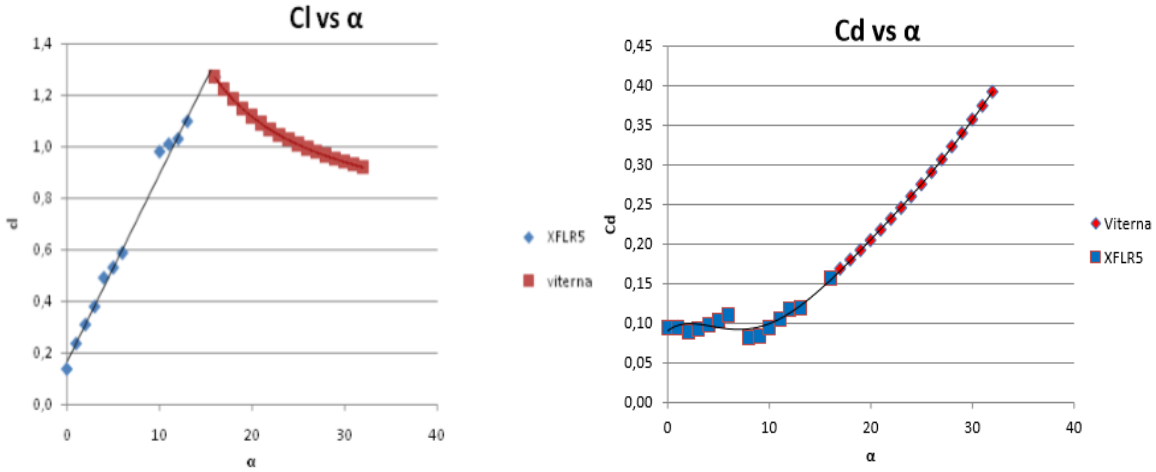
Los coeficientes que se obtienen a partir de este programa son demasiados y solo complicaría el entendimiento de la simulación. Algo que se debe rescatar de estos resultados, si recordamos la Gráfica 13 presentada en el apartado *4.6.3.1.- Teoría de perfiles aerodinámicos,* el comportamiento de los coeficientes es lineal antes de entrar en la zona de pérdida, y una vez en esta zona, su comportamiento es inestable.

Los resultados que el programa genera no son lineales y en la zona de pérdida son inmensamente inestables. Se pueden calcular teóricamente todos los coeficientes de sustentación y de arrastre, sin embargo, diferentes estudios han comparado los datos computacionales con datos experimentales y se ha encontrado que los resultados computacionales, antes del ángulo de pérdida, son más confiables que los que están por encima del mismo ángulo. Algunos investigadores infieren que este tipo de resultados atípicos se deben a la operación a un bajo número de Reynolds.

Para tener un análisis completo y poder determinar el rendimiento del rotor con precisión es necesario determinar el comportamiento del perfil luego de entrar en perdida. Un método alternativo para calcular los coeficientes de arrastre y sustentación en esta zona, son las ecuaciones de Viterna (Ecuaciones 123).

$$Cl = 0.5913 * sin2\alpha + 0.2852 * \frac{cos^2\alpha}{sin\alpha}$$
$$Cd = 1.1826 * sin^2\alpha + 0.071 * cos\alpha \ldots (Ecuaciones\ 123)$$

Para el perfil del rotor Jober, los coeficientes calculados y complementados con las ecuaciones de Viterna se muestran en las Gráficas 23:



Gráficas 23.- Cl y Cd vs α perfil Jober, Número de Reynolds 100,000.

A través de regresiones no lineales se pueden obtener las ecuaciones que rigen el comportamiento del perfil, estos datos serán usados para calcular el rendimiento del rotor:

$$Cl_{perfil\ Jober} = 0.0725474884604941\alpha + 0.168846538148249 \quad para\ 0º < \alpha < 16º$$

$$Cl_{perfil\ Jober\ Ecuación\ de\ Viterna} = 0.5913 * sin2\alpha + 0.2852 * \frac{cos^2\alpha}{\sin\alpha} \quad para\ 16º < \alpha < 90º$$

$$Cd_{perfil\ Jober} = (-4 * 10^{-9}\alpha^6) + (4.58 * 10^{-7}\alpha^5) - (2 * 10^{-5}\alpha^4) + (4.1 * 10^{-4}\alpha^3) - (3.4 * 10^{-3}\alpha^2) + (9.8 * 10^{-3}\alpha) + 0.0905$$
$$para\ 0º < \alpha < 90º \ldots (Ecuaciones\ 124)$$

Para el rotor Gaviotas se realiza un procedimiento similar. Se extraen las coordenadas del perfil a partir de una fotografía, siguiendo el mismo procedimiento explicado para el perfil Jober.

Usando el mismo programa de cómputo puede obtenerse un perfil aproximado a partir de la fotografía, el cual se muestra en la Figura 66. Una vez modelado el perfil en dos dimensiones es posible conocer sus características geométricas (Tabla 25).

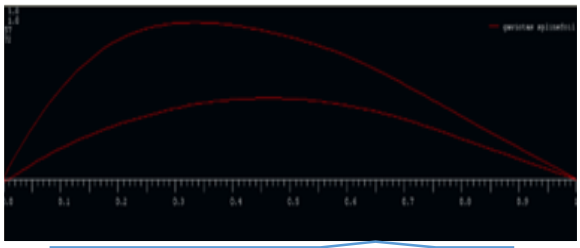


Figura 66.- Gaviotas Splinefoil

Tabla 25.- Comparación de datos del perfil Gaviotas

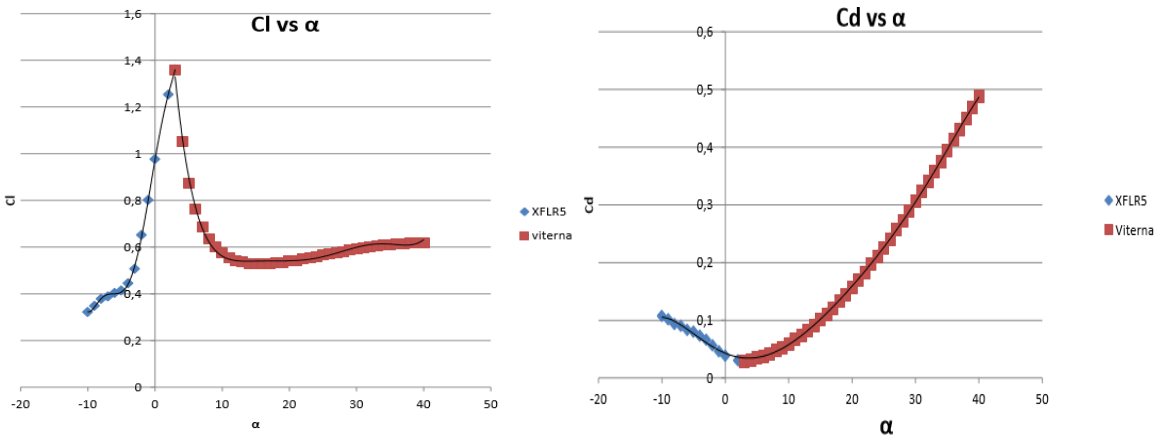
Perfil Jober	Investigación 1	Perfil Gaviotas spline
Máxima combadura (%C)	11	12.09
Localización máxima combadura (%C)	41.2	38.60
Máximo espesor (%C)	5.14	9.04
Localización máximo espesor (%C)	-	33.2

Nuevamente existe una diferencia en los valores de espesor obtenidos y los datos conseguidos durante la investigación inicial. Para la obtención de los coeficientes se utiliza el mismo número de Reynolds y Mach, sin embargo, el ángulo de ataque varía de -10º a 40º.

Se presentan nuevamente comportamientos atípicos en los coeficientes. Para solucionar este problema volvemos a aplicar un método alternativo (ecuaciones de Viterna) para calcular dichos coeficientes en la zona problemática. En las Ecuaciones 125 se ejemplifica lo dicho anteriormente:

$$Cl = 0.5669 * sin2\alpha + 0.0683 * \frac{cos^2\alpha}{sin\alpha}$$
$$Cd = 1.1338 * sin^2\alpha + 0.0265 * cos\alpha \ldots (Ecuaciones\ 125)$$

Para el perfil del rotor Gaviotas, los coeficientes calculados y complementados con las ecuaciones de Viterna se muestran en las Gráficas 24:



Gráficas 24.- Cl y Cd vs α perfil Gaviotas, Número de Reynolds 100,000.

A través de regresiones no lineales se pueden obtener las ecuaciones que rigen el comportamiento del perfil, estos datos serán usados para calcular el rendimiento del rotor:

$$Cl_{perfil\ Gaviotas} = (6.2 * 10^{-6}\alpha^6) + (1.2 * 10^{-4}\alpha^5) + (3.4 * 10^{-4}\alpha^4) - (4.1 * 10^{-3}\alpha^3) - (7.3 * 10^{-3}\alpha^2) + (0.16 * \alpha) + 0.9736$$
$$para -10º < \alpha < 3º$$

$$Cl_{perfil\ Gaviotas\ Ecuación\ de\ Viterna} = 0.5669 * sin2\alpha + 0.0683 * \frac{cos^2\alpha}{\sin\alpha} \quad para\ 16º < \alpha < 90º$$

$$Cd_{perfil\ Gaviotas} = (-4.9 * 10^{-10}\alpha^6) + (5.13 * 10^{-8}\alpha^5) - (1.79 * 10^{-6}\alpha^4) + (1.6 * 10^{-5}\alpha^3) + (5.7 * 10^{-4}\alpha^2) - (4.5 * 10^{-3}\alpha + 0.042$$
$$para\ 0º < \alpha < 90º \ldots (Ecuaciones\ 126)$$

6.3.3.- Desarrollo de la teoría BEM

El resultado de las aproximaciones de las teorías de momento y elemento de pala se puede combinar en lo que se conoce como "Blade Element Momentum Theory" (BEM). Este análisis, como se había visto antes, incluye:

- Teoría del momento y el elemento de pala.
- Características del rendimiento incluyendo pérdidas por wake rotation, arrastre, límite de Betz y pérdidas en la punta.

Pero, ¿Cuál sería el procedimiento si deseo programar la teoría BEM? En el libro "Applied Aerodynamics of Wind Pumping Machines" se enlista una serie de pasos a desarrollar, con un software especial, para la solución de las Ecuaciones 106.

1) El primer paso consiste en dividir la pala en un número de secciones, el cual puede tomarse de 100, con el fin de tener facilidad al presentar los resultados.

2) Debe estudiarse con sumo cuidado las Figuras 53 y 54 en la sección "*4.6.3.2.- Teoría del elemento de pala*".
3) Tenemos que encontrar la velocidad tangencial para cada sección, $U = \Omega r$. Donde U es la velocidad angular (rad/s) y r es el radio de la sección de la pala a analizar.
4) Posteriormente se calcula W (Ecuación 87), φ y α (Ecuaciones 88), los cuales toman valores diferentes en cada sección de la pala.
5) Lo siguiente es encontrar Cl y Cd para cada ángulo correspondiente a la sección de la pala. Para esto es necesario hacer uso de las Ecuaciones 124 y 125.
6) Una vez calculados los coeficientes anteriores, se puede calcular la sustentación y arrastre que aporta cada sección mediante la Ecuación 91 y 92.
7) Adicional a esto es posible hallar la distribución de fuerzas sobre cada pala, con el fin de evidenciar el aporte de cada sección a la generación de torque, eso se logra con la Ecuación 89 y 90.
8) Deben tomarse en cuenta, en estos cálculos, los factores de inducción axial y angular.
9) Para calcular dichos factores debe calcularse la solidez de la cuerda $\sigma_r = \frac{Nc}{2\pi r}$.
10) Calcular el factor de corrección (Ecuación 107).
11) De tal manera que los factores de inducción axial y angular quedan, respectivamente, de la siguiente manera:

$$a = \frac{1}{1 + \frac{4Fsin^2\varphi}{\sigma_r Clcos\varphi}} \quad y \quad a' = \frac{1}{2}\sqrt{1 + \frac{4}{\lambda_r^2}a(1-a) - 1b^2} \ldots (Ecuaciones\ 127)$$

Una vez que el procedimiento anterior se ha llevado a cabo pueden obtenerse una serie de figuras y gráficas que permiten entender y visualizar de una manera más clara la eficiencia de estos tipos de rotores.

En la Figura 67 se muestra la distribución de fuerzas axiales y tangenciales generadas en los rotores Jober y Gaviotas. Las fuerzas tangenciales son las que contribuyen a la generación del torque y deben ser integradas para encontrar el valor total del torque para el rotor.

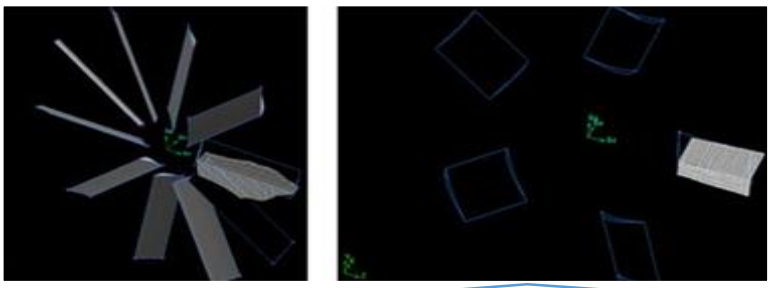
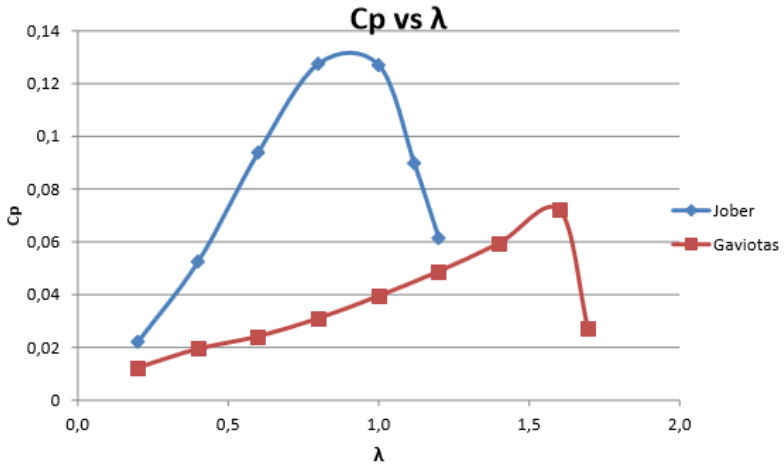


Figura 67.- Distribución de fuerzas tangenciales y axiales del rotor Jober (izquierda) y Gaviotas (derecha)

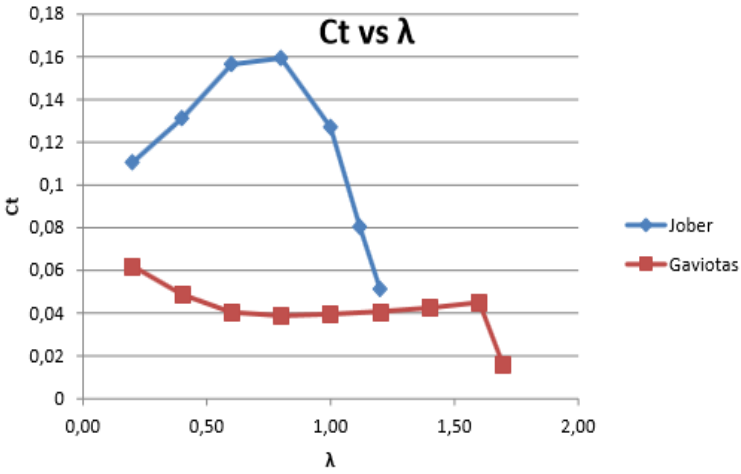
Una vez que se tienen los coeficientes, tanto de potencia como de torque, es preferible graficar cada resultado para ser destinado a la comparación. Analizando las curvas teóricas del rendimiento de los rotores se puede observar una ventaja considerable del rotor Jober sobre el rotor Gaviotas.



Gráfica 25.- Cp vs λ para rotores Jober y Gaviotas

En la Gráfica 25 se evidencia como el rotor Jober alcanza un Cp máximo mucho mayor en una velocidad especifica de diseño mucho menor que la lograda por el rotor Gaviotas.

En cuanto al coeficiente de torque (Gráfica 26), se pueden ver dos características importantes que le dan la ventaja al rotor Jober en labores de aerobombeo, una de ellas es el coeficiente de torque de entrada, el cual es mayor al del rotor Gaviotas y en el misma velocidad específica, por otro lado, el coeficiente de torque máximo es considerablemente mayor y se alcanza a una velocidad específica menor a la del rotor Gaviotas.



Gráfica 26.- Ct vs λ para rotores Jober y Gaviotas

Se llega entonces a la misma conclusión a la hora de comparar los rotores entre sí. El rotor Jober presenta mejores condiciones de diseño para cumplir funciones de aerobombeo.

Tabla 26.- Resumen de las características teóricas de los rotores Jober y Gaviotas

Característica	Rotor Jober	Rotor Gaviotas
λd	0.93	1.6
$Cpmáx$	0.13	0.075
$Ctmáx$	0.16	0.045

6.4.- Propuesta de diseño futuro

Conociendo las ventajas y desventajas de los rotores Jober y Gaviotas es posible proponer nuevos diseños, los cuales deberán ser evaluados en sus características de rendimiento, para poder escoger después el más indicado para cumplir con el objetivo propuesto.

Estos diseños deberán seguir la línea de una base de diseño, en la cual se definirán los parámetros iniciales (r, λd y número de palas) según las características estudiadas anteriormente y la metodología de diseño propuesta, en donde se formula paso a paso como lograr el diseño final del rotor.

6.4.1.- Conceptos previos

En esta parte del proyecto se define primeramente el diseño base. Debe destacarse que las variaciones que se hagan entre diseños propuestos deberán ser a partir del proceso de selección del perfil, tomando como base la de los rotores Jober y Gaviotas.

1) El primer paso consiste en determinar las dimensiones del rotor requeridas para las condiciones y la potencia resultante deseada que dependerán del establecimiento formal de la bomba. Inicialmente se calcula la potencia que se obtiene de los rotores Jober y Gaviotas de la siguiente manera:

$$P = \frac{1}{2} Cp * \eta \rho \pi r^2 V^3 \ldots (Ecuación\ 128)$$

Donde:

$P = Potencia\ de\ entrada\ al\ rotor$
$Cp = Coeficiente\ de\ potencia$
$\eta = Eficiencia\ mecánica\ (0.9\ es\ el\ valor\ esperado)$
$\rho = Densidad\ del\ fluido, el\ viento$
$r = Radio\ del\ rotor$
$V = Velocidad\ esperada\ del\ viento$

Para Jober:

$$P = \frac{1}{2}(0.26) * (0.9)(1.225)\pi(1.25)^2 5^3 = 87.9431\ Watts \ldots (Ecuación\ 129)$$

Para Gaviotas:

$$P = \frac{1}{2}(0.38) * (0.9)(1.225)\pi(1.025)^2 5^3 = 86.4250\ Watts \ldots (Ecuación\ 130)$$

De esta manera, para mejorar el rendimiento de estos dos rotores se establece un valor de potencia de salida arbitrario[10] en $110\ watts$, y con un coeficiente inicial Cp de 0.4, el cual es un valor que se encuentra dentro de los rangos de los rotores para aerobombas, y que supera los valores de Cp para los rotores Jober y Gaviotas.

[10] Dicha potencia deberá quedar especificada y acotada cuando se tengan todas las especificaciones de la bomba. En este apartado se utiliza una potencial cualquiera para ejemplificar el proceso, lo cual no significa que esa potencia deberá ser la utilizada.

2) Consecuentemente, es posible determinar el diámetro del área barrida del rotor, que deberá conservarse para obtener la potencia elegida. Se despeja r de la Ecuación 128:

$$r = \sqrt{\frac{110}{0.4 * 0.9 * 1.225 * 0.5 * \pi * 5^3}} = 1.1271\ m \ldots (Ecuación\ 131)$$

El nuevo diámetro del área barrida es: $2.2542\ m$
El área barrida es: $3.9909\ m^2$

3) Posteriormente se determina el diámetro externo e interno del rotor. De esta manera se elige un radio interno de 0.1352 m, el cual es el 12% de la longitud del radio inicial, y se calcula el nuevo radio externo:

$$A_s = \pi * \left(r_e^2 - r_i^2\right) \ldots (Ecuación\ 132)$$

Donde el radio externo es de: $1.1351\ m$
En conclusión, el diámetro interno es de $0.2704\ m$ y el externo es de $2.2702\ m$.

4) El siguiente paso es escoger un λd que, para labores de bombeo, se escogen dentro de un rango de 1 a 3 con los cuales se obtiene un elevado torque. A menores valores de λd para una velocidad de viento designada, menores velocidades rotacionales, generando mayor torque. Se escogerá entonces un valor de $\lambda d = 1$.

5) A continuación se hace la elección del número de alabes a utilizar en el rotor, el cual se hace por medio de la Tabla 27, y se basa en pruebas experimentales.

Tabla 27.- Número de alabes

λ	B
1	8-24
2	6-12
3	3-6
4	3-4
Más de 4	1-3

Para el λd escogido corresponde un numero de alabes de 8 y 24, recordando que a mayor número de alabes mayor solidez, pero al mismo tiempo mayor momento de inercia lo que se traduciría en una mayor velocidad de viento para mover el rotor. De esta manera se debe encontrar un balance entre estos valores límites que permita que el rotor funcione a bajas velocidades sin afectar negativamente su solidez. Teniendo en cuenta lo anterior se escoger un valor tentativo de 12 alabes.

6.4.2.- Diseño previo

Se debe seleccionar un perfil aerodinámico teniendo en cuenta las curvas de coeficientes de sustentación y arrastre. Para lograr un perfil adecuado es necesario hacer una comparación entre diferentes perfiles que se utilicen comúnmente en turbinas de aerobombeo y que tengan un buen rendimiento a bajo Reynolds.

En la base de datos de la Universidad de Illinois se encuentran gráficas de pruebas experimentales que permiten comparar el desempeño de diferentes perfiles. Luego de revisar la base de datos bajo los criterios mencionados se seleccionaron 3 perfiles (Ver Anexo 9) para ser comparados entre sí.

El criterio de selección consiste en encontrar un perfil con el que se obtenga el máximo Cl/Cd a bajos números de Reynolds, es decir, para un mismo ángulo de ataque, lo ideal es tener un valor alto de sustentación con el menor arrastre posible.

1) Con base en la información de los perfiles escogidos previamente, se encontró que el perfil con un mejor Cl/Cd en un número de Reynolds de 100,000 (Ver Tabla 28), valor promedio del Reynolds en el cual el nuevo rotor operará, es el **SG6043**.

De esta forma, con los cálculos realizados en la sección *"6.3.3.- Desarrollo de la teoría BEM"*, se tiene que realizar un proceso de análisis en el cual se utilice el mismo ángulo de ataque en toda la pala, ángulo en el cual se tiene el mayor Cl/Cd. Para el caso del perfil SG6043, el ángulo es de 8.39 grados, en donde se obtiene una relación Cl/Cd de 59.39.

sg6043 Re= 100000			
Alpha	Cl	Cd	Cl / Cd
-4,32	-0,278	0,0888	-3,130630631
-3,07	0,047	0,0428	1,098130841
-1,89	0,19	0,0332	5,722891566
-0,87	0,3	0,0338	8,875739645
0,1	0,379	0,033	11,48484848
1,13	0,483	0,0383	12,61096606
2,25	0,616	0,0428	14,39252336
2,95	0,708	0,0427	16,58079625
4,2	0,961	0,0359	26,76880223
5,1	1,095	0,0298	36,74496644
6,08	1,203	0,0235	51,19148936
7,27	1,285	0,0218	58,94495413
8,39	1,366	0,023	59,39130435
9,35	1,413	0,0257	54,98054475
10,33	1,424	0,0295	48,27118644
11,3	1,432	0,0364	39,34065934

Tabla 28.- Coeficientes para el perfil SG6042

2) Se elige una distribución de cuerda a lo largo de la envergadura de la pala, en este diseño será constante, debido a que la variación del Reynolds es tan solo del 15% a lo largo de la longitud de la pala. Se calcula en el radio medio (r_m) y con la velocidad especifica en este radio (λ'_m) de la siguiente manera:

$$C = \frac{2\pi * r_m * 8 * V_0}{N * 9Cldesign * \lambda'_m * V_r} = \frac{2\pi * (0.6351) * (8) * (5)}{12 * 9 * 1.366 * 0.5595 * 5.7295} = 0.3375\ m \ldots (Ecuación\ 133)$$

3) El siguiente paso es hallar la distribución del ángulo de twist. Primero se debe buscar un ángulo de paso apropiado (ángulo de pitch en la sección media de la pala):

$$\beta po = \varphi - \alpha_{design} = 60.7698 - 8.39 = 52.3798° \ldots (Ecuación\ 134)$$

4) Luego se encuentra los valores para βp, para este caso se busca que el ángulo de ataque sea el mismo en toda la pala, para el cual la relación Cl/Cd es la máxima según las características del perfil SG6043, entonces:

$$\beta p = \varphi - \alpha_{design} \dots (Ecuación\ 135)$$

5) Luego se encuentran los valores del ángulo de twist para cada una de las secciones del alabe, el twist puede determinarse con la siguiente fórmula:

$$\beta_T = \beta_o - \beta_{po} \dots (Ecuación\ 136)$$

6) El siguiente paso es evaluar el rendimiento del nuevo diseño a través de los cálculos desarrollados anteriormente para los rotores Jober y Gaviotas. A continuación se muestra la geometría y los resultados que obtuvo la Universidad de San Buenaventura.

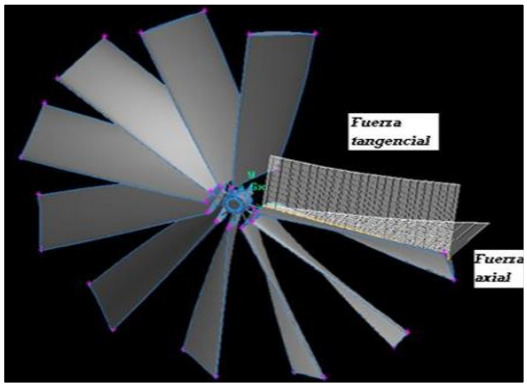
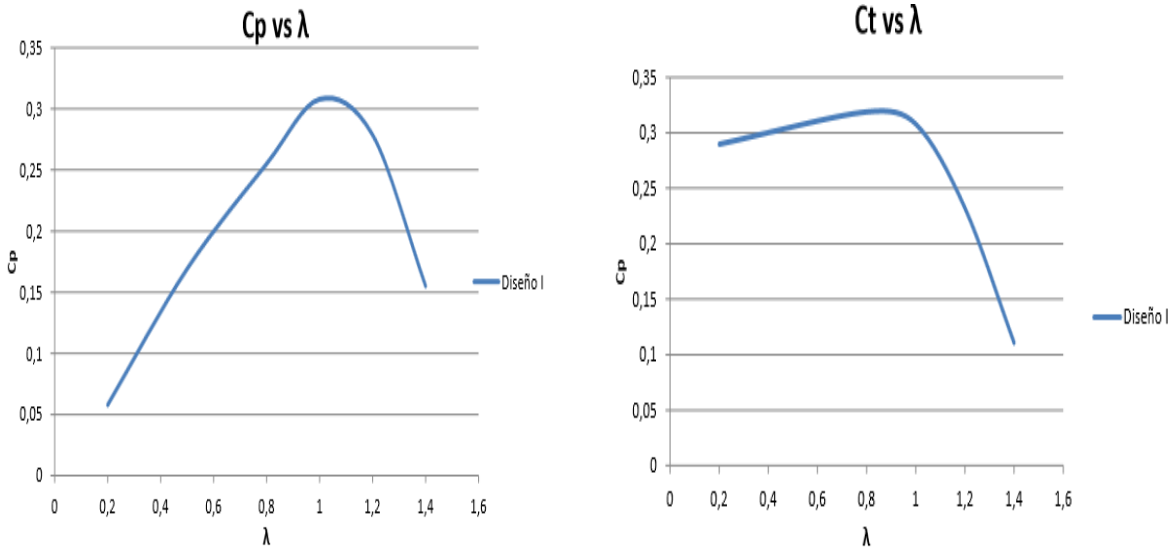


Figura 68.- Distribución de fuerzas tangenciales y axiales del rotor Diseño 1



Gráficas 27.- Cp y Ct vs λ del Diseño 1

Tabla 29.- Resumen de las características teóricas del rotor Diseño 1	
Característica	**Diseño 1**
$\boldsymbol{\lambda d}$	1
$\boldsymbol{Cpmáx}$	0.3
$\boldsymbol{Ctmáx}$	0.31

Como se puede ver, el nuevo diseño cumple con los objetivos propuestos en este proyecto, superar en rendimiento a los rotores Jober y Gaviotas. Sin embrago, es de vital importancia considerar la factibilidad y facilidad de construcción de este rotor. Debido a sus características de twist, el desarrollo de este rotor se hace complejo y costoso ya que requiere una técnica especial para realizar la construcción con semejantes características.

6.4.3.- Diseño propuesto

Una vez con la propuesta de diseño inicial (al que llamé Diseño 1) y conservando el mismo valor de cuerda encontrado, se tiene que:

$r_e = 1.1351\ m$
$r_i = 0.1352\ m$
$\lambda_d = 1$
$Número\ de\ palas\ (N) = 12$
$C = 0.3375\ m$

Esta vez se hará un análisis diferente para la selección de la cuerda y del perfil aerodinámico a utilizar, ya que por facilidad de construcción este diseño no tendrá twist, lo que quiere decir que ya no se tendrá un α_{design} ni un $Cl\ _{desing}$ y el criterio de selección del valor de la cuerda no va acorde al descrito por la Ecuación 133, sin embargo ya que la longitud de la cuerda calculada para el Diseño 1 se encuentra dentro del rango de cuerdas de los rotores Jober y Gaviotas, $0.238\ m\ y\ 0.34\ m$ respectivamente, se mantendrá el valor de $0.3375\ m$ calculado en el primer diseño.

sd7062 re1000			
Alpha	C_l	C_d	C_l / C_d
-3,23	0,117	0,0231	5,06493506
-2,2	0,227	0,0231	9,82683983
-1,21	0,321	0,0235	13,6595745
-0,16	0,412	0,022	18,7272727
0,86	0,527	0,0244	21,5983607
1,9	0,642	0,0242	26,5289256
2,96	0,751	0,0246	30,5284553
3,94	0,848	0,0242	35,0413223
4,96	0,935	0,0249	37,5502008
5,98	1,022	0,0257	39,766537
7	1,109	0,026	42,6538462
8,12	1,205	0,0279	43,1899642
9,04	1,283	0,0309	41,5210356
10,07	1,365	0,036	37,9166667
11,14	1,442	0,0416	34,6634615
12,11	1,489	0,0451	33,0155211

Para la elección del perfil aerodinámico se debe utilizar el concepto de "DragBucket", el cual se refiere al rango de ángulos de ataque en el cual se obtiene un menor coeficiente de arrastre. Analizando los perfiles seleccionados anteriormente (Anexo 9) se encuentra que el perfil con mayor rango de ángulos de ataque para los cuales se obtiene un mayor Cl/Cd para un Reynolds de 100,000 es el perfil **SD7062**. Dicho perfil posee un $\Delta Cl = 1$ en su sección de "DragBucket", el cual se encuentra en un rango de $-4 < \alpha < 7$. Su máximo Cl/Cd es de 43 cuando el ángulo de ataque es de 7 grados, su $Clmax$ es de 1.489 a un α de 12.11 (Ver Tabla 30).

Tabla 30.- Coeficientes para el perfil SD7062

Posteriormente se debe encontrar un ángulo de paso (β) para el cual el rango de ángulos de ataque definidos dentro del "DragBucket" se encuentre en la mayoría de las secciones a lo largo de la extensión de la pala, para esto se calcula el valor del ángulo de paso en la punta de la pala con el valor mínimo del ángulo de ataque de DragBucket (-4 grados), como se sabe, en la punta el ángulo relativo del viento es $\varphi = 45º$. Entonces:

$$\beta = \varphi - \alpha \ = 45 - (-4) = 49\ grados \ldots (Ecuación\ 137)$$

Con este nuevo valor de β y bajo la misma metodología desarrollada para calcular el rendimiento de los rotores se tienen los siguientes resultados.

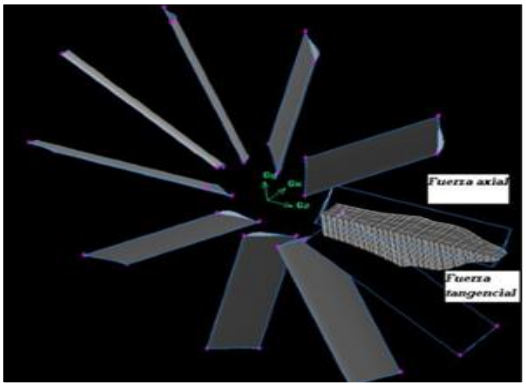
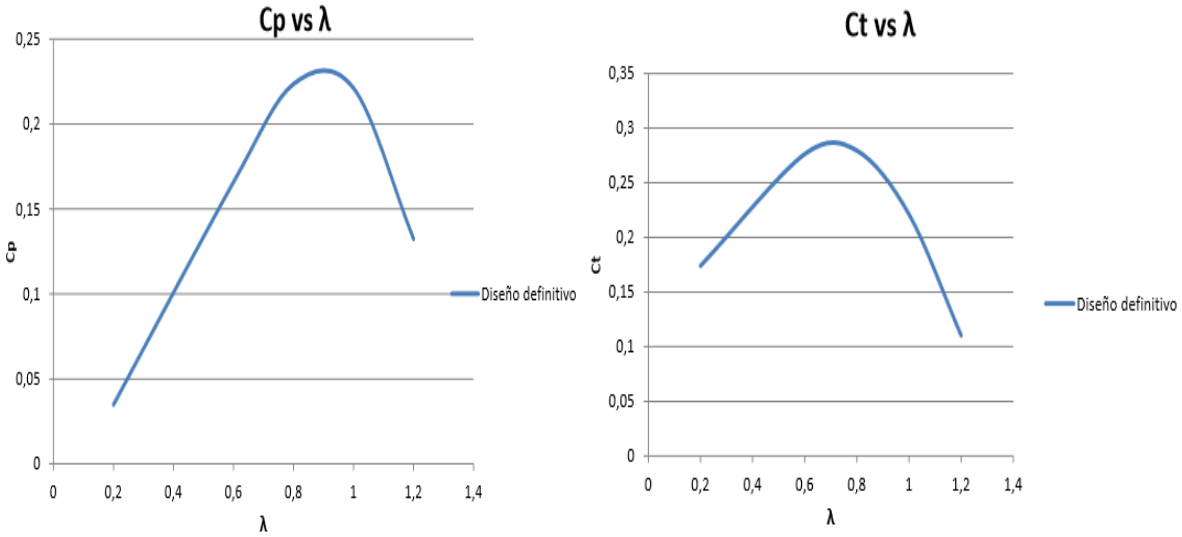


Figura 69.- Distribución de fuerzas tangenciales y axiales del rotor Diseño propuesto



Gráficas 28.- Cp y Ct vs λ del Diseño propuesto

En las Gráficas 28 se evidencia que este nuevo diseño supera notablemente los rendimientos de los rotores Jober y Gaviotas (Gráficas 25 y 26), y cumple con el objetivo para el cual fue diseñado. Si se comparan los resultados de este nuevo diseño con los resultados del Diseño 1 (Gráficas 27), se

observa una disminución en la potencia del 26% y una en el torque del 12%, sin embargo esto se compensa con el costo y simplicidad del método de construcción, por lo cual es muy factible que este diseño sea construido y probado, para poder realizar una validación experimental de este modelo teórico. A continuación se presenta un resumen de las características del diseño y rendimiento del diseño propuesto.

Tabla 31.- Características del diseño propuesto	
Característica	**Diseño propuesto**
Área barrida ($\boldsymbol{A_s}$)	$3.99\ m^2$
Diámetro interior ($\boldsymbol{d_i}$)	$0.27\ m$
Radio interior ($\boldsymbol{r_i}$)	$0.135\ m$
Diámetro exterior ($\boldsymbol{d_e}$)	$2.27\ m$
Radio exterior ($\boldsymbol{r_e}$)	$1.135\ m$
Longitud del álabe	$0.99\ m$
Número de palas	12
Solidez	97%
Perfil aerodinámico	SD7062
Cuerda	$0.3375\ m$
Ángulo de paso ($\boldsymbol{\beta}$)	$49\ grados$
Velocidad específica de diseño	0.9
Coeficiente de potencia máx.	0.22
Coeficiente de torque máx.	0.27

Se presentan a continuación los resultados de la simulación de los dos diseños explicados anteriormente, para el caso en el cual λ es igual a 1, con el objetivo de poder comparar el rendimiento de los rotores en este punto en el que el coeficiente de torque y el coeficiente de potencia son iguales. El objetivo de la realización de estas simulaciones es encontrar el comportamiento de estos rotores para luego comprobar experimentalmente el resultado para el rotor construido.

Tabla 32.- Resultados de la simulación									
Diseño 1 (Previo, con twist)					**Diseño Propuesto (Sin Twist)**				
$\boldsymbol{\lambda}$	V_0	Ct	Cp	Caso	λ	V_0	Ct	Cp	Caso
1	$5\ m/s$	0.413	0.413	1	1	$5\ m/s$	0.365	0.365	2

Puede observarse que los resultados obtenidos entran en el límite teórico de Betz. Con respecto a los resultados teóricos obtenidos se vislumbra una predicción del valor del Cp por encima del obtenido en el estudio teórico. Lo mismo sucedió con los resultados obtenidos para los rotores Jober y Gaviotas MV2E.

Capítulo VII.- Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

Como parte del proceso de diseño de ingeniería conceptual y básica se dieron a conocer, al inicio de este trabajo, los distintos tipos de bombas hidráulicas convenientes a utilizar, haciendo énfasis en las bombas de desplazamiento positivo (pistones, para ser precisos) para las cuales serán necesarias una serie de modificaciones para llegar a un diseño específico con la mayor optimización y un costo menor.

El estudio y análisis de los factores que intervienen en el transporte de agua permitirá el diseño de una alternativa eficiente y amigable con el medio ambiente, con la cual se propone la reducción de gases de efecto invernadero y el aprovechamiento de fuentes de energías renovables. Se puede diseñar un mecanismo económicamente viable y que resulte rentable a corto y largo plazo, pudiéndose aplicar en cualquier parte de México y, con un poco de apoyo, podría ser utilizado en comunidades rurales, ya que no requiere de instalaciones sofisticadas.

En este trabajo se realizó además una exhaustiva investigación únicamente de la parte eólica del proyecto, puesto que las dos energías renovables restantes pertenecen a otros proyectos de residencia. Se analizaron cada uno de los factores que intervienen en el diseño del aerogenerador; los tipos, componentes, sus aplicaciones prácticas, teorías de diseño, etc. Es necesario destacar que la intención de este proyecto es formular una propuesta de construcción y operación de la parte eólica del proyecto, que se considera como la primera de tres etapas, siendo la etapa final la unión de las tres energías para el diseño final (selección) de la bomba.

Aquí únicamente se sientan las bases para el diseño de un rotor que supere el rendimiento de los rotores Jober y Gaviotas MV2E, rotores que dominan el mercado, de tal forma que pueda obtenerse un valor del coeficiente de potencia mayor que para los rotores comparados.

- A pesar de las discrepancias que pudiesen existir entre las diferentes teorías expuestas para el estudio del comportamiento y diseño de los diferentes rotores, se evidencia que la mejor de ellas es la teoría del elemento de pala, ya que fue ésta la que se tomó como base para el nuevo rotor.
- Se presentó una metodología que permita, en un futuro, la simulación y comprobación de los supuestos que se obtengan cuando se cuenten con los datos de instalación de la bomba. Esto último engloba todos los aspectos relacionados con el transporte de agua: tuberías, accesorios, profundidad del pozo, altura del depósito, distancia entre pozo y destino, etc.
- El diseño final se realizará en la medida en que se cuenten con los datos oportunos de bombeo, a través de un programa de diseño como SolidWorks, ajustando las variables de diseño a la potencia requerida por la bomba.

- Se destaca la importancia de diseñar un rotor tipo Jober puesto que son los más efectivos en labores de bombeo, además de que se recalca la importancia de no agregar twist al rotor para poder cumplir con su diseño y fabricación de una manera más sencilla.
- La metodología expuesta permite concluir que el rotor Jober puede ser utilizado dentro de un sistema de bombeo teniendo como ventajas el bajo peso y la alta resistencia, con lo cual se obtiene un mejor arranque del sistema y son menores las cargas estáticas y dinámicas sobre el mismo si este se compara con un rotor más robusto (como un Gaviotas, por ejemplo).

Recomendaciones

Basándose en los cálculos y resultados previos obtenidos, se recomienda para futuros trabajos:

- Lograr la construcción del diseño propuesto mediante tecnologías de prototipado rápido, para comprobar el rendimiento del mismo, mediante pruebas experimentales.
- Utilizar laboratorios de prueba de rotores, en los que se incluyan sensores de torque, para lograr una medida más precisa de los resultados de rendimiento de los rotores.
- Realizar estudios estructurales para evitar el sobredimensionamiento de las estructuras a la hora de construir los rotores para el aerobombeo.
- Construir los rotores a escala real para ser usados en labores de aerobombeo y así hacer realidad la proyección de este trabajo y ayudar a la obtención de agua potable a comunidades remotas del país.

El diseño, con las energías abordadas, resulta eficiente en papel, sin embargo se pueden realizar algunas mejoras para la posible producción del mismo, entre las cuales podemos destacar las siguientes:

- Dividir el estudio de las energías renovables para que, de manera individual, el alumno encause su investigación y análisis en cada una de ellas.
- Analizar el medio en el cual se instalará la bomba y, si es pertinente, sustituir alguna de las energías propuestas por otra que ofrezca mejores beneficios.
- Realizar mejoras en los prototipos energéticos vistos anteriormente, es decir, agregar o eliminar artefactos/dispositivos cuyo costo puede, por ejemplo, resultar elevado.
- Investigar de manera exhaustiva como se han fabricado este tipo de bombas en otros países de América Latina, por ejemplo, en la Universidad Nacional de Colombia.

Capítulo IX.- Fuentes de información

autor, S. (23 de Noviembre de 2007). *Las bombas de pistón: sus características y aplicaciones*. Obtenido de QuimiNet.com: http://www.quiminet.com/articulos/las-bombas-de-piston-sus-caracteristicas-y-aplicaciones-23519.htm

autor, S. (Agosto de 2013). *Organismo supervisor de la inversión en energía y minería*. Obtenido de Organismo supervisor de la inversión en energía y minería: http://www2.osinerg.gob.pe/EnergiasRenovables/contenido/IntroduccionEnergiasRenovables.html

Bohorquez Ariza, H. E. (Agosto de 2011). *Unidad 3*. Obtenido de Universidad Nacional Abierta y a Distancia: http://datateca.unad.edu.co/contenidos/211618/EXELARNING/index.html

Castañeda Vergara, D. A. (2010). *Diseño y construcción de un sistema eólico.* Bogotá, Colombia: Universidad Nacional de Colombia.

Cruz Santibañez, E. (Marzo de 2011). *Nuestra empresa: Empresas Berumen y Asociados.* Obtenido de Empresas Berumen y Asociados: http://www.berumen.com.mx/

Fernández González, A. (2008). Numerical Analysis of Wind Turbine Aerodynamics. En A. Fernández González, *Numerical Analysis of Wind Turbine Aerodynamics* (págs. 276-283). Varsovia, Polonia: Warsaw University of Technology.

Guillén Ruiz, L. E., López Velasco, L. M., & Mazariego Trujillo, O. D. (2013). *Diseño de una bomba de succión mediante energía renovable.* Tuxtla Gutiérrez: Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.

Hernández Moreno, G. (14 de Abril de 2014). *Datos técnicos de hidráulica.* Obtenido de Bombas Ideal: http://www.bombas-ideal.com/Catalogos/LIBRO%20HIDRAULICA%20[D-250112].pdf

López Valencia, D. S. (05 de Octubre de 2011). *Universidad Nacional Autónoma de México.* Obtenido de Propuesta para asimilar la tecnología de construcción y operación de parques eólicos: http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/bitstream/handle/132.248.52.100/81/TESIS%20Daniel%20SLV%20.pdf?sequence=1

Mott, R. L. (2006). Selección y aplicación de bombas. En R. L. Mott, *Mecánica de fluidos* (págs. 382-441). Cd. de México: Pearson.

Motta Santana, C. E. (2009). *Desarrollo de una interfaz gráfica para un codigo abierto de elementos finitos.* Santa Fe, Argentina: Universidad Tecnologica Nacional.

Motta Santana, C. E. (2013). *Diseño de un rotor para aerobombeo.* Bogotá, Colombia: Universidad de Sanbuenaventura.

Ramos Aguilar, S. (23 de Febrero de 2013). *Bomba hidráulica: EcuRed*. Obtenido de Conocimiento con todos y para todos: EcuRed: http://www.ecured.cu/index.php/Bomba_hidr%C3%A1ulica

Sainz Santamaría, J., & Becerra Pérez, M. (Noviembre de 2012). *Instituto Nacional de Ecología.* Obtenido de Instituto Nacional de Ecología: http://www2.inecc.gob.mx/publicaciones/gacetas/389/conf_agua.html

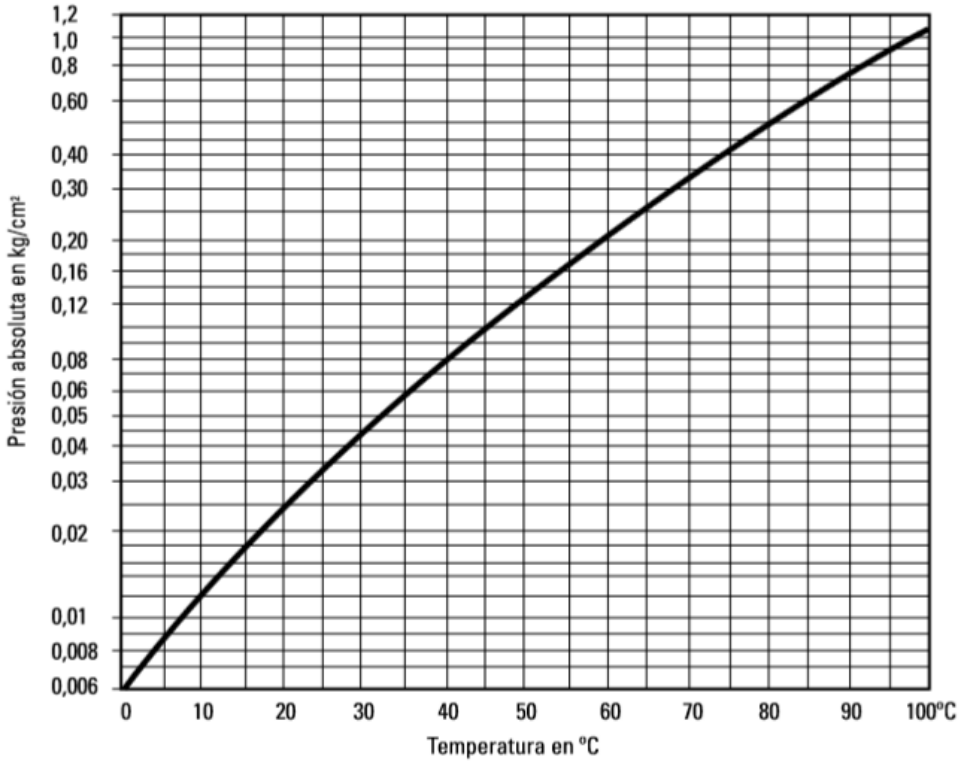
Shigley, J. E. (1990). *Diseño en ingenieria mecanica.* McGraw - Hill.

University, I. (05 de Marzo de 2013). *AE Illinois*. Obtenido de AE Illinois: http://www.ae.illinois.edu/m-selig/ads/coord_database.html.

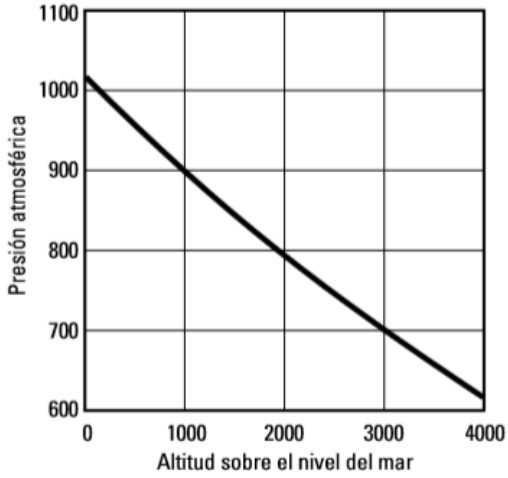
White, F. M. (2008). *Mecánica de Fluidos, Sexta Edición.* Madrid, España: Editorial McGraw-Hill.

Anexos

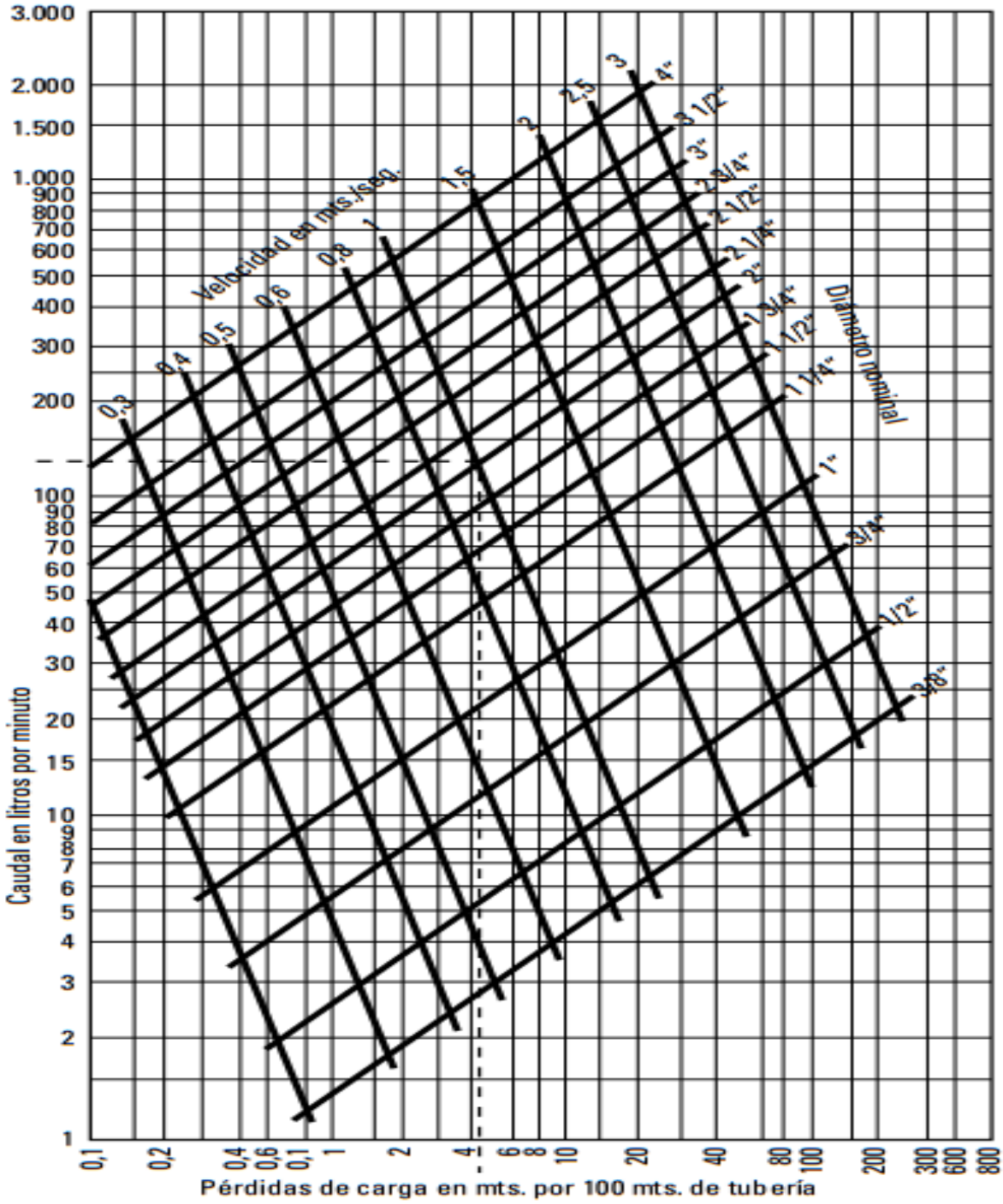
Anexo 1.- Variación de la tensión de vapor (Tv) en función de la temperatura del agua

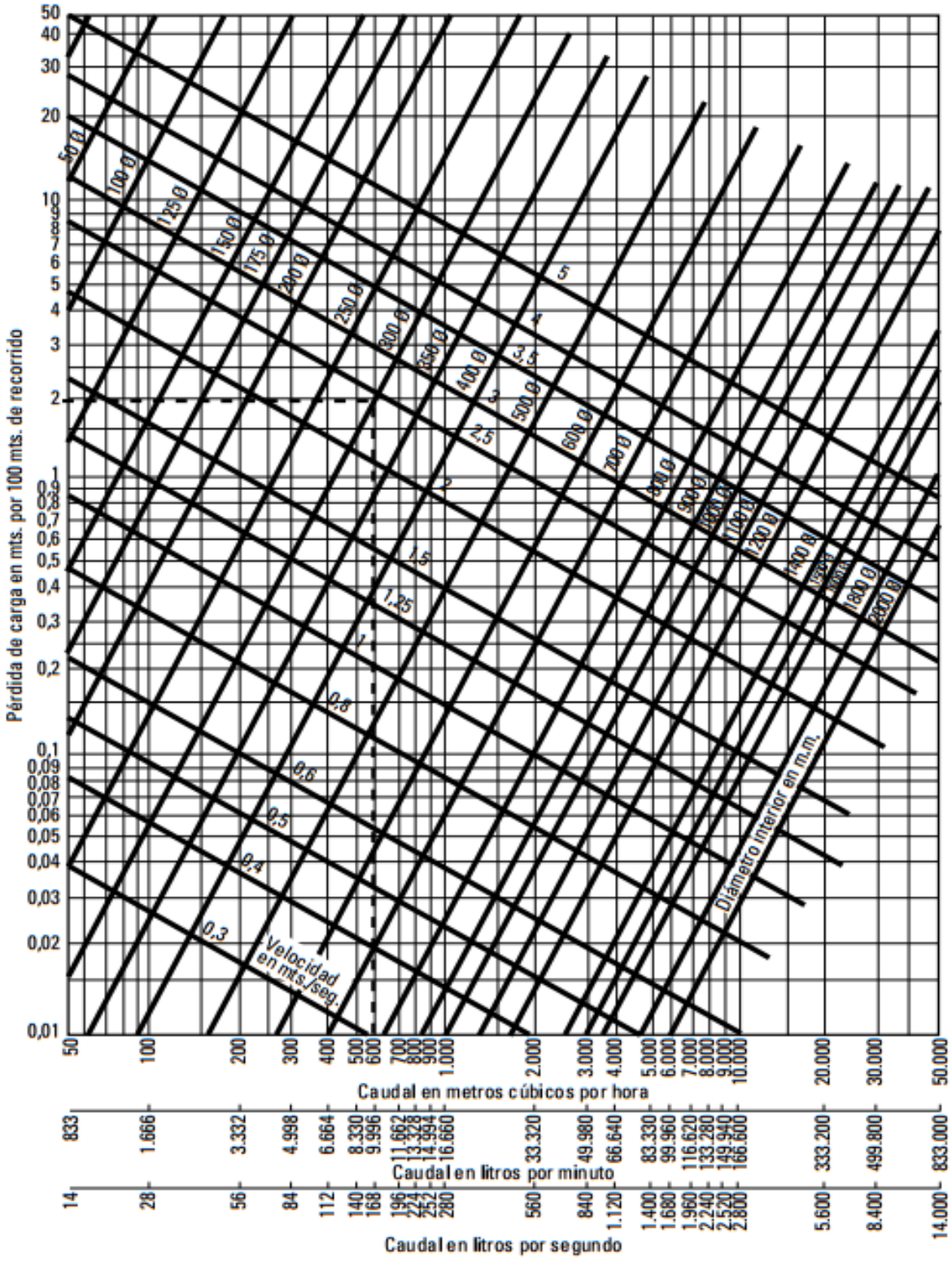


Anexo 2.- Variación de la presión atmosférica en función de la altitud sobre el nivel del mar.

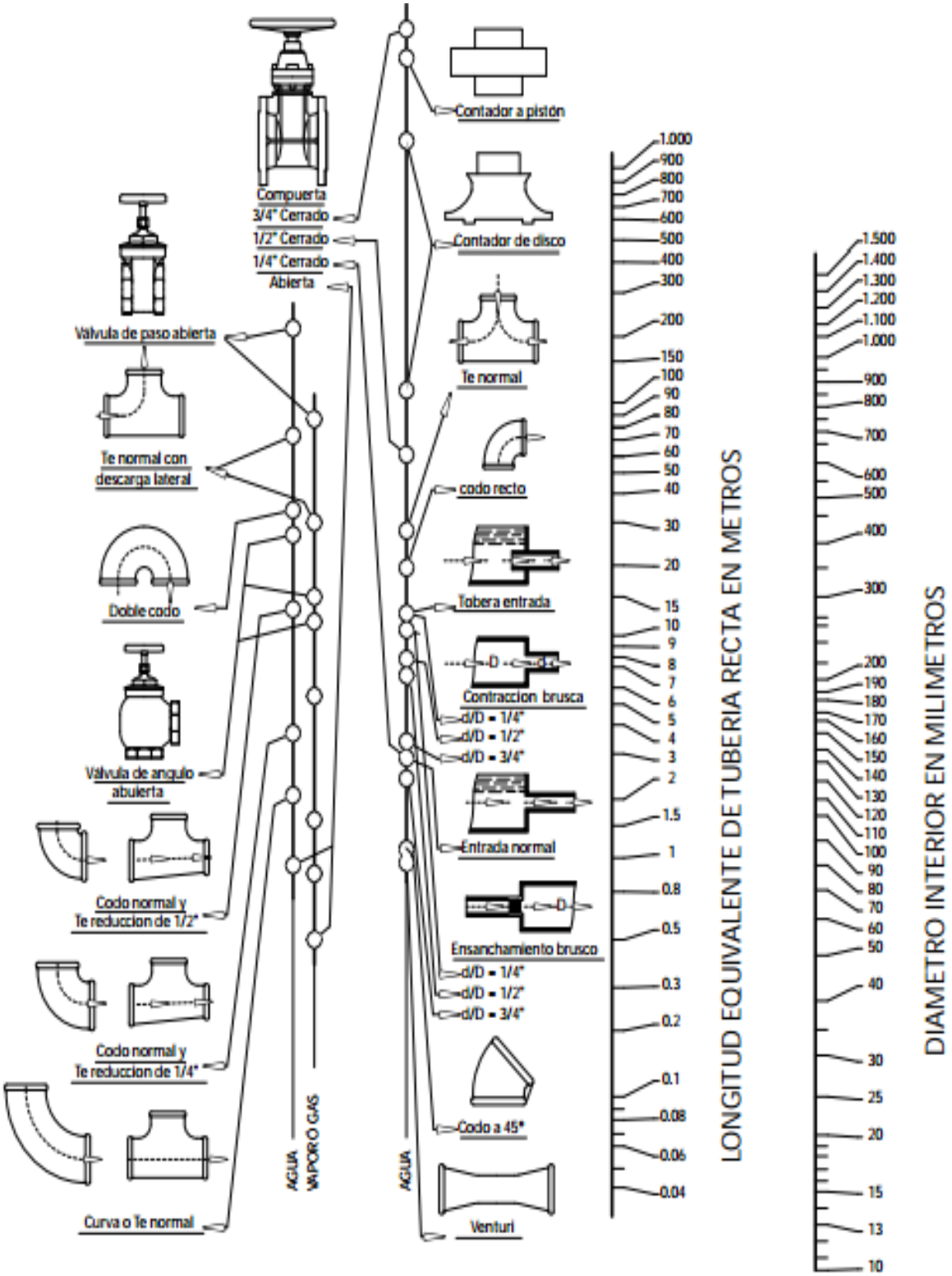


Anexo 3.- Pérdidas de carga en tuberías rectas.

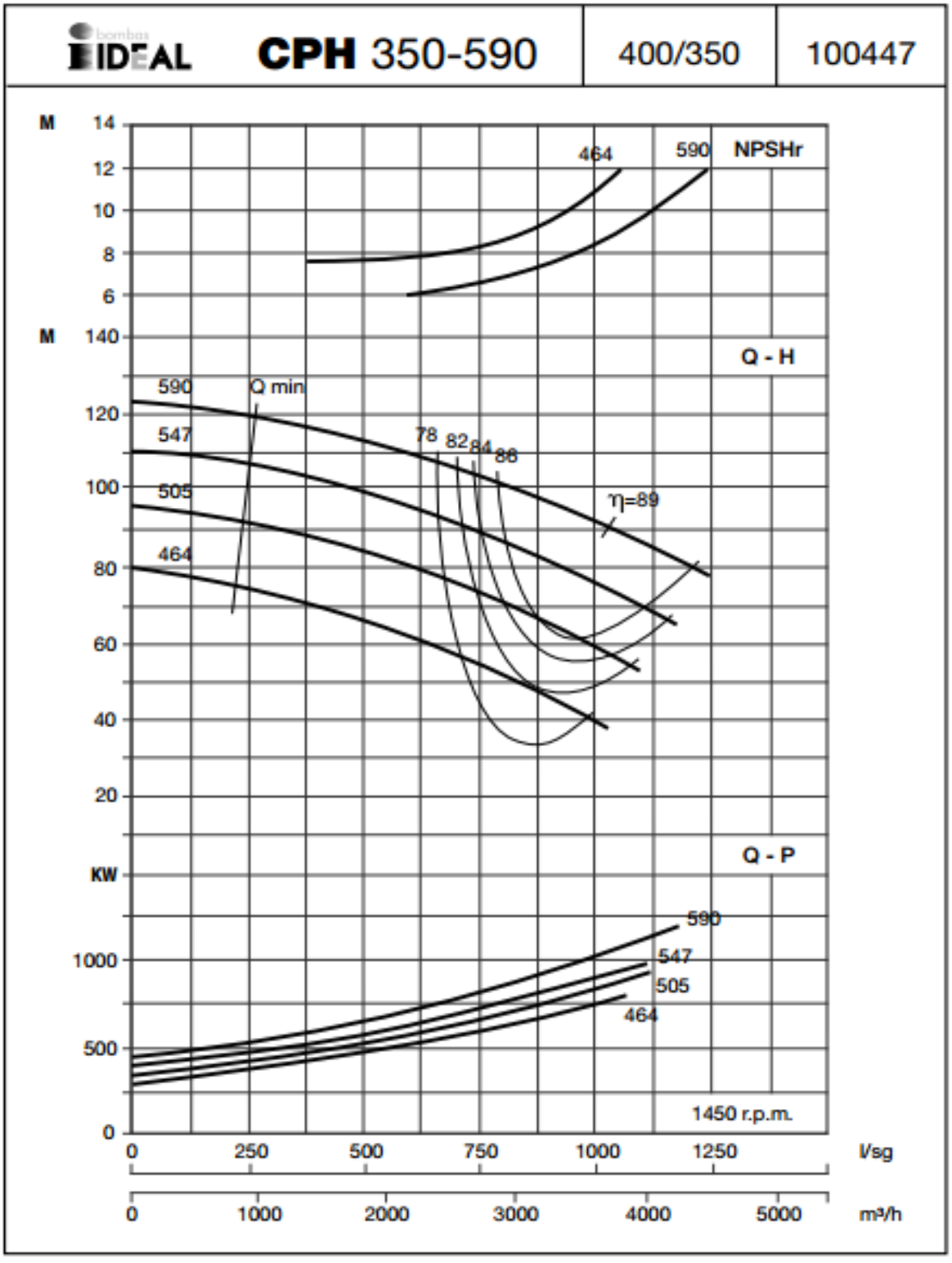



Pérdida de carga en mts. por 100 mts. de recorrido
Velocidad en mts./seg.
Diámetro interior en m.m.
Caudal en metros cúbicos por hora
Caudal en litros por minuto
Caudal en litros por segundo

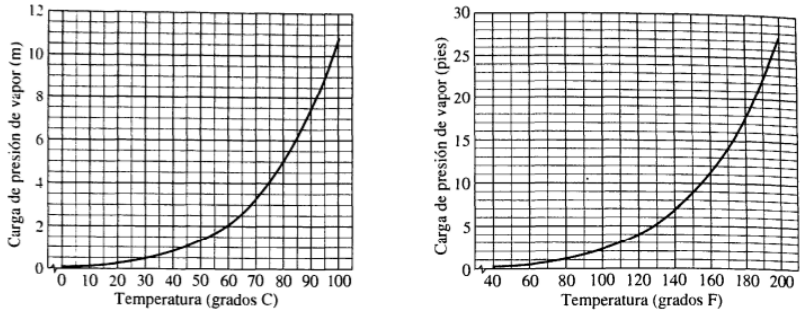
Anexo 4.- Pérdidas de carga en accesorios



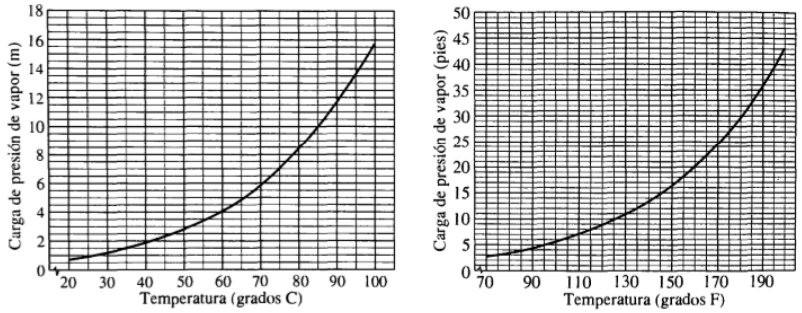
Anexo 5.- Curvas características de una bomba centrifuga



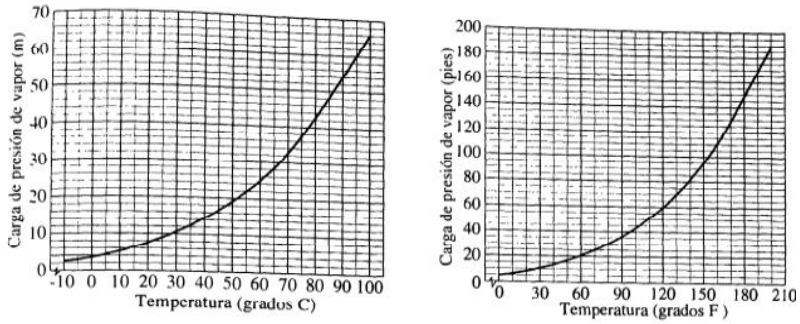
Anexo 6.- Presión de vapor versus temperatura para líquidos comunes



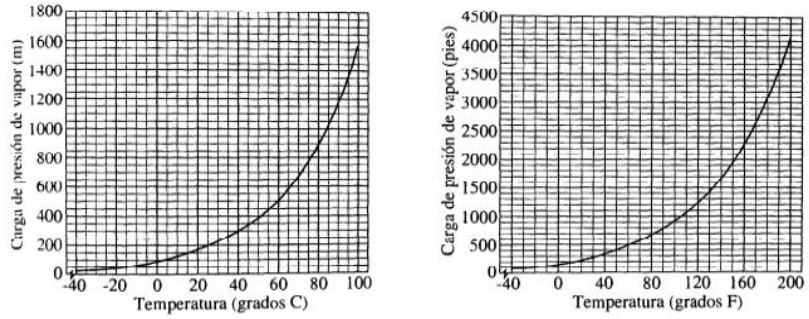
(a) Agua



(b) Tetracloruro de carbono



(c) Gasolina*



(d) Propano

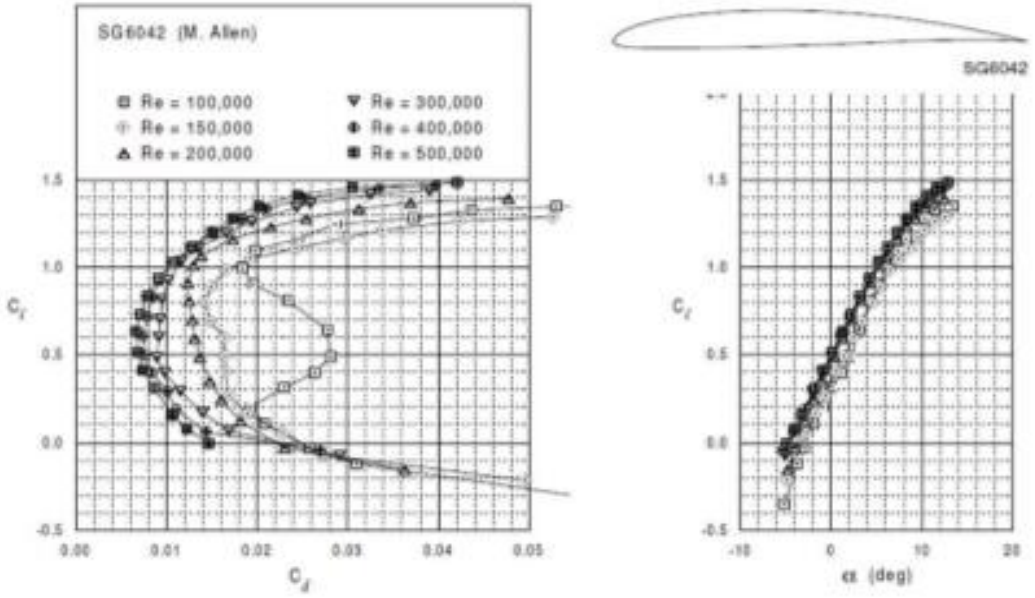
Anexo 7.- Características del rotor NREL Phase VI

Radial Distance r (m)	Span Station[1] (r/5.532 m)	Span Station[1] (r/5.029 m)	Chord Length (m)	Twist[2] (degrees)	Thickness (m)	Twist Axis (% chord)
0.0	0.0	0.0	Hub - center of rotation	Hub - center of rotation	Hub – center of rotation	Hub - center of rotation
0.508[3]	0.092	0.101	0.218 (root hub adapter)	0.0 (root hub adapter)	0.218	50 (root hub adapter)
0.660[4]	0.120	0.131	0.218[3]	0.0	0.218	50
0.883	0.160	0.176	0.183[3]	0.0	0.183	50
1.008	0.183	0.200	0.349[3]	6.7	0.163	35.9
1.067	0.193	0.212	0.441[3]	9.9	0.154	33.5
1.133	0.205	0.225	0.544[3]	13.4	0.154	31.9
1.257	0.227	0.250	0.737[3]	20.040	0.154	30
1.343	0.243	0.267	0.728	18.074	20.95% chord	30
1.510	0.273	0.300	0.711	14.292	20.95% chord	30
1.648	0.298	0.328	0.697	11.909	20.95% chord	30
1.952	0.353	0.388	0.666	7.979	20.95% chord	30
2.257	0.408	0.449	0.636	5.308	20.95% chord	30
2.343	0.424	0.466	0.627	4.715	20.95% chord	30
2.562	0.463	0.509	0.605	3.425	20.95% chord	30
2.867	0.518	0.570	0.574	2.083	20.95% chord	30
3.172	0.573	0.631	0.543	1.150	20.95% chord	30
3.185	0.576	0.633	0.542	1.115	20.95% chord	30
3.476	0.628	0.691	0.512	0.494	20.95% chord	30
3.781	0.683	0.752	0.482	-0.015	20.95% chord	30
4.023	0.727	0.800	0.457	-0.381	20.95% chord	30
4.086	0.739	0.812	0.451	-0.475	20.95% chord	30
4.391	0.794	0.873	0.420	-0.920	20.95% chord	30
4.696	0.849	0.934	0.389	-1.352	20.95% chord	30
4.780	0.864	0.950	0.381	-1.469	20.95% chord	30
5.000	0.904	0.994	0.358	-1.775	20.95% chord	30
5.305	0.959	1.055	0.328	-2.191	20.95% chord	30
5.532	1.000	1.100	0.305	-2.500	20.95% chord	30

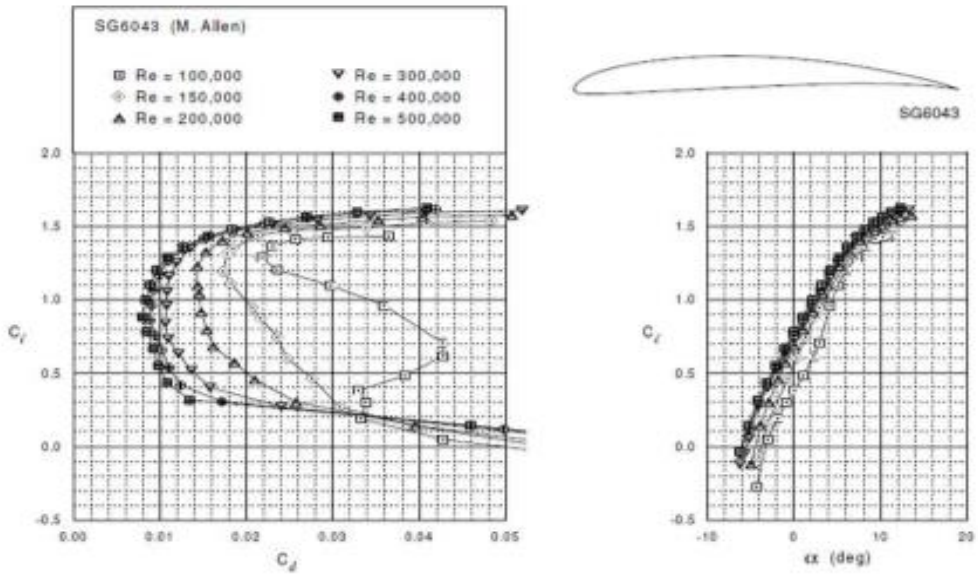
Anexo 8.- Características de los rotores Jober y Gaviotas MV2E

Tabla 26.- Características de los rotores Jober y Gaviotas MV2E			
Característica		**Jober**	**Gaviotas MV2E**
Diámetro ($\boldsymbol{m}$)		2.5	2.05
Diámetro de raíz ($\boldsymbol{m}$)		0.58	1.15
Número de aspas		10	5
Ángulo de paso		45º	21º
Velocidad específica de diseño		1.2	1.6
Coeficiente par de arranque		2.4	0.2
Coeficiente de potencia máximo		0.26	0.28
Sección del álabe	Máxima combadura (%C)	8.3	11
	Loc. Máx. de combadura (%C)	33.8	41.2
	Máx. Espesor (%C)	6.1	5.15

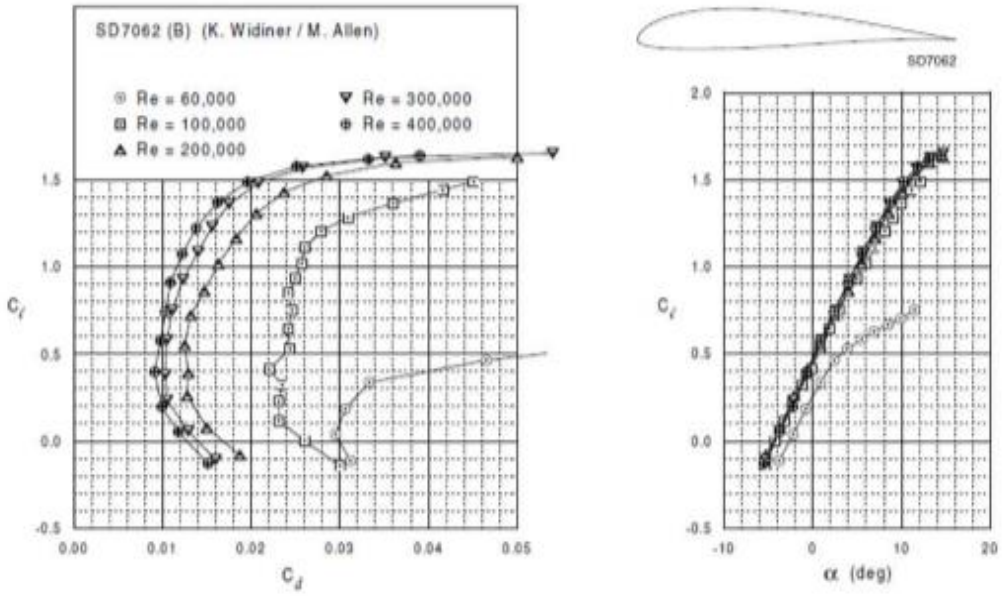
Anexo 9.- Propiedades aerodinámicas de diferentes perfiles



Gráfica 23. Propiedades aerodinámicas del perfil Sg6042



Gráfica 28. Propiedades aerodinámicas del perfil Sg6043.



Gráfica 30. Propiedades aerodinámicas del perfil SD7062

Fuente: Selig, MichaelS.*Low Speed Airfoil Data.* Virginin, USA : SoarTech Publications, 1995.

Anexo 10.- Artículo científico presentado en el Congreso Internacional de Investigación Academia Journals 2014

Copyright 2014 Academia Journals

Bomba de succión mediante energía renovable

Oscar Antonio Montero Sánchez[1], M.C. Juan Carlos Niños Torres[2], Dr. Roberto Carlos García Gómez[3], M.C. Saúl de Jesús Molina Domínguez[4], M.C. Ignacio Arrioja Cárdenas[5]

***Resumen*- La etapa final del proyecto propuesto abarca el diseño y la posible fabricación de una bomba de succión funcional mediante tres energías renovables: solar, eólica y, en ausencia de alguna de las dos anteriormente mencionadas, mecánica (dispositivo manual); que permita satisfacer la demanda de agua potable para consumo humano, riego o actividades agropecuarias. Aunado al diseño de esta bomba se procura y apoya el mejoramiento de aquellas zonas donde el abastecimiento de agua resulta una tarea difícil o imposible, debido a la inexistencia de servicios públicos básicos, sobre todo en comunidades rurales. Sin embargo, el presente Artículo únicamente sienta las bases del diseño conceptual de la turbomáquina sin profundizar, por ahora, en cálculos o resultados.**

***Palabras claves*- Energías, Bomba, Celdas, Aerobomba, Bicicleta.**

Introducción

En la actualidad, cuando la disponibilidad de los recursos fósiles juega un rol determinante en el suministro energético global y nacional, y cuando los factores medio ambientales aparecen entre las preocupaciones principales de la sociedad contemporánea, las energías renovables resurgen con éxito creciente en todas las latitudes del planeta, alentadas por los apremios del suministro energético y la presencia de marcos normativos favorables. Respecto al ámbito nacional, debe destacarse que México ha sido tradicionalmente un país cuya generación eléctrica se ha sustentado, en parte, en fuentes renovables.

La actual administración gubernamental ha presentado y aprobado la Reforma Energética en México, siendo ésta una iniciativa de reforma constitucional presentada por el Presidente de la República, el Lic. Enrique Peña Nieto, el 12 de agosto de 2013. En dicha reforma se busca corregir las limitaciones del modelo energético actual para agregar energías renovables a gran escala mediante un mercado administrado por el Estado a través de un operador independiente, y el establecimiento de certificados de energías limpias. Con esto se promueve la diversificación de la producción de energía, empleando o haciendo uso de energía eólica, geotérmica, hidráulica y mini-hidráulica, biomasa y solar.

Por otro lado, en México, el crecimiento económico no ha tomado en cuenta plenamente las señales de escasez del agua. La concentración de la población aunada a la actividad económica ha creado zonas de alta escasez, no sólo en las regiones de baja precipitación pluvial, como en el norte del país, sino también en zonas donde eso no se percibía como un problema al comenzar el crecimiento urbano o el establecimiento de la agricultura de riego.

El crecimiento poblacional y económico han ejercido mayor presión sobre las reservas de agua en México, al punto que el volumen demandado es mayor que el suministrado en algunas regiones del país, lo que obliga al gobierno a decidir a quién dejar sin este recurso, lo que ocasiona problemas distributivos.

Los problemas de escasez de agua en México se han agravado en las últimas décadas, lo que genera mayor tensión en la competencia por el recurso, no sólo al interior del país, sino con otros países. En un intento por regular el uso del agua y de evitar los conflictos el marco institucional ha ido cambiando, sin conseguir del todo una reforma acorde con el nivel del problema. La sustentabilidad del manejo del agua en México implica que el consumo actual debe hacerse a una tasa que permita un volumen y calidad suficiente del recurso para las generaciones futuras.

[1] Oscar Antonio Montero Sánchez es alumno de Noveno Semestre de Ingeniería Mecánica en el Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas. Mejor promedio de generación 2010-2014. oscar-m5@hotmail.com
[2] M.C. Juan Carlos Niños Torres es Profesor del Depto. de Metal-Mecánica del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas. jninos@ittg.edu.mx **(Autor corresponsal)**
[3] Dr. Roberto Carlos García Gómez es Profesor del Depto. de Metal-Mecánica del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas. rgarcia@ittg.edu.mx
[4] M.C. Saúl de Jesús Molina Domínguez es Profesor del Depto. de Metal-Mecánica del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas. smolina@ittg.edu.mx
[5] M.C. Ignacio Arrioja Cárdenas es Profesor del Depto. de Metal-Mecánica del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas iarrioja@itg.edu.mx

ISSN 1946-5351 Online 1948-2353 CD ROM
Volumen 6, No. 5., 2014

Anexo 11.- Certificado de participación en el Congreso Internacional de Investigación Academia Journals 2014

Congreso Internacional de Investigación de AcademiaJournals.com
Celaya 2014

Certificado

ACADEMIA JOURNALS

Otorgado a

Oscar Antonio Montero Sánchez
M.C. Juan Carlos Niños Torres
Dr. Roberto Carlos García Gómez
M.C. Saúl de Jesús Molina Domínguez
M.C. Ignacio Arrioja Cárdenas

por su ponencia intitulada

Bomba de Succión Mediante Energía Sustentable

la cual fue presentada en el Congreso Internacional de Investigación de Academia Journals
que se desarrolló los días 5 al 7 de noviembre de 2014
en las instalaciones del Instituto Tecnológico de Celaya,
Celaya, Guanajuato, México
y publicada en el portal de Internet
***Celaya.AcademiaJournals.com** con **ISSN 1946-5351** Online y **1948-2353** CD ROM*

M.C. Miguel Ángel Melchor Navarro
Presidente de la Comisión Organizadora
Profesor de Ingeniería Industrial
Instituto Tecnológico de Celaya

Dr. Rafael Moras
Editor, AcademiaJournals.com
Profesor de Ing. Industrial y Administrativa
St. Mary´s University, San Antonio, TX, EEUU

Y1154 | Primer autor: Montero Sánchez