



SUBSECRETARÍA DE
EDUCACIÓN SUPERIOR



**SUBSECRETARIA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN
SUPERIOR TECNOLÓGICA**

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIERREZ

DEPARTAMENTO DE METAL-MECÁNICA

INFORME TÉCNICO DE RESIDENCIA PROFESIONAL

TÍTULO:

**DISEÑO DE BOMBA DE SUCCIÓN MEDIANTE ENERGÍA SUSTENTABLE
ETAPA 2 (ENERGÍA SOLAR)**

PRESENTADO POR:

JORGE MARQUEZ JOSE EMMANUEL

NUMERO DE CONTROL:

08270679

PERIODO:

ENERO-JUNIO DEL 2013

TUXTLA GUTIERREZ, CHIAPAS, A 28 DE JUNIO DEL 2013



CACEI



Contenido

Introducción	4
1 Justificación	5
2 Objetivos	7
2.1 General	7
2.2 Específicos	7
3 Caracterización en el área que se participo	8
4 Problemas a resolver	9
5 Alcances y limitaciones.....	10
6 FUNDAMENTO TEORICO	11
6.1 Tipos de bombas volumétricas.....	11
6.2 Energías renovables	24
6.3 Energía solar	25
6.4 Sistema fotovoltaico.....	30
6.5 Ejes de transmisión	54
6.6 Análisis cinemático de engranes	62
6.7 Propiedades de los fluidos	72
6.8 Cálculo del caudal en pistón de doble efecto	87
7 MEMORIA DE CÁLCULO.....	91
7.1 descripción del prototipo	91
7.2 Cálculos de la carrera de pistos de doble efecto	92
7.3 Cálculo de caudal de pistón de doble efecto	94
7.4 Cálculo de perdidas hidráulicas.....	96
7.5 Rendimiento mecánico, volumétrico y total.....	100
7.6 Cálculo de engranes	102
7.7 Cálculo de ejes de la caja de cambios	104
7.8 Cálculo de la potencia requerida por los paneles solares.....	109
7.9 Cálculo de la potencia de trabajo.....	110
7.10 Cálculo de la potencia requerida del panel.....	111
7.11 Cálculo de banco de baterías	112



7.12 Controlador de carga.....	113
7.13 Selección de inversor	114
8 DISEÑO FINAL Y SIMULACIÓN	115
9 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	124
Fuentes de información	126
Anexos.....	127



Introducción

En cumplimiento con el Artículo 17 del Reglamento de la Ley para el Aprovechamiento de Energías Renovables y la Secretaría de Energía publica la Prospectiva de Energías Renovables 2012-2026. (Prospectiva de energías renovables 2012-2026). Este proyecto tiene el fin de impulsar el uso de tecnologías como la eólica, la 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.

El bombeo de agua tiene una larga historia a lo largo de los años se han desarrollado muchos métodos para bombear agua. La humanidad ha usado una variedad de fuentes energéticas. Los cuales no todas se han desarrollado para poder ser funcionales en todas partes ni concientizado para 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.

El proyecto fue dividido en 3 etapas en donde:

La etapa 1 corresponde al diseño de una bomba de succión mediante energía eólica, la etapa 2 mediante energía solar y la etapa 3 con un dispositivo de accionamiento manual. En el presente trabajo se desarrollara la etapa 2.

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 como:

- energías renovables.
- la energía solar.
- ¿De qué manera podemos aprovechar la radiación solar?
- Componentes de un sistema fotovoltaico.

1 Justificación

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 aquellas fuentes como ríos, manantiales, lagos o pozos profundo y que no cuentan con ningún medio de bombeo para llenar un depósito con una altura suficiente para abastecerse por gravedad o simplemente la extracción del agua se realiza de una forma rudimentaria y también simplificar el trabajo de acarreo de agua a distancias considerables, en donde la población sufre para obtener el vital líquido y poder satisfacer sus necesidades.

Es por ello que se diseñara una bomba de succión mediante energía renovable que pueda satisfacer la demanda de agua para consumo humano, para riego, o el llenado de los bebederos del ganado. Emplearemos en conjunto, la energía solar, eólica, y como respaldo de la ausencia de algunas de las dos antes mencionadas, implementaremos un dispositivo manual.

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

Entre los impactos más relevantes para el proyecto en general se citan los siguientes:

- Ambientales: reducir la contaminación mediante energías renovables como la solar y eólica para generar electricidad 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 e incorporar nuevas tecnologías para beneficios de aquellas tareas que resulten ser difíciles 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 permite ser la mejor opción en cuanto a costos.

- Tecnológico: crear nuevas formas de obtención de energía para realizar un trabajo como el bombeo de agua.

2 Objetivos

2.1 General

Diseñar una bomba de succión para el suministro de agua potable para regiones rurales, bebederos de ganado o riego, aprovechando los tipos de energía sustentable como son:

Etapa 1: Energía eólica.

Etapa 2: Energía solar.

Y en la ausencia de los tipos de energía ya mencionados implementarlo con un:

Etapa 3: Dispositivo de bombeo manual.

Diseñar una caja de velocidades para acoplar los tres sistemas de bombeo.

Modelación en 3D de partes principales de la bomba, caja de velocidades y acoplamiento de todo el sistema.

2.2 Específicos

- ④ Definir las variables a considerar en el diseño básico de la bomba.
- ④ Realizar los cálculos de ingeniería básica para dimensionar la bomba de pistón y potencia requerida.
- ④ Diseñar un sistema de energía solar para generar la potencia requerida.
- ④ Reducir los costos del bombeo de agua.
- ④ Reducir la contaminación del medio ambiente.



3 Caracterización en el área que se participo

Se participó en el área de ingeniería Mecánica en esta área se dedica al análisis, diseño, fabricación y mantenimiento de sistemas mecánicos con los cuales ha permitido la creación de dispositivos útiles para la sociedad.

Nuestra participación en este proceso consistió en el diseño de una bomba de succión con energía renovable para esto se requirieron los conocimientos que se adquirieron durante la carrera de ingeniería mecánica, así como, diseño, flujo de fluidos y mecanismos por mencionar solo algunas.



4 Problemas a resolver

El desarrollo de este proyecto será un aporte valioso debido al impacto y aplicaciones que puede obtener en zonas donde es difícil transportar agua, además que puede ser aplicable para campos de cultivos donde tengan un depósito de almacenamiento y para uso doméstico.

El abastecimiento de agua para uso doméstico, es una de las necesidades básicas para la vida del ser humano, por lo cual, el principal problema a resolver es el diseño del sistema de bombeo adecuado, que cumpla con las necesidades para transportar el agua con el menor costo de inversión y que resuelvan los problemas de suministro de 1000 l/h de agua.

Por lo cual se diseñara un dispositivo de bombeo por medio de energías renovables como son la eólica, solar y mecánica. Aprovechando la existencia de aguas subterráneas.

La realización de este proyecto de residencia tiene como meta diseñar una bomba con energía renovable (solar, eólica y manual) para el suministro de agua que permita acarrear más agua con menos esfuerzo especialmente en áreas donde es difícil transportar el agua, además que sea un proyecto que no contamine el 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 el implemento de energías renovables.



5 Alcances y limitaciones

Entre los alcances para el desarrollo de este proyecto de diseño de una bomba de succión con energía renovable se consultaron fuentes de internet, libros, ingenieros, tesis, entre otros. Además se podrán hacer llamadas a distintos lugares para hacer cotizaciones de productos que se utilizarán en el proyecto y tener estimaciones de los costos.

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 de panel solar, 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.

6 FUNDAMENTO TEORICO

6.1 Tipos de bombas volumétricas

6.1.1 Bombas reciprocantes de pistón

Están constituidas por uno o varios pistones o émbolos que se mueven dentro de un cilindro con movimiento alternativo de vaivén. Este movimiento alternativo es provocado por un cigüeñal, manivela, excéntrica o levas giratorias y una biela.

Se llama bomba de “simple efecto” aquella en que por cada revolución del cigüeñal hay una sola carrera útil, con uno sólo de los extremos del pistón en contacto con el fluido (véase la Figura 6.1).

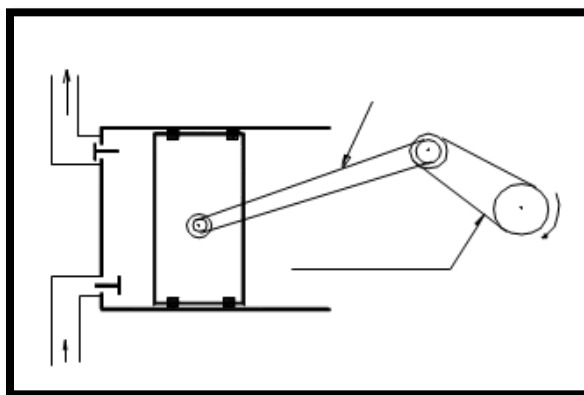


Fig. 6.1 Bomba reciprocantes de pistón

En una bomba de “doble efecto”, por cada revolución del órgano accionado se tienen dos carreras útiles. Ello se suele lograr con dos lados del pistón en contacto con el fluido (ver figura 6.2). La presencia del vástago disminuye el volumen bombeado en uno de los efectos y requiere un sistema de cierre, por empaquetadura o retén o sello adecuado.

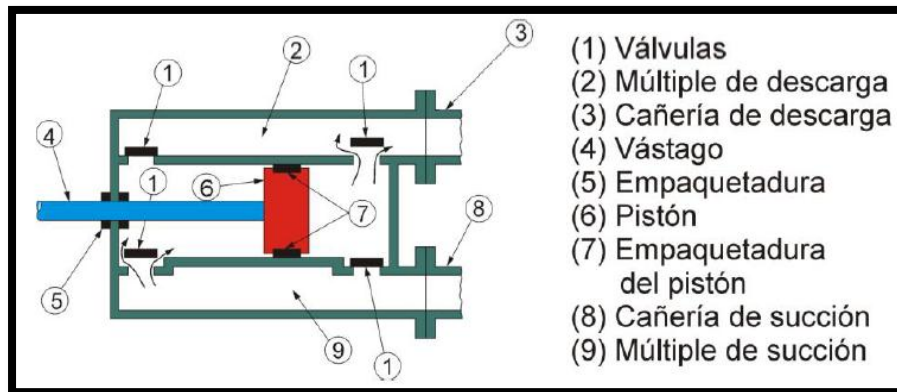


Fig. 6.2 Partes constitutivas de una bomba de pistón de doble efecto

Otra manera de aumentar el volumen bombeado por revolución consiste en utilizar pistones trabajando en paralelo (ver Figura 6.3), accionadas por un solo motor con un solo cigüeñal.

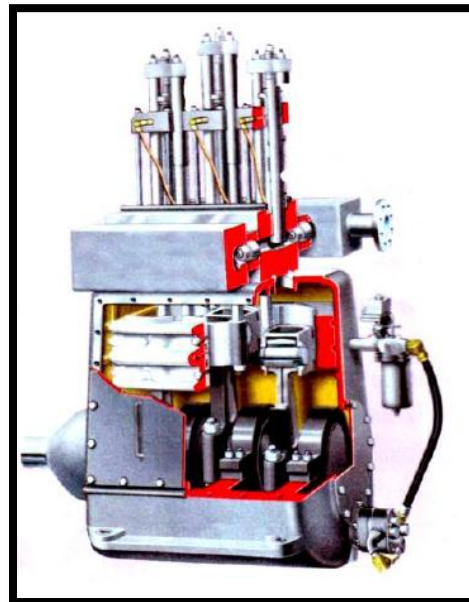


Fig. 6.3 Bomba recíproca de simple efecto, con tres pistones.

6.1.2 Embolo buzo

Estas bombas no tienen diferencia esencial con las descritas anteriormente; la única diferencia radica en que el pistón entra en contacto con el fluido no sólo por su parte frontal sino también por su superficie cilíndrica (Véase la Figura 6.4). (Bombas volumétricas)

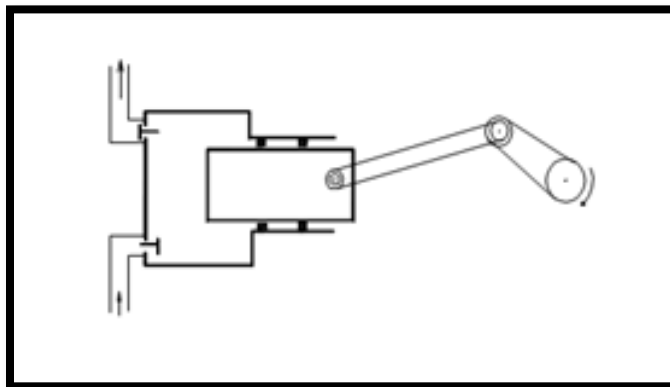


Fig. 6.4 Bomba recíproca con embolo buzo

6.1.3 Multi-pistón

Estas bombas se caracterizan por tener varios pistones trabajando en paralelo, todos movidos por un único motor.

En la disposición paralela en línea, un único cigüeñal mueve todos los pistones. En la disposición en tambor, el motor mueve una platina que, simultáneamente, hace girar mediante un árbol central el cuerpo de cilindros y además produce, por su inclinación, el movimiento recíproca de los pistones. Todos los cilindros están comunicados, a través de sendas válvulas, con cámaras de aspiración y de impulsión. Variando el ángulo α de la platina se puede variar la carrera de los pistones y por ende se regula el caudal.

Otra realización utilizada coloca los pistones radialmente dentro de una carcasa exterior móvil respecto al cuerpo que aloja los cilindros (ver Figura 6.6). Éste gira excéntricamente, produciendo el movimiento de vaivén de los pistones.

La disposición multi-cilindro permite disminuir la amplitud de las pulsaciones de presión en la impulsión (aumentando su frecuencia). (Bombas volumétricas)

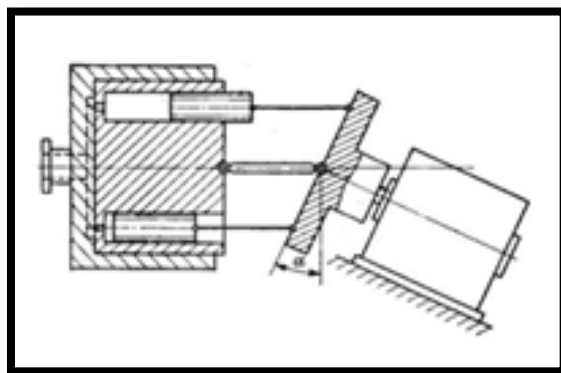


Fig. 6.5 Bomba multi-pistón, pistones paralelos

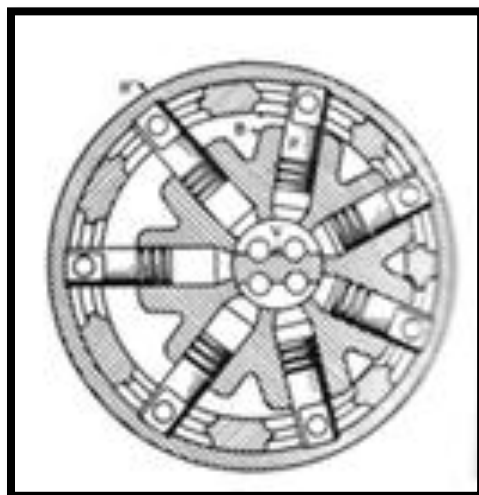


Fig. 6.6 Bomba multi-pistón, pistones radiales

6.1.4 Bombas de diafragma mecánicas

Estas bombas difieren de las de pistón sólo en que el espacio variable o cámara de compresión de volumen variable se logra por la deformación de un diafragma en lugar del movimiento de un pistón. Véase el esquema de su funcionamiento en la Figura 6.7 y un corte de una bomba real en la Figura 6.8 esta solución no permite llegar a presiones tan elevadas como con las de pistón; tienen como parte débil el diafragma, que está sometido a flexiones repetidas. Su principal ventaja radica en la ausencia total de fugas en la bomba. (Bombas volumetricas)

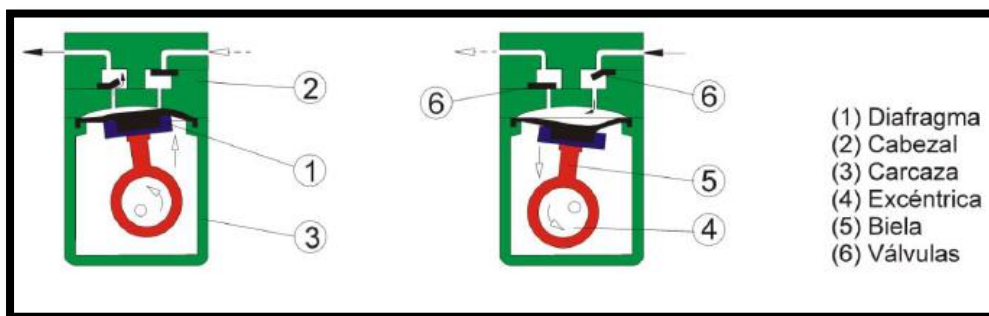


Fig. 6.7 Bomba de diafragma-Esquema de funcionamiento

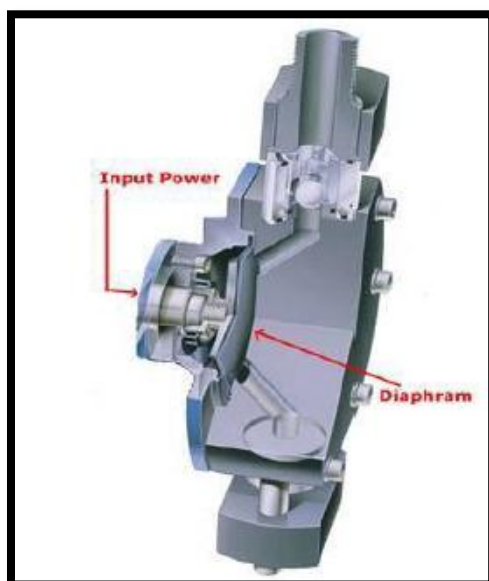


Fig. 6.8 Bomba de diafragma-Corte

6.1.5 Bombas de engranajes

Las bombas de engranajes exteriores (ver fig. 6.9) conducen el líquido en las cavidades limitadas por la carcasa, dos dientes consecutivos de cada engranaje y las paredes anterior y posterior. Son adecuadas para líquidos de alta viscosidad, y permiten lograr muy altas presiones.

Pueden estar ambos engranajes motorizados externamente, o uno de ellos conducir al otro.

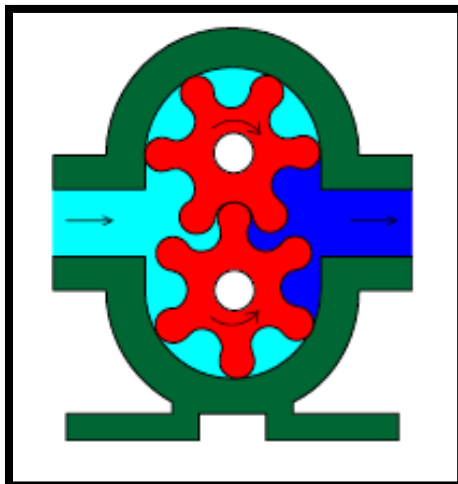
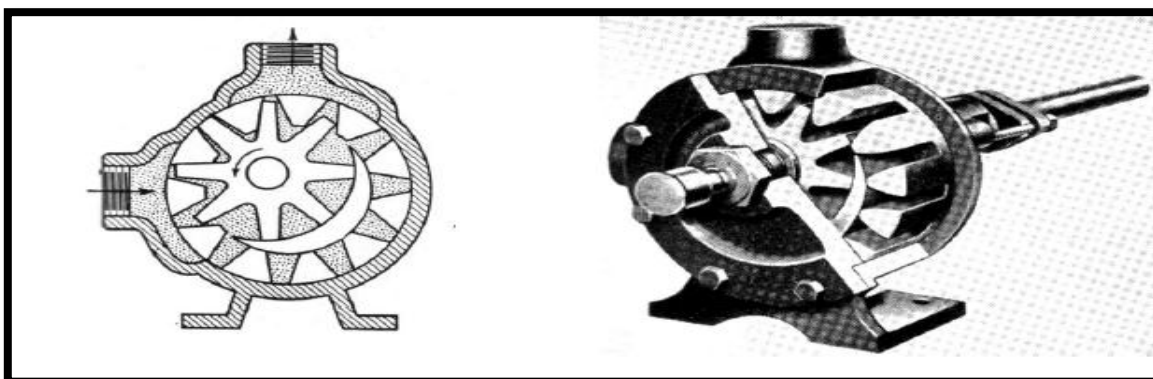


Fig. 6.9 Bomba de engranajes exteriores, rígidos

Las bombas de engranajes interiores capturan el fluido entre dos engranajes que engranan uno dentro del otro, girando ambos engranados conjuntamente y excéntricos entre sí: el interior guiado por su eje y el exterior por la carcasa fija (ver figuras 6.10 (a) y (b)).



(a) Corte

(b) Vista

Fig. 6.10 Bomba de engranajes interiores

Se utilizan, también, bombas de un solo engranaje flexible, construido con algún elastómero adecuado al fluido a bombear (ver Fig. 6.11). Suelen ser utilizadas para aplicaciones de poca altura (habitualmente, no más de 1,5 bar) y bajo caudal. Su ventaja radica en su simplicidad de montaje y mantenimiento, además de su reducido costo. (Bombas volumetricas)

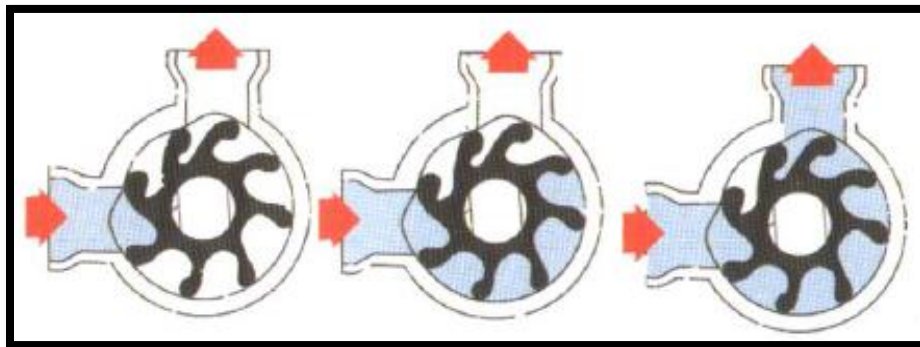


Fig. 6.11 Bomba de engranajes flexibles

6.1.6 Bombas de perfiles conjugados

Estas bombas trabajan de acuerdo al mismo principio que las de engranajes exteriores, pero se elaboran con otros perfiles. Tienen dos rotores, que normalmente son iguales (pueden ser distintos) y que suelen ser movidos independientemente. Sus perfiles son tales que se mantienen en contacto mutuo en todo momento (contacto eventualmente lubricado y sellado por el propio fluido bombeado). El fluido es impulsado entre los lóbulos de los perfiles y la carcasa. En las Figuras 6.12 y 6.13 se muestran cortes esquemáticos de bombas de perfiles de dos y tres lóbulos; se ha elaborado una gran cantidad de perfiles al efecto. (Bombas volumetricas)

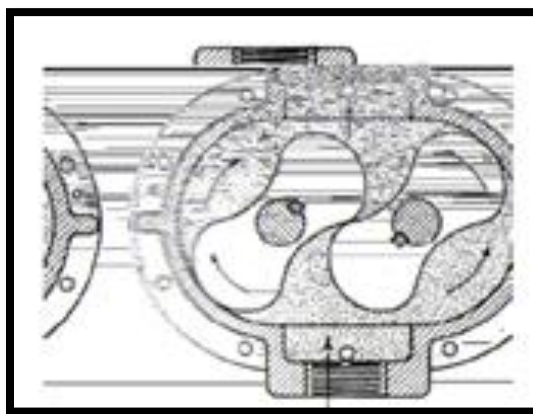


Fig. 6.12 Bomba de perfiles conjugados- 2 lóbulos

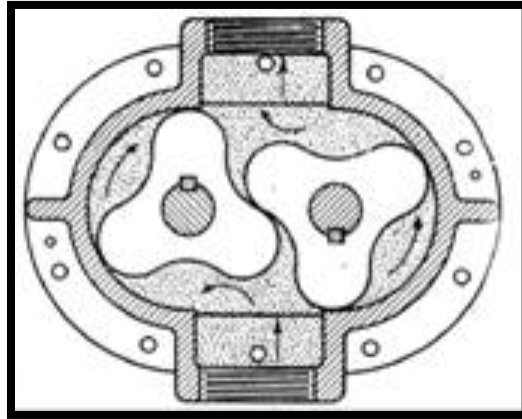


Fig. 6.13 Bomba de perfiles conjugados- 3 lóbulos

6.1.7 Bombas de paletas

Estas bombas se caracterizan por tener un rotor con paletas planas deslizantes radialmente en él. Dicho rotor gira excéntrico dentro de una carcasa circular (véase figura 6.14). Una porción de fluido atrapada en la zona de entrada entre dos paletas consecutivas y las tapas laterales es conducida hacia la boca de descarga de la bomba, que suele ser colineal con la boca de entrada.

Las paletas deslizan apoyadas sobre la carcasa fija, oprimidas por la fuerza centrífuga; algunos modelos incluyen resortes en el interior de las ranuras del rotor para mantener el contacto. Son aptas para diferencias de presiones relativamente bajas, en especial cuando son de un pequeño número de paletas. Este número puede ser desde dos hasta un máximo de 8 o 10, muy raramente más. El material de las paletas tiene que ser, a la vez, liviano, resistente y de bajo coeficiente de fricción. (Bombas volumetricas)

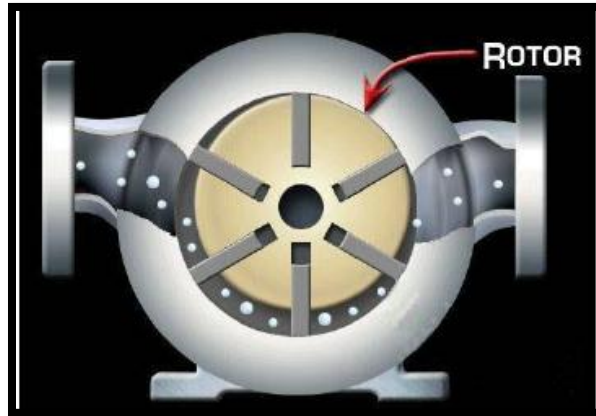


Fig. 6.14 Bombas de paletas

6.1.8 Bombas de cavidades progresivas

Llamadas bombas Mono (ver figura 6.15), constan de un rotor helicoidal de perfil transversal redondeado, que gira en una carcasa de sección transversal adecuada para confinar el fluido y transportarlo axialmente a medida que el rotor gira.

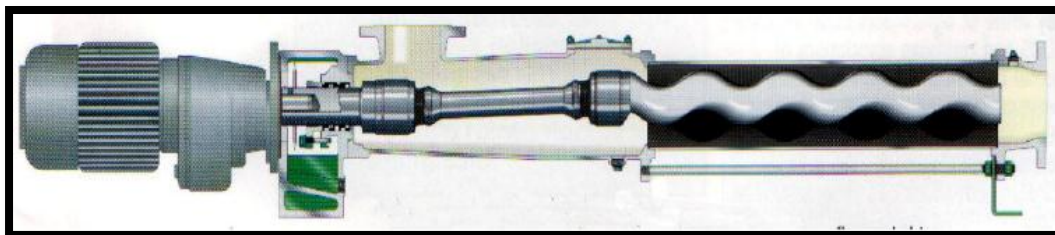


Fig. 6.15 Bomba Mono

Sea D el diámetro del rotor en cualquier sección transversal y e la excentricidad con que gira su centro; la sección transversal de la carcasa tiene la forma de dos semicírculos de diámetro D separados por un rectángulo de lados D y $4e$ (véase Fig. 6.16).

Debido a la rotación excéntrica del rotor, el par motor se le suele transmitir mediante un árbol con articulaciones cardán. Este árbol queda sumergido en el fluido impulsado, habitualmente del lado de entrada, aunque estas bombas pueden funcionar en cualquiera de los dos sentidos indistintamente (a menos de las fugas por el sellado entre el árbol motor y la carcasa).

Otro efecto de la rotación excéntrica del rotor es la vibración: son máquinas inherentemente desbalanceadas. Por ello no se hace girar el rotor a altas velocidades: es usual que N varíe entre 100 rpm y 300 rpm; un límite superior al cual rara vez se llega pueden ser los 1000 rpm. La vibración inducida es de baja frecuencia y relativamente alta amplitud, por lo que no se traduce en un ruido excesivo. Pero sí condiciona la fundación y el montaje requerido. Estas bombas suelen usarse para materiales pastosos, de alta viscosidad, eventualmente con sólidos en suspensión. Los materiales de rotor, carcasa, árbol cardán y cojinetes suelen elegirse en función de las sustancias a impulsar. El rotor suele ser de acero, hierro fundido o acero inoxidable; la carcasa o estator suele ser de algún elastómero dentro de una envolvente de acero; el elastómero suele tener una buena resistencia al desgaste abrasivo.

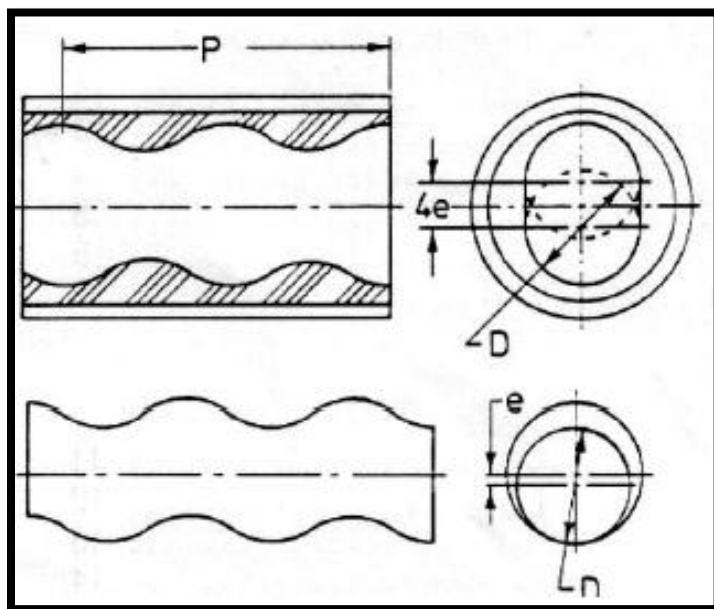


Fig. 6.16 Esquema de una bomba Mono

Se acostumbra que haya un leve ajuste de compresión entre rotor y estator, lo cual causa un par resistente adicional al requerido por el bombeo. En esos casos la bomba suele considerarse autocebante para alturas negativas en la succión de hasta 8 metros. En estos casos la bomba no debe operar en seco pues deterioraría el estator elastomérico. El caudal es fácilmente controlable con la velocidad de rotación, la presión tiene mínimas pulsaciones y son de operación muy simple y exenta de problemas. (Bombas volumétricas)

6.1.9 Bombas de tornillo

Estas bombas, al igual que las de cavidades progresivas, confinan el fluido entre un tornillo (entre dos filetes consecutivos) y una carcasa o envolvente que hermanan con las aristas del tornillo a medida que éste gira.

Una realización utilizada en obras de saneamiento es el llamado “tornillo de Arquímedes” (ver Figura 6.17), utilizado para elevar grandes caudales de fluidos a pequeñas alturas; suele ser de entrada y salida no confinada: toma de un tanque o canal abierto y lo envía a otro a nivel superior.

Es utilizado, principalmente, en instalaciones de tratamiento de aguas residuales.

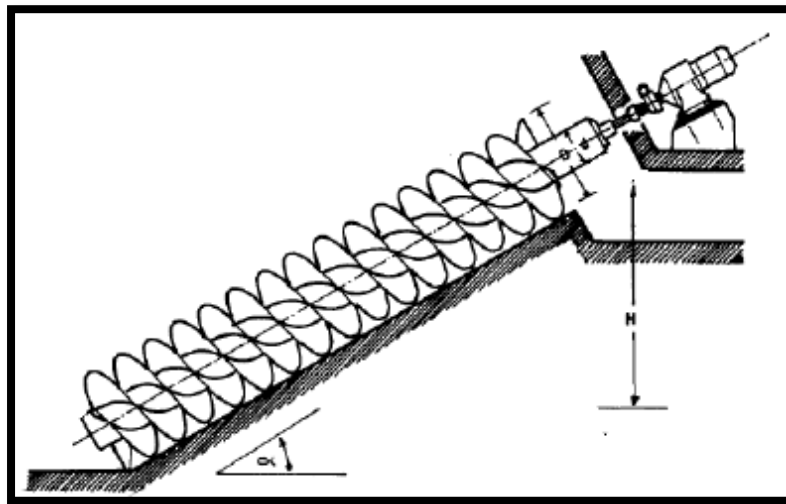


Fig. 6.17 Bomba de tornillo

Otra realización es la configuración a doble tornillo (ver Figura 6.17), que traslada el fluido entre los filetes consecutivos de dos tornillos y la carcasa, simultáneamente.

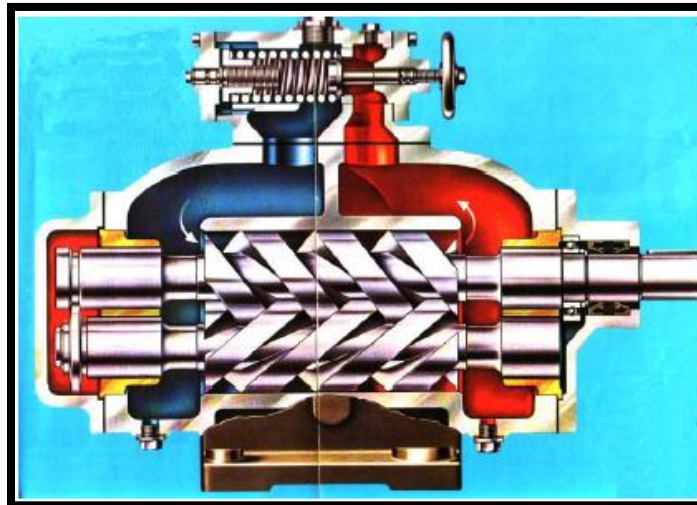


Fig. 6.18 Configuración a doble tornillo

En el tornillo de Arquímedes los filetes de rosca suelen ser de chapa relativamente fina; en cambio en las bombas de tornillo para mayores presiones los filetes suelen ser de sección rectangular o trapecial para disminuir las pérdidas volumétricas. (Bombas volumetricas)

6.1.10 Bombas peristálticas

Estas bombas tienen un órgano rotatorio que no está en contacto con el fluido. Éste circula por el interior de un tubo flexible que es comprimido por unos rodillos (ver figura 6.19), confinando así una cierta cantidad de líquido e impulsándolo hacia la descarga.

Se usa este tipo de bombas cuando se quiere evitar totalmente la posibilidad de fugas de fluido. También cuando se desea medir con precisión, como en actividades de laboratorio o en dosificación de productos químicos. Sólo se usan para caudales muy pequeños (habitualmente unos pocos litros por hora, nunca más de 12000 lts. /h ni siquiera en los tamaños más grandes). Su debilidad radica en el tubo flexible: al estar sometido a flexiones repetidas suele deteriorarse y debe ser reemplazado periódicamente. El material con que se construye este tubo debe ser, por un lado, lo más resistente posible a las flexiones repetidas; y por otra parte compatible con los fluidos que circulan. (Bombas volumetricas)

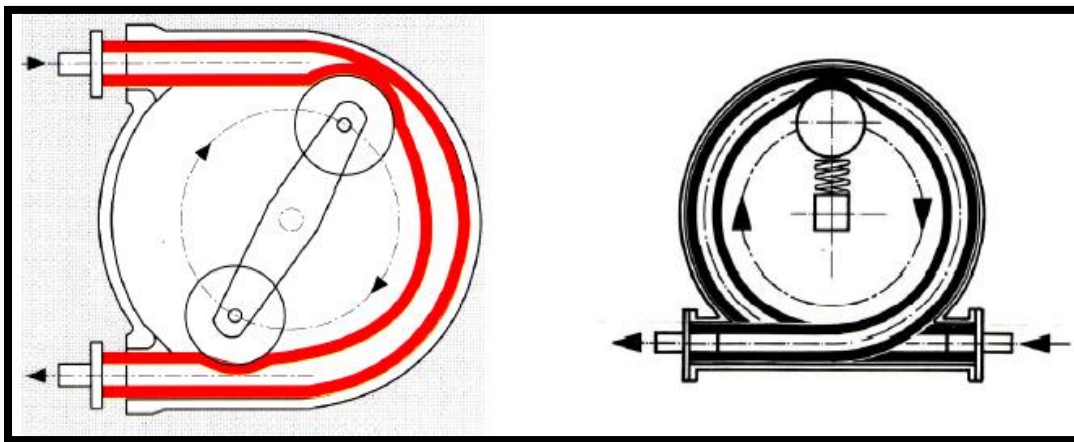


Fig. 6.19 Bomba peristálticas de dos y un rodillo respectivamente

Ventajas y desventajas

Las ventajas de las bombas reciprocantes de pozo llano son:

- ❶ Alta presión disponible
- ❷ Autocebantes (dentro de ciertos límites)
- ❸ Flujo constante para cargas a presión variable
- ❹ Adaptabilidad a ser movidas manualmente o por motor

Las desventajas son:

- ❶ Baja descarga
- ❷ Baja eficiencia comparada con las bombas centrifugas
- ❸ Muchas partes móviles
- ❹ Requieren mantenimiento a intervalos frecuentes
- ❺ Succión limitada
- ❻ Costo relativamente alto para la cantidad de agua suministrada
- ❼ Requieren un torque considerable para llevarlas a su velocidad
- ❽ Flujo pulsante en la descarga (Bombas de desplazamiento positivo)

Usos de las bombas de desplazamiento positivo

- 🌀 Bombeo en pozos llanos
- 🌀 Bombeo en pozos profundos
- 🌀 Para niveles de agua variable
- 🌀 Bombas de incendio
- 🌀 Bombas de transferencia y circulación
- 🌀 Operación por molinos de viento
- 🌀 Altas cargas a presión
- 🌀 Alimentación de calderas
- 🌀 Bombeo de aceite y gasolina
- 🌀 Fumigadores de cosechas (Bombas de desplazamiento positivo)

6.2 Energías renovables

Los combustibles fósiles (petróleo, carbón mineral y gas natural) son recursos finitos que inexorablemente van a agotarse; de ahí su denominación de "*recursos no renovables*".

Por fortuna, existen también las energías renovables, que se definen como formas de energía que tienen una fuente prácticamente inagotable con respecto al tiempo de vida de un ser humano en el planeta, y cuyo aprovechamiento es técnicamente viable.

Dentro de estos tipos de energía se encuentran: la solar, la eólica (viento), la mini hidráulica (ríos y pequeñas caídas de agua), la biomasa (materia orgánica), la geotermia (calor de las capas internas de la Tierra) y la oceánica, principalmente.

Las energías renovables ofrecen la oportunidad de obtener energía útil para diversas aplicaciones, su aprovechamiento tiene menores impactos ambientales que el de las fuentes convencionales y poseen el potencial para satisfacer todas nuestras necesidades de energía presentes y futuras. Además, su utilización contribuye a conservar los recursos energéticos no renovables y propicia el desarrollo regional.

Para este proyecto se estudiarán dos tipos de energías renovables los cuales son la energía eólica y energía solar, y en caso de la ausencia de sol o viento, se empleará un dispositivo manual operado por una persona. (Energía renovable)

6.3 Energía solar

La radiación solar puede ser transformada directamente en energía eléctrica. A este fenómeno se lo denomina efecto fotovoltaico. A mediados del siglo XIX (1839) el físico francés Becquerel descubrió el efecto fotovoltaico (FV). Varios físicos, como Willoughby Smith (1873) y Lenard (1900) verifican su existencia bajo diversas condiciones. Einstein (1905) proporciona la base teórica del fenómeno, ganando el premio Nobel de física. Millikan (1920), un físico norteamericano, corrobora la teoría de Einstein. Sin embargo, la aplicación práctica de esta conversión de energía no comenzó hasta 1954, cuando se necesitó una fuente generadora de energía eléctrica que pudiere alimentar los circuitos eléctricos de los satélites espaciales, sin recurrir al uso de combustibles y con una vida útil de larguísima duración. (L.Gasquet, 2004)

Las primeras aplicaciones terrestres del fenómeno fotovoltaico comienzan en 1972. Desde esa fecha, una sucesión de nuevos procesos industriales, junto con la expansión del mercado de consumo, permitieron una drástica reducción del costo inicial de los paneles generadores (más de 100 veces desde su debut espacial). A pesar de ello el uso extensivo de los sistemas fotovoltaicos en lugares del planeta que carecen de electricidad no ha alcanzado el nivel requerido. En el presente se estima que millones de seres humanos carecen de electricidad en el planeta. Considero que existen tres factores que contribuyen a retardar su difusión: bajos ingresos, falta de crédito y carencia de conocimientos tecnológicos por parte de los presuntos consumidores.

La ausencia de crédito, combinada con el bajo poder adquisitivo de este sector de la población, así como la imposición de aranceles aduaneros a los componentes importados, hace que sistemas básicos (uno a dos paneles), resulten prohibitivos. Cuando la parte financiera es resuelta con el otorgamiento de crédito a largo plazo y bajo interés, la instalación de estos sistemas alcanza un alto grado de demanda. Es importante que las autoridades en los países subdesarrollados reconozcan que el otorgamiento de estos créditos representa la solución más económica para extender el sistema eléctrico, en particular cuando se tienen poblaciones aisladas unas de otras, con un bajo consumo familiar. La solución convencional (construcción de usinas generadoras y redes de distribución) no sólo representa una mayor inversión, pero puede que no sea redituable.

Deberá tenerse en cuenta que el uso de sistemas fotovoltaicos no representa una solución económica cuando se pretende suplantar los servicios de la red eléctrica local, ya que la inversión inicial de un sistema equivalente es muy elevada.

Si bien es cierto que los sistemas fotovoltaicos no son una panacea, sin duda alguna representa la solución más efectiva en lugares remotos. La instalación de sistemas fotovoltaicos domiciliarios o comunales, construidos en poblaciones rurales, permite un enorme incremento del estándar de vida de la población. La generación de energía eléctrica hace posible mejorar las condiciones sanitarias de una comunidad, permitiendo el bombeo de agua potable y el uso de refrigeradores para preservar alimentos perecederos y medicinas que necesitan de la refrigeración para evitar su descomposición. Este libro pretende hacer una contribución para reducir la incidencia negativa del tercer factor: la falta de conocimientos técnicos sobre el tema.

La luz, sea ésta de origen solar, o generada por un foco incandescente o fluorescente, está formada por un conjunto de radiaciones electromagnéticas de muy alta frecuencia, que están agrupadas dentro de un cierto rango, llamado espectro luminoso. Las ondas de baja frecuencia del espectro solar (infrarrojo) proporcionan calor, las de alta frecuencia (ultravioleta) hacen posible el proceso de fotosíntesis o el bronceado de la piel. Entre esos dos extremos están las frecuencias que forman la parte visible de la luz solar. La intensidad de la radiación luminosa varía con la frecuencia. La Fig. N° 6.21 muestra, en forma no detallada, la composición del espectro luminoso.

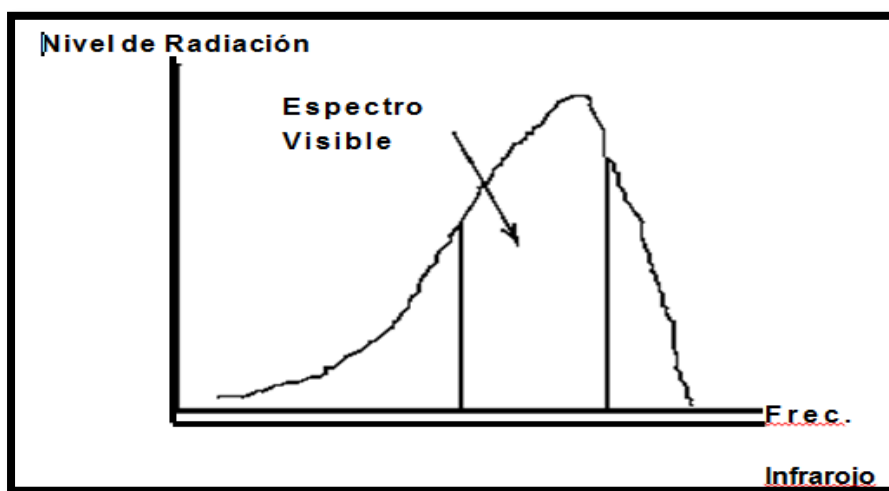


Fig. 6.20 Espectro luminoso de la luz solar

El “color” de la luz solar depende de la composición del espectro de frecuencias. Los fabricantes de focos luminosos, conscientes de este fenómeno, tratan de dar a éstos un espectro de radiación luminosa similar al de la luz solar que llega a la Tierra cuando el sol alcanza la posición del zenith (luz blanca). La intensidad y frecuencias del espectro luminoso generado por el sol sufren alteraciones cuando la luz atraviesa la atmósfera. Ello se debe a la absorción, reflexión y dispersión que toma lugar dentro de ésta. Los gases presentes en la capa atmosférica actúan como filtros para ciertas frecuencias, las que ven disminuías su intensidad o son absorbidas totalmente. El proceso fotovoltaico responde a un limitado rango de frecuencias dentro del espectro visible, de manera que es importante definir el espectro de radiación de la fuente luminosa que se utiliza para evaluar la celda fotovoltaica. Esto se hace especificando un parámetro denominado Masa de Aire. (L.Gasquet, 2004)

6.3.1 Masa de aire

La posición relativa del sol respecto a la horizontal del lugar determina el valor de la masa de aire. Cuando los rayos solares caen formando un ángulo de 90° respecto a la horizontal, se dice que el sol ha alcanzado su zenith.

Para esta posición la radiación directa del sol atraviesa una distancia mínima a través de la atmósfera. Cuando el sol está más cercano al horizonte, esta distancia se incrementa, es decir, la “masa de aire” es mayor. La Figura 6.21 ilustra esta situación.

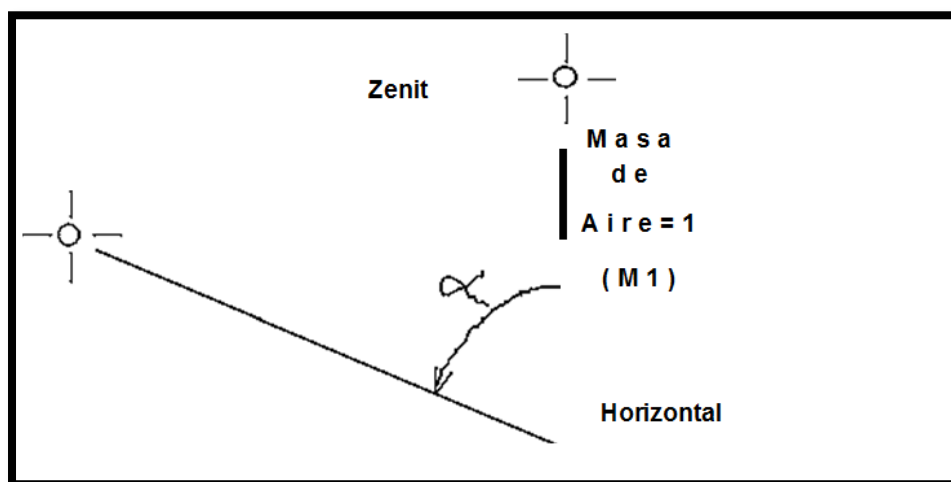


Fig. 6.21 Masa de aire

A la posición del zenit se le asigna una masa de aire igual a 1 (M_1). Cualquier otra distancia tendrá una masa de aire que puede calcularse usando la expresión:

$$\text{Masa de aire} = 1 / \cos \alpha \quad (6.1)$$

Donde α es el ángulo formado entre la posición de zenit y la posición del sol en ese momento, y $\cos \alpha$ es el valor del coseno de ese ángulo, el que varía entre 1 y 0 cuando el ángulo varía entre 0 y 90°. Para valores de α mayores que cero, el valor del $\cos \alpha$ es siempre menor que la unidad, de manera que el valor de la masa de aire se incrementa. Valores para la masa de aire mayores que la unidad indican que la radiación directa debe atravesar una distancia mayor dentro de la atmósfera. El ángulo de inclinación respecto a la posición del zenit (vertical) puede ser calculado de la expresión anterior. Se deduce así que una masa de aire de valor 1,5 corresponde a un ángulo de unos 48°. (Manrique, 1984)

6.3.2 Variación del espectro luminoso

Al incrementarse la distancia, la absorción, reflexión y dispersión de la luz solar también se incrementan, cambiando el rango de frecuencias que integran el espectro luminoso, así como la intensidad del mismo. Esto explica las variaciones de intensidad y color de la luz solar durante la salida y puesta del sol. La fuente luminosa usada para medir la potencia de salida de un panel fotovoltaica tiene un espectro luminoso correspondiente a una masa de 1,5 (M_1 , 5), el que ha sido adoptado como estándar. La intensidad es muy cercana a $1\text{KW}/\text{m}^2$

6.3.3 Insolación

La cantidad total de radiación solar (directa y reflejada) que se recibe en un punto determinado del planeta, sobre una superficie de 1 m^2 , para un determinado ángulo de inclinación entre la superficie colectora y la horizontal del lugar, recibe el nombre de insolación. El término deriva de la palabra inglesa insolation, la que, a su vez, representa un acronismo derivado de otras tres palabras del mismo idioma: incident solar radiation (radiación solar incidente)

El valor de la insolación en una dada locación debe reflejar el valor promedio de la misma. Para obtenerlo, se necesita tener en cuenta las variaciones cíclicas estacionales,

conduciendo mediciones de la radiación solar diaria durante 10 o más años. En los Estados Unidos de Norteamérica, esta tarea es llevada a cabo por el National Renewable Energy Laboratory (NREL) con sede en Golden, Colorado, desde 1961. Las mediciones de insolación diaria se toman usando colectores fijos, con distintos ángulos de inclinación con respecto a la horizontal, así como colectores móviles (los que siguen la trayectoria del sol automáticamente). El Centro de Estudios para la Energía Solar (Censolar) publica datos para la insolación media, en un plano horizontal, para una multitud de países en el mundo.

Se usan diferentes unidades para expresar el valor de la insolación de un lugar. La más conveniente para nuestra aplicación es el Kilowatt hora por metro cuadrado (KWh/ m²), o su valor equivalente en miliwatt hora por centímetro cuadrado (mWh/cm²). Si la energía del sol se utilizare para calentar agua, resulta más conveniente usar como unidad las calorías por metro cuadrado (Cal/m²) o los Btu/f² (**B**ritish **t**hermal **u**nits por pie cuadrado). La reducción de una cantidad a la otra puede hacerse recordando que $1\text{KWh/m}^2 = 860\text{ Cal/m}^2 = 317.02\text{ Btu/f}^2$

Si la superficie colectora mantiene un ángulo de inclinación fijo, el valor de la insolación en una dada locación depende de las condiciones atmosféricas y la posición del sol respecto del horizonte. La presencia de nubes incrementa la absorción, reflexión y dispersión de la radiación solar. Las zonas desérticas, dada la carencia de nubes, tienen los mayores valores de insolación en el planeta. La posición del sol respecto a la horizontal cambia durante el día y con las estaciones. El valor de la insolación al amanecer y al atardecer, así como en el invierno, es menor que el del mediodía o el verano

Irradiación es el valor de la potencia luminosa. Los fabricantes de paneles fotovoltaicos determinan la máxima potencia eléctrica de salida usando una fuente con una potencia luminosa de 1 KW/m². Este valor, conocido con el nombre de SOL, se ha convertido en un estándar para la industria, facilitando la comparación de paneles de distintos orígenes. Recordando que:

$$1\text{ m}^2 = 10.000\text{ cm}^2$$

$$1\text{ KW} = 1.000\text{ W}$$

$$1\text{ SOL} = 1\text{ KW/m}^2 = 100\text{ miliwatts/cm}^2$$

Las dos cantidades son usadas, indistintamente, en las especificaciones de paneles fotovoltaicos. La energía captada diaria por un panel solar se expresa de la manera siguiente.

$$\text{energía captada diaria} = (HPS) \cdot P_t \cdot \eta_p \quad (6.2)$$

Dónde:

HPS = Radiación media en $Kwh/m^2/día$

P_t = Potencia de trabajo Kwh

η_p = Eficiencia del panel solar (si no se conoce suponemos una eficiencia de 90%)

El valor de la irradiación varía al variar la masa de aire, la que cambia constantemente desde el amanecer al anochecer. Para simplificar el cálculo de la energía eléctrica generada diariamente por un panel fotovoltaico, se acostumbra a definir el día solar promedio. Este valor es el número de horas, del total de horas entre el amanecer y el anochecer, durante el cual el sol irradia con una potencia luminosa de 1 SOL.

Recordando que los paneles son evaluados usando una intensidad luminosa de un SOL, la duración del día solar promedio representa la cantidad de horas, del total de horas de luz diaria, en que el panel es capaz de generar la potencia máxima de salida especificada por el fabricante. (L.Gasquet, 2004)

6.4 Sistema fotovoltaico

Un sistema fotovoltaico consiste en la integración de varios componentes, cada uno de ellos cumpliendo con una o más funciones específicas, a fin de que éste pueda suplir la demanda de energía eléctrica impuesta por el tipo de carga, usando como combustible la energía solar. La definición anterior deja claramente establecido que la carga eléctrica determina el tipo de componentes que deberán utilizarse en el sistema. La completa definición de la carga debe tener en cuenta tres características que la definen: el tipo, el valor energético y el régimen de uso.

Existen tres tipos de cargas: CC, CA, y mixta (CC y CA). Cuando la carga tiene aparatos de CA, se necesitará incorporar al sistema un inversor. Este componente transforma el voltaje de CC proporcionado por los paneles en un voltaje de CA. Las pérdidas de energía en estos sistemas son mayores que la de los de CC.

El valor energético representa el total de energía que consumirá la carga dentro de un período determinado, generalmente un día. Para sistemas pequeños este valor estará dado en Wh/día. Para sistemas de mayor consumo en KWh/día.

El régimen de uso responde a dos características: cuándo se usa la energía generada y la rapidez de su uso. Dependiendo de cuándo se usa la energía, se tendrá un régimen diurno, nocturno o mixto. La rapidez del consumo (energía por unidad de tiempo), determina el valor de la potencia máxima requerida por la carga. En sistemas que deben alimentar motores eléctricos (heladeras, herramientas eléctricas, motores de bombeo, etc.), el régimen de carga no es constante, dado que el arranque de motores eléctricos demanda mayor corriente que cuando éstos giran a velocidad fija. Este pico de corriente (transitorio de arranque) debe ser contemplado al seleccionar el fusible de protección y el cable que alimenta este tipo de carga. (L.Gasquet, 2004)

La potencia máxima de salida de un panel fotovoltaico es, sin duda alguna, la característica más importante del mismo. Salvo en casos de muy bajo consumo, la implementación de un sistema FV requiere el uso de paneles con potencias de salidas de 30 o más watts. Paneles con potencias por debajo de 30W no ofrecen una solución práctica, ya que la diferencia en costo no es suficiente para justificar el mayor número de paneles requeridos. Numerosas compañías ofrecen paneles con una potencia de salida 60 W, 80 W, 100 W y paneles que rebasan los 120 W.

6.4.1 Factor de degradación

Para la mayoría de los paneles fotovoltaicos, cuando la temperatura de trabajo aumenta, el valor de la potencia de salida disminuye. En la práctica, debido a la disipación de calor dentro de las celdas del panel, salvo en climas muy fríos, la temperatura de trabajo excede los 25°C. Cuando ello ocurre, la potencia de salida nunca alcanza el valor pico especificado por el fabricante. El diseño de un sistema fotovoltaico debe tener en cuenta esta degradación del panel, a fin de asegurar que los requerimientos eléctricos del sistema pueden ser

satisfechos durante los días más calurosos del verano. Para el período invernal, si el mínimo para la temperatura promedio es menor a los 25°C, no se considera ninguna degradación para la potencia de salida pico. La degradación puede ser calculada usando los valores dados por las curvas I-V a alta temperatura, pero este proceso es tedioso e impreciso, dada la pobre resolución de las curvas publicadas por los fabricantes. Por ello es mucho más conveniente usar factores de degradación dados en forma porcentual con relación a la potencia pico. Si se desconoce el coeficiente de degradación del panel que ha elegido trate de obtener esa información del fabricante o use el coeficiente dado de 0.6%/°C para calcular su sistema. (L.Gasquet, 2004)

6.4.2 Máxima potencia de salida

En particular, la potencia de salida es nula para dos puntos de trabajo: circuito abierto y cortocircuito, ya que la corriente o el voltaje de salida es nulo. Por lo tanto, si la salida de un panel es cortocircuitada, éste no sufre daño alguno. Entre estos dos valores nulos, la potencia de salida alcanza un valor máximo que varía con la temperatura. El valor máximo que corresponde a una temperatura de trabajo de 25°C se denomina “valor óptimo” o “valor pico” (Wp) del panel. Para determinarlo, se usan los valores estandarizados

La temperatura de trabajo que alcanza un panel fotovoltaico obedece una relación lineal dada por la expresión:

$$T_t = T_a + (K)(R) \quad (6.3)$$

Donde, T_t es la temperatura de trabajo del panel (°C) (°F), T_a es la máxima temperatura ambiente (°C) (°F), R es el valor de la radiación solar (mW/cm^2), y K es un coeficiente que varía entre 0,2 y 0,4 °C.cm²/mW, dependiendo de la velocidad promedio del viento. Cuando ésta es muy baja, o inexistente, el enfriamiento del panel es pobre o nulo, y k toma valores cercanos o iguales al máximo (0,4). Si la velocidad promedio del viento produce un enfriamiento efectivo del panel, el valor de k será el mínimo (0,2). El valor de R varía entre 80 y 100mW/cm². Para ocasiones con alto valor de insolación diaria se usa el valor máximo. Si existen nubes pasajeras que reducen el valor de irradiación, el valor de R se reduce a 80mW/cm². El producto $(K)(R)$ representa el incremento de temperatura que sufre el panel

sobre la máxima temperatura ambiente. Una vez conocido este valor, se determina el incremento en la temperatura de trabajo respecto a la estandarización de paneles solares (25°C).

La expresión da el valor de la potencia de salida de un panel trabajando a una temperatura T_t

$$P_t = P_p - [(p_p)(\delta)(\Delta T)] \quad (6.4)$$

Donde P_t es la potencia de salida a la temperatura de trabajo (Wh) (T_t); P_p es la potencia pico del panel (a 25°C); δ es el coeficiente de degradación (0,6%/°C) y ΔT es el incremento de temperatura por sobre los 25°C.

Para temperaturas de trabajo más elevadas, como es común en las zonas desérticas, donde la radiación es elevada y los vientos son inexistentes durante el verano, la temperatura de trabajo del panel se elevará, incrementándose la pérdida de la potencia de salida. (L.Gasquet, 2004)

6.4.3 Comparación de batería para automotor y batería solar

El acumulador de Pb-ácido tiene numerosas aplicaciones. Nuestro interés se reducirá a dos de ellas: las baterías para automotores y las baterías para sistemas fotovoltaico (baterías solares). Como la diferencia en el costo de estas dos versiones es apreciable, existe siempre la tentación de usar la batería más económica (automotor) en un sistema fotovoltaico. Para apreciar porqué una batería solar representa la solución más adecuada, puntualizaremos las diferencias entre las dos.

6.4.3.1 Régimen de uso

El modelo de batería usado en los automotores está diseñado para sostener corrientes elevadas (200 a 350 A) por muy breves instantes (segundos) durante el arranque del motor. El resto del tiempo la batería está siendo cargada o permanece inactiva. La batería de un sistema solar, por el contrario, debe ser capaz de sostener corrientes moderadas (una decena de amperes), durante horas. Además, en muchas aplicaciones, deberá permanecer activa sin recibir carga alguna (servicio nocturno). Normalmente, los períodos de reposo son nulos, ya

que está siendo cargada o descargada. Diferentes requerimientos de uso sólo pueden satisfacerse con diseños distintos.

6.4.3.2 Batería para automotor

Las placas de una batería de Pb-ácido para automotor están hechas con plomo esponjoso. Esta técnica de fabricación hace posible el obtener un máximo de superficie activa con un mínimo de peso. La reducción en la cantidad de plomo contribuye, en forma substancial, a abaratar su costo. El incremento de la superficie activa disminuye la densidad de corriente (A/cm^2), permitiendo alcanzar niveles muy altos para la corriente de carga, por breves instantes. Las baterías de automotor llamadas de “mantenimiento nulo” tienen electrodos con aleación de calcio lo que contribuye a minimizar la gasificación durante la carga.

Esto hace que se reduzca la pérdida de agua en el electrolito. El agregado de esta aleación disminuye, asimismo, las pérdidas por auto-descarga, permitiendo la retención de la carga durante largos períodos de inactividad.

6.4.3.3 Batería solar

Los electrodos de una batería solar tienen una aleación de antimonio, la que permite adherir una mayor cantidad de material activo. Vimos en el capítulo anterior que el envejecimiento de una batería se produce por la pérdida de éste cuando la batería es descargada. Celdas con mayor cantidad de material activo tienen una más larga duración y profundidad de descarga. El incremento del material activo aumenta el costo y el peso de la batería. Una batería solar de 6 V, con volumen muy similar a la de 12 V en un automotor, pesa más de 30 Kg. La presencia del antimonio incrementa las pérdidas por auto descarga. Si una batería solar permanece en almacenamiento, debe ser cargada con frecuencia. Como la presencia del antimonio incrementa la gasificación, la corriente de carga en un sistema fotovoltaico debe tener un régimen variable.

6.4.3.4 Profundidad de descarga

Dos características identifican a una batería solar: la mayor profundidad de descarga (PD) y un alto valor para el ciclaje. La batería de automotor está diseñada para soportar una leve PD. Para ilustrar este aspecto, asumiremos que en invierno la corriente de arranque alcanza 350A y dura 3 segundos. Durante el arranque la batería habrá entregado 0,29Ah ($350 \times 3/3.600$). Como la capacidad típica de estas baterías es de 80Ah, los 0,29Ah representan una PD de sólo 0,36%. Tomaría tres arranques consecutivos para que la PD llegase al 1%. La batería solar permite una PD máxima del 80%, cientos de veces, a niveles de corriente moderados. Es por ello que a estas baterías se las denomina de ciclo profundo (BCP).

6.4.3.5 Máximo número de ciclos

Se considera que una BCP ha completado todos los ciclos de carga y descarga cuando, al ser cargada nuevamente, la máxima energía que puede almacenar se reduce al 80% de su valor inicial. El número de ciclos de carga/descarga depende de la PD. Cuando ésta disminuye, el número de ciclos aumenta. Para una dada PD, la batería más robusta proporciona el mayor número de ciclos. La Tabla 6.1 muestra estas características para dos baterías solares de Pb-ácido con electrolito líquido. El número de Ah y el peso de cada modelo (en Kg.), forman parte de la Tabla 6.1, para ilustrar las diferencias. Ambos modelos son ilustrados en las Figuras 6.24 y 6.23, respectivamente.

Batería 1		Batería 2	
217Ah; 30 Kg		350Ah; 65 Kg.	
% PD	No de	% PD	No
80	543	80	69
50	757	50	1.0
30	1.100	30	2.0
20	1.800	20	3.0

Tabla 6.1 PD y Número de ciclos para dos Baterías Solares

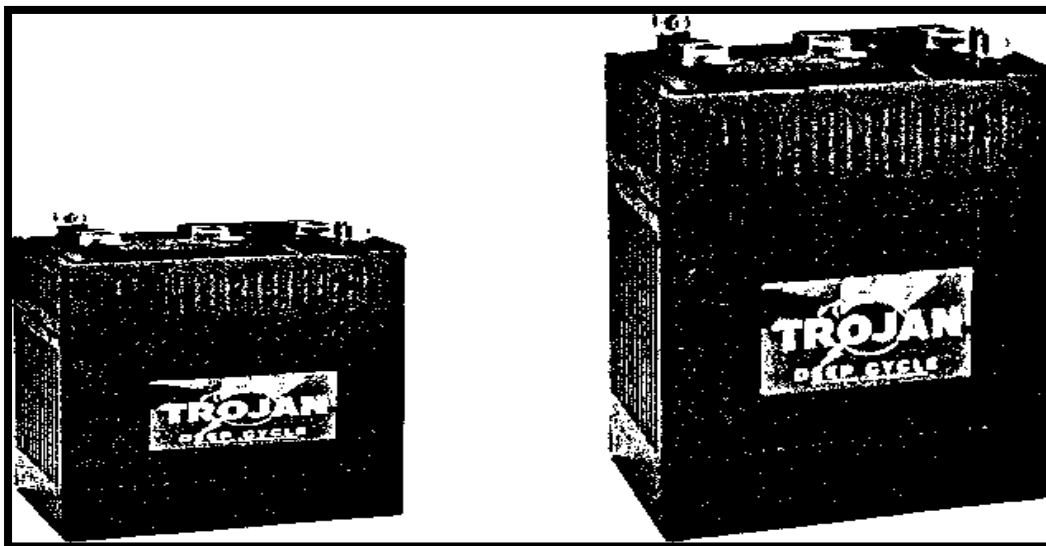


Fig. 6.22 Batería de 6V-217Ah

Fig. 6.23 Batería de 6V350Ah

(Cortesía de Trojan Battery Company)

6.4.3.6 Modelos de baterías solares

Las versiones con mayor aceptación son las de 6 y 12V nominales. Baterías de 6V, con una capacidad de unos 200Ah, son utilizadas en sistemas de mediana capacidad de reserva, donde pasan a formar parte de un banco de baterías con conexión serie o serie-paralelo, a fin de satisfacer los valores de voltaje y corriente del sistema. Esta versión ofrece el mejor compromiso entre peso (facilidad de manejo) y número de Ah de reserva. Como los sistemas fotovoltaicos de bajo consumo son sistemas de 12V nominales, los requerimientos de reserva pueden ser satisfechos con la versión de 12V, la que tiene una capacidad de unos 100Ah. Baterías de más de 250Ah resultan convenientes cuando se trabaja con sistemas de alto consumo. Se fabrican asimismo baterías de ciclo profundo con capacidad de reserva mucho más grandes. Un modelo de 24 V, diseñado para ser usado en un sistema comunal (varias casas conectadas a un sistema fotovoltaico) tiene una capacidad de 1.493Ah y pesa 1.200 Kg.

6.4.3.7 Eficiencia

La doble conversión de energía que toma lugar en una batería resulta en una eficiencia total η_b que está dada por la expresión:

$$\eta_b = \eta_c * \eta_d \quad (6.5)$$

Donde η_c es el valor de la eficiencia de carga y η_d el de descarga. Ambos valores varían con la temperatura del electrolito y el estado de carga de la batería, ya que la resistencia interna de la misma genera estas pérdidas. Las pérdidas durante el proceso de carga fuerzan un incremento en la capacidad de generación del sistema, a fin de restablecer el balance energético del mismo. El valor de η_d está implícitamente considerado al determinarse el valor en Ah por el método de descarga continua al que se hizo referencia en el capítulo anterior.

La capacidad de almacenamiento de una batería de Pb-ácido varía con la temperatura del electrolito, la que, en la práctica, está determinada por la temperatura ambiente del lugar donde ésta será instalada. La Tabla 6.2 muestra esta interdependencia.

Temperatura (°C)	Capacidad (%)	Eficiencia
30	105	1,05
25	100	1,00
16	90	0,90
4	77	0,77
- 7	63	0,63
- 18	49	0,49

Tabla 6.2 Variación de la Capacidad con la Temperatura

No debemos olvidar que el aumento en la eficiencia total obtenido a 30°C está relacionado con una drástica reducción de la vida útil de la batería. Cuando se usan baterías de Pb-ácido es importante mantener la temperatura del electrolito cercana a los 25°C, ya que a esta temperatura se alcanza el balance óptimo entre la eficiencia y la vida útil de este componente.

6.4.3.8 Auto descarga

Hemos dicho que el agregado de antimonio incrementa la auto descarga de las baterías solares. Cuando la temperatura ambiente es de 50°C la batería se descargará totalmente en un mes (25%/semana). Cuando la temperatura ambiente es cercana a los 25°C la auto descarga se reduce a un 6%/semana (4 meses para una descarga total). Estas cifras muestran que si una batería de este tipo permanece en depósito por largo tiempo, deberá ser recargada con frecuencia. Las baterías de automotor con aleación de calcio (baterías de mantenimiento nulo) tardan un año en perder el 50% de su carga, a 25°C

6.4.3.9 Baterías solares gelatinosas

Existe una batería solar de Pb-ácido donde el electrolito no es líquido sino gelatinoso (*Gel battery*, en inglés). Su costo es alrededor de tres veces mayor que el de la versión con electrolito líquido, pero tiene características técnicas que la hacen muy útiles en aplicaciones especializadas. La literatura técnica suele identificar a este tipo de baterías con la abreviatura VRLA, que corresponde a la abreviación de cuatro palabras inglesas cuyo significado es: “Pb-ácido regulada por válvula”. Como esta batería no requiere ventilación al exterior durante el proceso de carga, la caja exterior es hermética. La válvula constituye un dispositivo de seguridad en caso de cortocircuito o sobrecarga. Esta hermeticidad evita el derrame del electrolito, lo que disminuye el riesgo en su manejo, y la convierte en la solución ideal para instalaciones marinas (boyas o embarcaciones). Como no requieren mantenimiento (agregado de agua), se las usa en instalaciones donde la supervisión es infrecuente o nula, como es el caso en sistemas fotovoltaicos de iluminación de carteles de propaganda en carreteras, repetidores de comunicaciones, o en sistema fotovoltaicos portátiles (“listos para ser usados”). El tipo de electrolito usado en esta batería permite su uso a bajas temperaturas con mayor eficiencia que las de electrolito líquido. La auto descarga semanal es de 1,1%, a 25°C y aumenta a un 3% cuando la temperatura se eleva a 40°C. Pueden obtenerse en versiones de 6 y 12V, con capacidades entre 6 y 180Ah (20hrs). Uno de los fabricantes es EXIDE, quien las ofrece bajo el nombre comercial “Dryfit”TM. A continuación se dan las especificaciones para dos de estas baterías tabla 6.3.

Modelo: Bajo Consumo	Modelo: Consumo Intermedio
Capacidad (Ah/20): 110Ah	Capacidad (Ah/20): 180Ah
Voltaje: 12V	Voltaje: 6V
(PD = 30%): 2.000 ciclos	(PD = 30%): 4.000 ciclos
Peso: 37 Kg	Peso: 31 Kg
Voltaje mín. (Bat. descargada): 10,5V	Voltaje mín.(Bat. descargada):5,25V

Tabla 6.3 Cortesía de exide corporation

6.4.3.10 Batería ni-cd

Este tipo de batería es de ciclo profundo. Debido a su alto costo inicial (6 a 8 veces el de una batería equivalente de Pb-ácido), este diseño no ha podido suplantar al tipo Pb-ácido con electrolito líquido. Sin embargo, el costo operacional (largo plazo) es mucho menor que el de una batería de igual capacidad del tipo Pb-ácido debido a su larga vida útil y bajo mantenimiento.

6.4.3.11 Pocket plate

Existen dos métodos de fabricación para estas baterías, pero el recomendado para una batería solar es el llamado de “bolsillos en la placa” (*pocket plate*, en inglés)

Este tipo de batería usa placas de acero inoxidable, las que poseen depresiones donde se coloca el material activo. El electrolito de estas baterías es una solución de agua e hidróxido de potasio, el que requiere una capa de aceite protector, para evitar su oxidación por el oxígeno del ambiente. En términos genéricos, una batería de Ni-Cd que usa este método de fabricación tolera más abuso que su equivalente de Pb-ácido. Sus características más salientes son: pueden soportar, sin daño, cargas y descargas excesivas, así como una mayor profundidad de

descarga (cerca del 100%). Tienen una mayor eficiencia con baja temperatura ambiente y soportan, sin problemas. Una alta combinación de temperatura y humedad ambiente. Esta última característica la convierte en la solución ideal para climas tropicales. Otras ventajas asociadas con este tipo de batería es la ausencia de problemas similares al de la “sulfatación” de las placas o la congelación del electrolito. Una batería de Ni-Cd puede trabajar con bajo estado de carga sin deteriorarse. La auto descarga es inicialmente elevada, pero disminuye con el tiempo, permitiendo largos períodos de almacenamiento con una retención considerable de la carga inicial. La vida útil es más de dos veces la de una BCP de Pb-ácido. Uno de los fabricantes de baterías solares de Ni-Cd (SAFT-NIFE) las garantiza por 20 años.

6.4.3.12 Baterías de ni-cd: posibles desventajas

Dado que ningún componente es perfecto, enumeraremos a continuación alguna de las características de la batería de Ni-Cd que pueden ser consideradas como inconvenientes en un sistema fotovoltaico. Una de ellas es su característica de descarga. Como la resistencia interna de esta batería es diez (10) veces menor que la de Pb-ácido, el voltaje de salida permanece prácticamente constante hasta el momento en que su capacidad de almacenaje de energía se ve agotada. Es entonces cuando éste cae en forma vertiginosa. Esta característica no permite al usuario tener un “aviso previo”, como en el caso de las baterías de Pb-ácido, donde la resistencia interna se incrementa con el tiempo, bajando su voltaje de salida en forma continua. Si se quiere medir el voltaje de salida, se requiere el uso de un voltímetro que tenga la suficiente resolución y precisión para que la lectura contenga dos decimales significativos, ya que los cambios, como se ha dicho, son muy pequeños. El electrolito de una batería de Ni-Cd tiene un rol pasivo. Sólo actúa como transportador de cargas. No existe variación alguna en la densidad del mismo entre carga y descarga, impidiendo el uso de un densímetro. El instrumento más recomendable es un medidor de energía, como el que mide el número de Wh. El voltaje de una celda es cercano a 1,4V cuando la batería está cargada, y disminuye a 1,1V cuando está descargada. Para obtener voltajes cercanos a los 12V (o múltiplos de éste) se necesitan más celdas por batería. Si se usan estas baterías en un sistema fotovoltaico, el control de carga deberá ser elegido de manera que sea compatible con este tipo de baterías. Un medidor de estado de carga diseñado para baterías de Pb-ácido no puede ser utilizado para monitorear este tipo de acumulador.

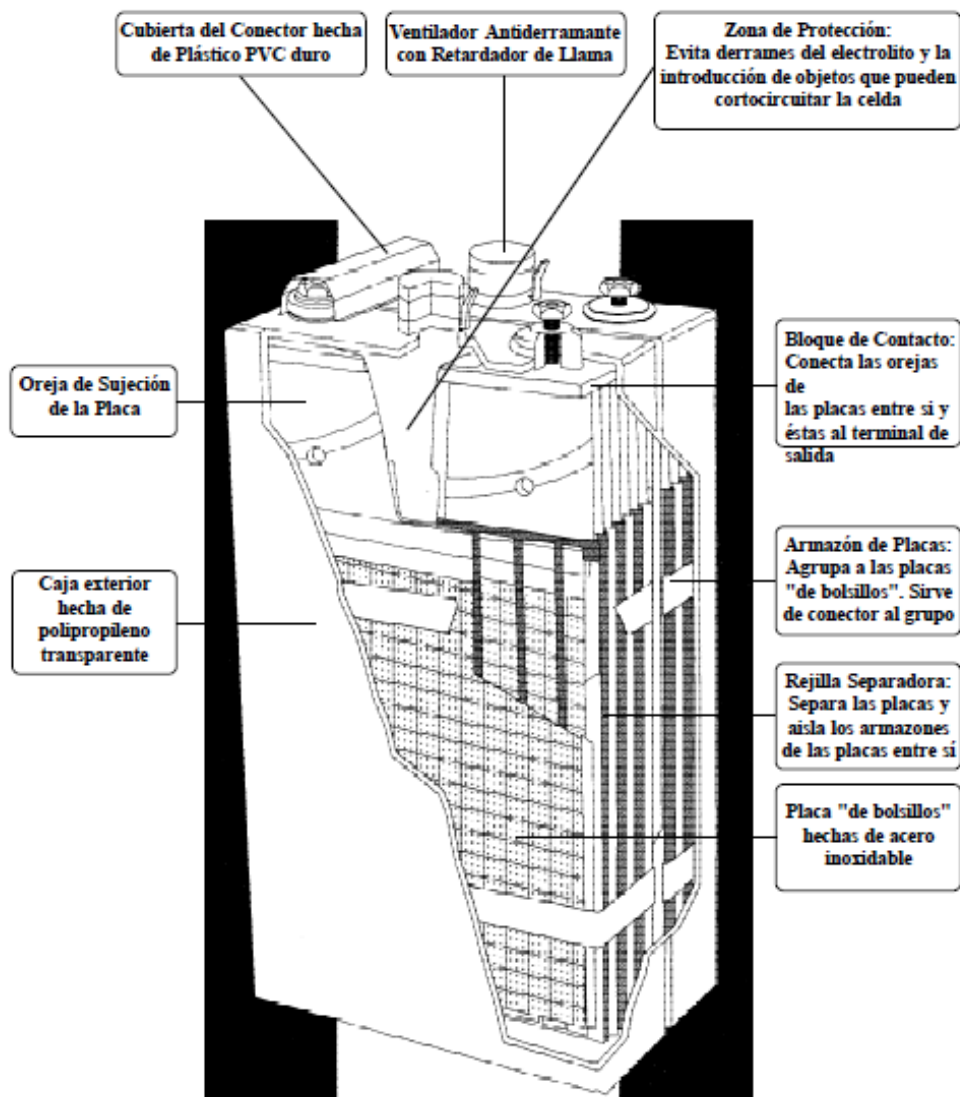


Fig. 6.24 Batería de Ni-Cd con placas de bolsillo

6.4.4 Control de carga

Durante la noche el voltaje de salida de los paneles fotovoltaicos es nulo. Al amanecer, atardecer o en días nublados, el nivel de insolación es bajo y los paneles no pueden cargar las baterías. En este último caso el control de carga cumple un rol pasivo, aislando el banco de acumulación del bloque de generación, evitando su descarga. Cuando la insolación aumenta, el voltaje de los paneles supera al del banco de baterías y el proceso de carga se

reanuda. Es entonces cuando el control de carga tiene un rol activo, evitando una gasificación excesiva del electrolito.

6.4.4.1 Selección de control de carga

La selección de un control de carga está determinada por los parámetros eléctricos del sistema (voltaje y amperaje de trabajo), los detalles de diseño (uno o más bloques de carga, tipo de batería y montaje mecánico más conveniente) y por las opciones ofrecidas por el fabricante (funciones auxiliares). En este capítulo analizaremos estos detalles, complementando la información con ilustraciones y especificaciones para algunos de estos controles.

6.4.4.2 Controles en serie y paralelo

Los numerosos modelos ofrecidos en el mercado pueden ser agrupados en dos categorías: controles en serie y controles en paralelo. Esta clasificación está relacionada con el paso que toma la corriente de carga, respecto al banco de baterías, cuando el control comienza a restringir la gasificación. En un control en paralelo, cuando el voltaje de batería alcanza un valor predeterminado (batería cargada), la corriente de los paneles es desviada a un circuito que está en paralelo con el banco de baterías. Cuando el voltaje de batería baja por debajo de un valor mínimo, predeterminado por el fabricante, el proceso de carga se restablece nuevamente.

6.4.4.3 Máxima corriente de carga

Tanto en el control paralelo, como en el de serie, el máximo valor de la corriente de carga está determinado por la diferencia entre el voltaje de salida de los paneles y el de baterías. En el control en paralelo la corriente de carga existe o se anula totalmente. En el control en serie, dependiendo del diseño, se tiene un proceso similar o de valor variable. Más adelante se describen varios criterios de diseño para controles de carga serie

6.4.4.5 Carga resistiva

Los primeros controles de carga eran del tipo paralelo y ejercían un control muy rudimentario. Cuando el voltaje de batería alcanzaba un valor considerado como el de carga completa, la corriente de los paneles era desviada a un circuito en paralelo, el que tenía una resistencia fija (dummy load, en inglés). Esta disipaba, en forma de calor, la energía eléctrica proporcionada por el bloque de generación. La siguiente figura ilustra este tipo de control.

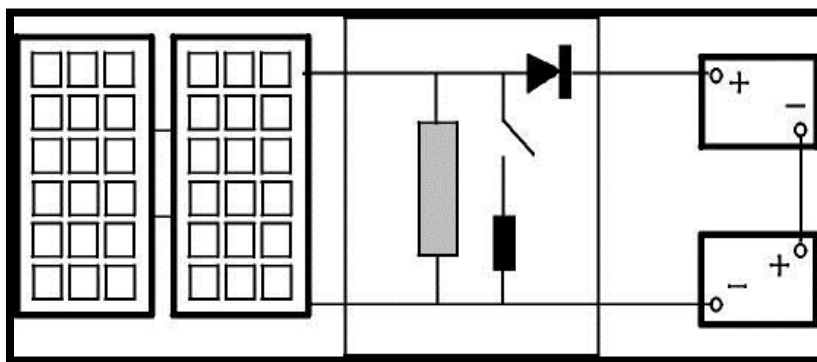


Fig. 6.25 Control de Carga Paralelo con Resistencia Disipadora

Un transistor bipolar solía proveer la acción representada por el interruptor en serie con la resistencia de disipación. Este sistema de desviación paralelo ha sido suplantado por uno más elaborado, donde el circuito de control actúa sobre un semiconductor (MOS-FET), el que posee una muy baja resistencia interna y soporta altas corrientes. Estas dos características permiten establecer un efectivo cortocircuito de salida, minimizando la disipación por calor dentro del semiconductor. La Fig. 6.26 muestra, en forma esquemática, este tipo de control. El FET está representado por un interruptor.

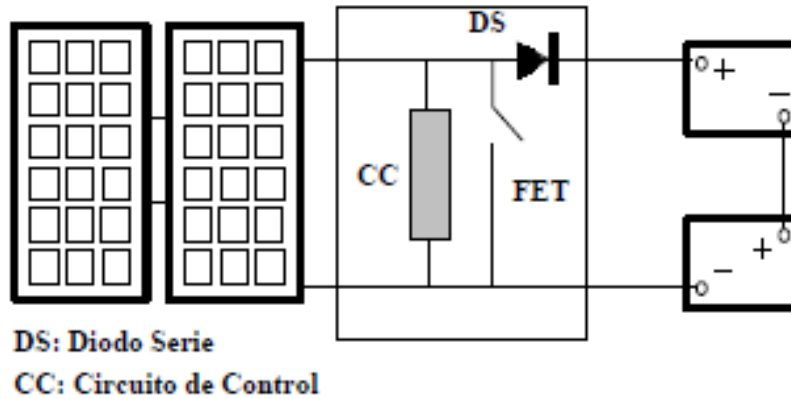


Fig. 6.26 Carga en Paralelo (MOS-FET)

El cortocircuito a la salida de los paneles, no afecta a los mismos.

6.4.4.6 Diodo serie

Este control de carga tiene una desventaja que le es inherente: el banco de baterías debe ser aislado del cortocircuito. El diodo serie cumple con esa función. Esto provoca una disminución en el voltaje de carga, así como una pérdida de energía (disipación de calor dentro del diodo). Para disminuir ambos valores se utilizan diodos del tipo Schottky. Este tipo de componente tiene una juntura formada por un semiconductor y un metal (*hot carrier diode*, en inglés). El resultado es un diodo con menor voltaje de trabajo (0,3V en lugar de 0,6V). Para el mismo valor de corriente de carga, las pérdidas se reducen a la mitad. Uno de los fabricantes que ofrecen este tipo de control es SunAmp Power Co.

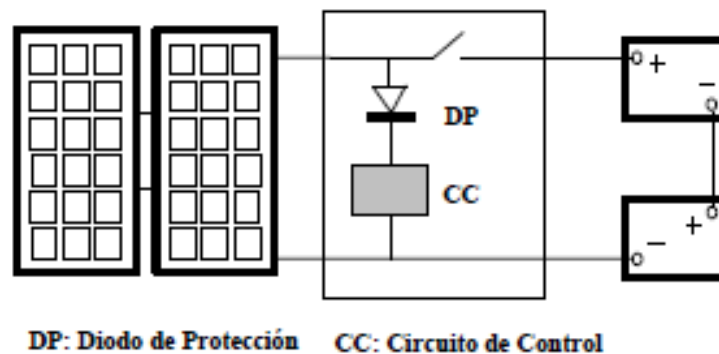


Fig. 6.27 Control de carga en serie

6.4.4.7 Consumo interno

El circuito de control está alimentado por los paneles fotovoltaicos, pero la potencia que requieren representa sólo un pequeño porcentaje del valor manejado por el control. Durante la noche, o durante períodos de baja insolación, el control serie se abre, a fin de aislar al banco de baterías cuando éste no puede ser cargado.

6.4.4.8 Voltaje de flotación

Para los modelos que usan un voltaje de carga limitado, éste representa un estado de carga de baterías de alrededor del 90 al 95% del máximo. A este voltaje se lo conoce como voltaje de flotación, ya que nunca sube su nivel. A medida que el voltaje de batería se acerca al de flotación, la corriente de carga disminuye hasta que se anula al abrirse el interruptor en serie. Cuando esto ocurre, el voltaje de batería baja. Cuando alcanza un mínimo de diseño, el interruptor se cierra, repitiéndose la secuencia. Cuando la baja de voltaje es despreciable (batería cargada) el control permanece abierto. El valor del voltaje de flotación, dependiendo del modelo, puede ser fijo (determinado por el fabricante) o ajustable por el usuario, dentro de un reducido rango. Esta última opción puede ser útil si se tiene instrumental de medida adecuado para el ajuste y se conoce en detalle las características de la batería(s).

6.4.4.9 Pulsos de carga

La frecuencia de apertura y cierre del interruptor varía con el estado de carga del banco de baterías o bruscas variaciones en el nivel de insolación. Cuando se está por alcanzar el máximo estado de carga, las variaciones del voltaje de batería a circuito abierto son más lentas, alargándose el período de inactividad, y acortándose el de carga. Para los modelos que usan un voltaje de flotación, si la insolación permite alcanzar este máximo, la forma del voltaje de carga es la de una onda pulsante (Apéndice I). Al mínimo de corriente necesario para mantener la batería cargada se lo conoce en inglés como trickle charging. Una variación, dentro de los modelos que usan un voltaje de flotación, es el variar la duración de los períodos activos e inactivos. Se tiene entonces un control por variación del ancho del pulso (**Pulse Width Modulation**, en inglés).

Los modelos que no usan un voltaje de flotación, dejan que el voltaje de carga llegue al máximo dictado por las condiciones del sistema (diferencia de voltajes entre los paneles y las baterías). Los fabricantes de estos modelos sostienen que se aprovechan mejor los períodos de sol, al no limitarse la corriente de carga. Para controlar la gasificación al final de la carga se varía la duración de los períodos de carga y pasivos monitoreando la rapidez de las variaciones del voltaje de batería. Los fabricantes de controles en paralelo usan el mismo argumento.

6.4.4.10 Corriente máxima de trabajo

El control de carga debe manejar, como mínimo, la máxima corriente de generación. Para un control paralelo, el interruptor deberá manejar, asimismo, la máxima corriente de cortocircuito de los paneles. Los controles de carga ofrecidos por la industria pueden manejar corrientes entre 2 y 180A. A pedido pueden obtenerse unidades que trabajan con mayores amperajes de carga.

6.4.4.11 Voltaje máximo de trabajo

El número de paneles conectados en serie, así como el máximo valor que puede alcanzar el voltaje de salida del panel (circuito abierto), determinan el mínimo voltaje de trabajo del control de carga. Es común que el fabricante provea un margen de seguridad para la unidad, diseñándolos para soportar voltajes en exceso del valor nominal del sistema.

Los dos voltajes más popularizados son 12 y 24V. A pedido, pueden obtenerse unidades que trabajan a mayores voltajes (múltiplos de 12).

6.4.4.12 Máximo voltaje de entrada

Hay dos tipos de especificaciones para el máximo voltaje tolerado a la entrada del control de carga. Una establece un voltaje máximo, el que no puede ser sobrepasado. La otra ofrece protección automática contra sobre-voltajes de entrada. Este último tipo de protección es posible con el uso de componentes que varían su resistencia interna en función del voltaje aplicado (varistores).

Este componente está conectado en paralelo con la entrada del control. Cuando el voltaje de entrada es el normal (valor nominal del sistema más un porcentaje de reserva), el varistor ofrece una muy alta resistencia interna, comportándose como un componente “fantasma”. Cuando el voltaje de entrada excede un determinado valor, la resistencia interna se hace prácticamente nula, cortocircuitando la entrada. Las tormentas eléctricas inducen altos valores de voltaje a la entrada de los controles. La presencia de varistores permite la absorción de la energía representada por ese cortocircuito. El nivel de absorción depende del modelo de varistor usado. Si el máximo para un determinado modelo es excedido, la unidad no se repone del cortocircuito, y el componente debe ser cambiado inmediatamente. Algunos modelos de control de carga tienen una luz de estado sólido (LED) asociada con el componente, a fin de indicar cuando éste ha sido dañado.

6.4.4.13 Situaciones especiales

El proceso de selección del control de carga debe, a veces, contemplar situaciones no tan usuales. Una de ellas se presenta cuando se tiene un cielo claro que tiene algunas nubes pequeñas y aisladas entre sí.

El borde de una de estas nubes puede actuar como una superficie reflectora, aumentando imprevistamente el nivel de radiación solar que reciben los paneles. Si esto ocurre, el voltaje de carga se incrementa, lo que a su vez incrementa la corriente de carga, pudiendo causar la destrucción del control de carga. Por ello es importante una protección adecuada para el voltaje de entrada del control elegido, y una razón más para elegir un modelo con amplia capacidad para la corriente de carga.

Otra situación especial se presenta cuando se quiere ampliar un sistema existente. Si bien se pueden conectar dos o más controles en paralelo, si al diseñar el sistema original se anticipa la posibilidad de una ampliación futura, es conveniente conectar al sistema un control de carga que pueda manejar la corriente del sistema ampliado.

6.4.4.14 Desvío de la corriente de carga

Si el sistema fotovoltaico produce más energía que la que se consume, las baterías llegan a ser cargadas a su máximo. En ese caso puede elegirse un control de carga que posee una salida extra, conocida como desvío (Divert, en inglés). Debe recordarse que este circuito tiene una capacidad menor, y, en general, no tiene fusible de protección interno. De usarse, incorpore un fusible de protección a fin de no dañar a la unidad de control. La Figura 6.29 muestra una unidad de este tipo.



Fig. 6.28 Control de carga con opciones de desvío y bajo voltaje de baterías (Cortesía de Bobier Electronics, Inc.)

Una opción muy útil es la que provee una salida capaz de activar una alarma exterior cuando el voltaje de baterías alcanza un mínimo indicativo de un bajo nivel de reserva. A esta salida se la conoce, en inglés con el nombre *LB Alarm* (Fig. 6.28).

Las opciones descritas no son las únicas. Sin entrar en detalles mencionaremos algunas otras:

- Selección automática del voltaje de carga del control,
- Luces indicadoras de la función que está ejecutando el control,
- Voltímetro y amperímetro incorporado a la unidad
-

6.4.5 Cables de conexión

El cable de conexión representa el componente indispensable para el transporte de la energía eléctrica entre los diferentes bloques que integran un sistema FV. Resulta inevitable que parte de esta energía se pierda en forma de calor, ya que la resistencia eléctrica de un conductor nunca es nula. El material más indicado para la fabricación de un cable conductor representa un compromiso entre un bajo valor de resistividad y el costo del mismo. El cobre ofrece hoy día la mejor solución. La información contenida en este capítulo está dada para este tipo de material

6.4.5.1 Resistencia del conductor

La resistencia eléctrica de un material conductor está dada por la expresión:

$$R = (\rho \cdot L)/A \quad (6.6)$$

Donde ρ representa el valor de resistividad lineal ($\Omega \cdot m$), L es el largo del conductor (m), y A es el área de la sección del mismo (m^2). El valor de ρ depende de dos variables: el material conductor y la temperatura de trabajo que éste alcanza. La expresión (1) indica que para un dado material conductor y temperatura (ρ constante), si el valor del área A permanece constante, el valor de la resistencia aumenta con su longitud. De igual manera puede deducirse que si ρ y L permanecen fijos, la resistencia del conductor se reduce si el área de su sección aumenta. La mayoría de los cables utilizados en instalaciones eléctricas tienen una sección circular. Cuando el área del conductor aumenta, también lo hace su diámetro. Por lo tanto, para una dada longitud, un aumento en el diámetro significa una menor caída de voltaje en el cable (menores pérdidas de energía), pero un mayor costo (más volumen por unidad de longitud).

6.4.5.2 Norma AWG

La dependencia entre el diámetro y el área del conductor permite establecer un método de clasificación para los cables. A determinados diámetros se les asigna un número en una escala arbitraria, al que se conoce como el calibre del conductor. Esta escala se la conoce como el AWG (American Wire Gauge, calibre americano para conductores), y es utilizada dentro y fuera de los EEUU.

El rango de calibres para nuestra aplicación comienza con el calibre 4/0 (4 ceros), al que corresponde el mayor diámetro. El número de ceros disminuye hasta alcanzar el valor 1/0. A partir de este valor el calibre del cable está asociado a un valor numérico creciente (2, 4, 6, etc.). Es importante recordar que para estos calibres el diámetro del conductor se reduce cuando el valor numérico asignado aumenta. Para nuestra aplicación el máximo valor numérico que se utiliza es el 16, ya que la resistencia eléctrica por unidad de longitud resulta excesiva para calibres superiores a este valor. Los calibres 4/0 y 3/0 son raramente usados, pues son difíciles de instalar, tienen un elevado peso por unidad de longitud y un costo muy elevado.

6.4.5.3 Diámetros relativos

La Figura 6.29 muestra, en forma comparativa, los diámetros de varios de los calibres AWG. Las características eléctricas y mecánicas. El diámetro en mm especificado para cada calibre corresponde al del conductor *sin aislación alguna*. Los valores resistivos, ohms por cada 100m.

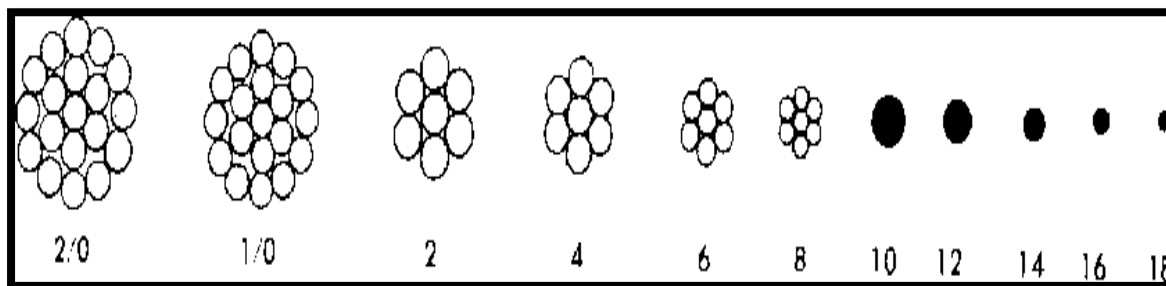


Fig. 6.29 Diámetros relativos de varios calibres AWG, corresponden al valor de ese calibre a una temperatura de 25°C.

6.4.5.4 Amperaje máximo

Los cables usados en instalaciones eléctricas tienen, salvo raras excepciones, una cobertura exterior que provee aislación eléctrica y resistencia mecánica al conductor. El material usado en la cobertura exterior es muy importante, pues determina el uso del mismo. Distintos tipos de cubiertas permiten enterrar el cable bajo tierra, usarlo en lugares con alta humedad y/o temperatura, o volverlos resistentes a ciertas sustancias químicas o a la radiación ultravioleta. Para identificar las distintas aplicaciones se usan letras, las que

representan la abreviación de palabras en inglés. Estas letras se imprimen a intervalos especificados por las normas, a lo largo de la cubierta exterior.

6.4.5.5 Resistencia y temperatura

Hemos visto que el valor de la resistividad depende de la temperatura de trabajo del conductor. El valor de la resistencia eléctrica de un cable conductor a una temperatura superior a los 25°C está dado por la expresión:

$$R_t = R_{25}(1 + \alpha\Delta T) \quad (6.7)$$

Donde R_t es la resistencia a la temperatura t , α es un coeficiente de proporcionalidad cuyo valor, para el cobre, es 0,00043 1/°C, y ΔT es la cantidad de grados que la temperatura de trabajo del conductor supera los 25°C. Esta fórmula nos dice que por cada 10°C que sube la temperatura sobre la ambiente, el valor de la resistencia se incrementa en un 4,3 %. El nuevo valor se obtiene multiplicando el valor para 25°C por el coeficiente dado en la Tabla 6.4.

TEMPER. Grados °C	TIPO DE CABLE		TEMPER. Grados °C	TIPO DE CABLE	
	UF	USE, THW TW		UF	USE, TH W
26 – 30	0,93	0,93	41 – 45	0,66	0,76
31 – 35	0,84	0,87	46 – 50	0,54	0,69
36 – 40	0,76	0,81	51 – 55	0,38	0,62

Tabla 6.4 Coeficiente de reducción del amperaje máximo

6.4.5.6 Pérdidas de potencia

Un circuito activo (corriente circulando) sufre una pérdida de potencia en los cables que interconectan el sistema. Para un determinado valor de la corriente de carga, esta pérdida es proporcional a la caída de voltaje en los mismos (Apéndice I). Como se verá más adelante, durante el proceso de diseño del sistema se estima la pérdida porcentual de potencia que éste sufrirá. Esto equivale a estimar el mismo valor porcentual para la caída de voltaje. Usando este concepto, los Sres. John Davey y Windy Dankoff dedujeron una fórmula que permite calcular un llamado “Índice de Caída de Voltaje” (ICV) que puede ser utilizado para determinar el calibre adecuado del cable a usarse. El artículo original fué publicado en la revista Home Power (N.14, pág. 32 y 33). Con la autorización de sus autores, daremos la descripción del método de cálculo. El valor del ICV está dado por la expresión:

$$ICV = \frac{(A)(D)}{(\%CV)(V_{nom})} \quad (6.8)$$

Donde A es el número de amperes en el circuito, D es la distancia (en una sola dirección) entre los dos puntos a conectarse, %CV es el porcentaje de caída de voltaje y V_{nom} es el valor nominal del voltaje del sistema.

El factor 3.281 debe ser usado si la distancia se mide en metros. Si la distancia es en pies (ft) no debe ser considerado. La tabla 6.5 relaciona los valores del ICV con los calibres de los cables.

Calibre AWG	ICV	Calibre AWG	ICV
4/0	99	6	12
3/0	78	8	8
2/0	62	10	5
1/0	49	12	3
2	31	14	2
4	20	16	1

Tabla 6.5 Relación entre el ICV y el AWG

El coeficiente ICV no contempla ninguna corrección por aumento de temperatura en el conductor. Sus valores corresponden a una temperatura de trabajo de 25°C. En general, esto no constituye un problema, pues la elección del calibre es lo suficientemente amplia como para compensar por esta omisión.

Si desea verificar la selección, puede calcular la potencia disipada en el cable a mayor temperatura. (L.Gasquet, 2004)

Calibre AWG No	Resistencia $\Omega/100$ m	Amperaje Máximo (A)*			Dimensiones	
		TIPO DE CABLE			Diám.	Área
		UF	USE, THW	NM	mm	cm ²
4/0	0.01669	211	248		13.412	1.4129
3/0	0.02106	178	216		11.921	1.1161
2/0	0.02660	157	189		10.608	0.8839
1/0	0.03346	135	162		9.462	0.7032
2	0.05314	103	124		7.419	0.4322
4	0.08497	76	92		5.874	0.2710
6	0.1345	59	70		4.710	0.1742
8	0.2101	43	54		3.268	0.0839
10	0.3339	32	32	30	2.580	0.0523
12	0.5314	22	22	20	2.047	0.0329
14	0.8432	16	16	15	1.621	0.0206

Tabla 6.6 Cables de Cobre a 25 °C.

Nota:

* Estos valores contemplan hasta 3 conductores por envoltura.

Obsérvese que para valores de resistencia de menos de 0,1 Ω / 100 m, el valor está dado con cinco (5) cifras decimales, para mayor precisión.

La máxima temperatura de trabajo para los tipos USE y TH es 75°C.

La máxima temperatura de trabajo para el tipo UF es 60°C.

6.5 Ejes de transmisión

Un eje de transmisión es un elemento de sección circular cuya función es la de transmitir movimiento y potencia. La transmisión del movimiento se realiza a través de otros elementos tales como engranes, poleas, cadenas, etc.

Diseñar un eje consiste básicamente en la determinación del diámetro correcto del eje para asegurar una rigidez y una resistencia satisfactorias, cuando el eje transmite potencia bajo diferentes condiciones de carga. (Shigley, 1990)

6.5.1 Criterios de diseño de ejes

El diseño de un eje debe estudiarse a partir de los siguientes puntos de vista:

1.- Análisis por resistencia.

- Bajo cargas estáticas.
- Bajo cargas dinámicas.

2.- Análisis por rigidez.

- Cálculo de deformaciones.
- Velocidades críticas.

6.5.2 Deformación de ejes

El problema de la deflexión en un eje es de suma importancia cuando este efecto es una limitante en el diseño del mismo.

Para determinar la deflexión de un eje en cualquier punto, podemos utilizar los siguientes criterios:

- a).- Método de la doble integración.
- b).- Método del área de momentos.

El “*método de la doble integración*” recomendado para ejes de sección uniforme, se basa principalmente en determinar la ecuación de la curva elástica, a partir de la ecuación de momentos

$$EIy'' = M(x) \quad (6.9)$$

Y aplicando las condiciones iniciales, se obtiene una ecuación de la forma

$$y = \frac{1}{EI} F(x) \quad (6.10)$$

El “*método del área de momentos*” recomendado para ejes de sección variable, está fundamentado en dos teoremas básicos:

El primer teorema dice: El ángulo de las tangentes A y B es igual al área del diagrama de momentos flectores entre esos dos puntos divididos por el producto EI . (Ver fig. 6.30).

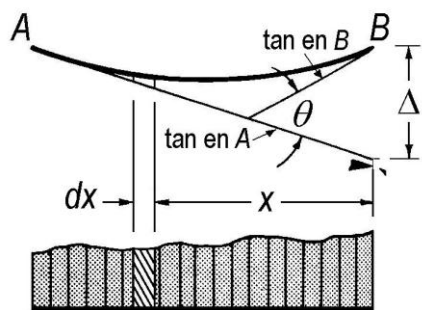


Fig. 6.30 Diagrama de momentos flectores

$$\theta = \frac{1}{EI} \int_A^B M dx \quad (6.11)$$

El segundo teorema dice: La distancia vertical entre el punto B de la elástica y la tangente trazada a la curva por A es igual al momento respecto a la vertical por B del área del diagrama de momentos flectores entre A y B divididas por EI (Ver figura 6.32). (Johnston, 1982)

$$\Delta = \frac{1}{EI} \int_A^B M x dx \quad (6.12)$$

6.5.3 Velocidad crítica de ejes

Todos los ejes, aún sin la presencia de cargas externas, se deforman durante la rotación.

La magnitud de la deformación depende de:

- La rigidez del eje y de sus soportes.
- De la masa total del eje y de las partes que se adicionan.
- Del desequilibrio de la masa con respecto al eje de rotación.
- Del amortiguamiento presente en el sistema.

La deformación, considerada como una función de la velocidad, presenta sus valores máximos en las llamadas velocidades críticas, pero solo la más baja (primera) y ocasionalmente la segunda tiene importancia en el diseño. Las otras son generalmente tan altas que están muy alejadas de las velocidades de operación. Lo anterior se ilustra en la siguiente (figura 2.64-1). (Shigley, 1990)

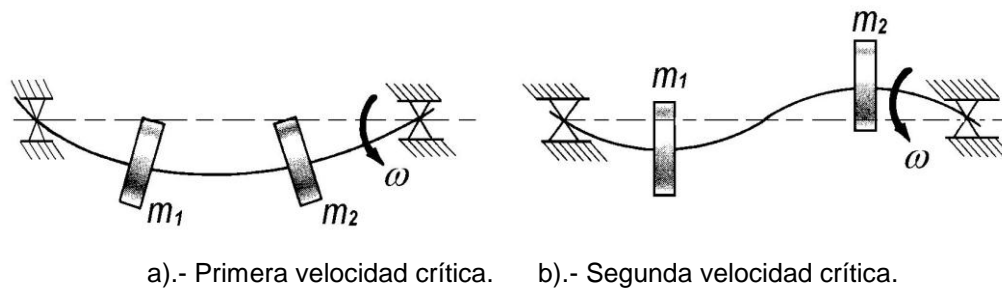


Fig. 6.31 Representación de la primera y segunda velocidad crítica en un eje

La frecuencia natural de un eje en flexión es prácticamente igual a la velocidad crítica. Existe una pequeña diferencia debida a la acción giroscópica de las masas.

Para un eje con una sola masa, en donde la masa del eje es pequeña en comparación a la masa que lleva unida, la primera velocidad crítica se puede calcular de manera aproximada por:

$$w_c = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{rad/s} \quad (6.13)$$

En donde k = constante de resorte del eje

m = masa soportada por el eje

La primera velocidad crítica puede calcularse también por:

$$w_c = \sqrt{\frac{g}{\delta}} \quad rad/s \quad (6.14)$$

En donde g = aceleración de la gravedad

δ = deflexión del eje en el punto de ubicación de la masa

La siguiente figura muestra un eje flexionado que gira a una velocidad ω .

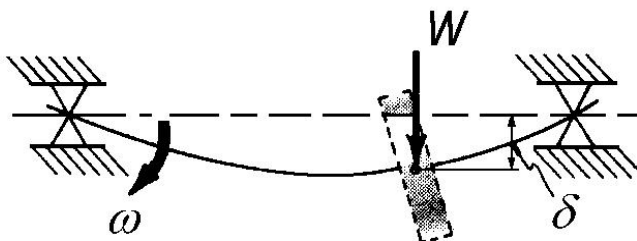


Fig. 6.32 Deflexión en un eje de una sola masa con peso W

Para un eje de masa despreciable con varias masas concentradas unidas a él, la primera velocidad crítica se determina por:

- a).- La ecuación de Rayleigh-Ritz.
- b).- La ecuación de Dunkerley.

Para el primer caso se tiene lo siguiente:

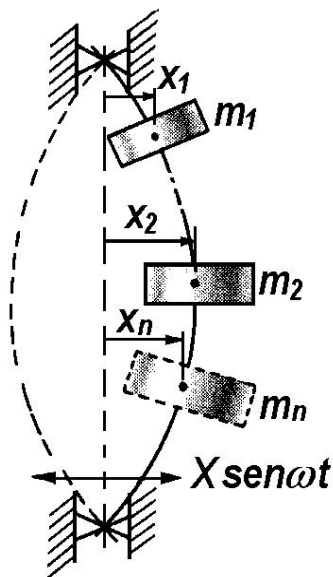


Fig. 6.33 eje de masa despreciable con varias masas concentradas

De acuerdo con la figura, la energía cinética máxima es:

$$EC_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 + \dots + \frac{1}{2} m_n v_n^2 \quad (a)$$

Debido a que el movimiento de las masas es senoidal se tiene que

$$EC_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2} m_1 (\omega x_1)^2 + \frac{1}{2} m_2 (\omega x_2)^2 + \dots + \frac{1}{2} m_n (\omega x_n)^2 \therefore$$

$$EC_{max} = \frac{1}{2} \omega^2 \sum m_n x_n^2 \quad (6.15)$$

La energía potencial máxima es:

$$EP_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2} k_1 x_1^2 + \frac{1}{2} k_2 x_2^2 + \dots + \frac{1}{2} k_n x_n^2 = \frac{1}{2} \sum k_n x_n^2 \quad (6.16)$$

De acuerdo con Rayleigh

$$EC_{m\acute{a}x} = EP_{m\acute{a}x} \therefore \frac{1}{2} \omega^2 \sum m_n x_n^2 = \frac{1}{2} \sum k_n x_n^2 \quad (b)$$

Si $x_n = \delta_n$, $m_n = \frac{W_n}{g}$ y $k_n = \frac{W_n}{\delta_n}$ entonces en (b) se obtiene lo siguiente:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum_{k=1}^n W_k \delta_k}{\sum_{k=1}^n W_k \delta_k^2}} \quad \text{Rad/seg.} \quad (6.17) \quad (\text{Ecuación de Rayleigh-Ritz})$$

En donde W_k = peso de la masa k – ésima

δ_k = deformación estática de la masa k - ésima

n = número total de masas

Para el segundo caso la primera velocidad crítica se determina por

$$\frac{1}{\omega_c^2} = \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \dots + \frac{1}{\omega_n^2} = \sum \frac{1}{\omega_n^2} \quad (6.18)$$

En donde ω_1 = velocidad crítica que existiría si solo se aplicara la masa m_1 .

ω_2 = velocidad crítica que existiría si solo se aplicara la masa m_2 .

ω_n = velocidad crítica que existiría si solo se aplicara la masa m_n .

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{\delta_n}}$$

Es importante tomar en cuenta que la ecuación de Rayleigh-Ritz y Dunkerley son aproximaciones a la primera frecuencia natural de vibración o velocidad crítica de rotación, ya que la primera sobrestima la frecuencia natural, mientras que la segunda la subestima.

En un sistema de masas múltiples, para velocidades críticas más altas se requiere de cálculos más extensos para la determinación de estas velocidades; sin embargo, para un sistema con dos masas la primera y la segunda velocidad crítica se obtienen a partir de la siguiente figura:

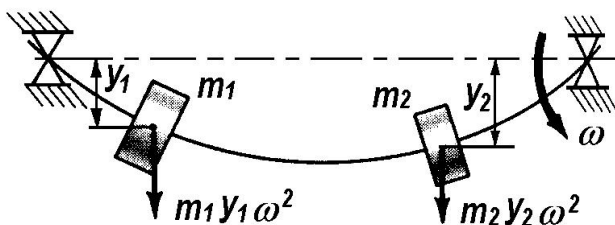


Fig. 6.34 sistema con dos masas

En la fig. 6.34 $F_c = m(y\omega^2)$ es la fuerza centrífuga.

Utilizando los coeficientes de influencia se determinan las deflexiones como sigue:

$$y_1 = a_{11}m_1y_1\omega^2 + a_{12}m_2y_2\omega^2 \therefore \frac{y_1}{y_2} = \left[a_{11}m_1 \left(\frac{y_1}{y_2} \right) + a_{12}m_2 \right] \omega^2 \quad (c)$$

$$y_2 = a_{21}m_1y_1\omega^2 + a_{22}m_2y_2\omega^2 \therefore 1 = \left[a_{21}m_1 \left(\frac{y_1}{y_2} \right) + a_{22}m_2 \right] \omega^2 \quad (d)$$

Despejando en cualquiera de las dos ecuaciones ha $\left(\frac{y_1}{y_2} \right)$ y sustituyendo en la otra se obtiene la ecuación de frecuencias:

$$\frac{1}{\omega^4} - (a_{11}m_1 + a_{22}m_2) \frac{1}{\omega^2} + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})m_1m_2 = 0 \quad (6.19)$$

Con ésta ecuación obtenemos las raíces positivas $\frac{1}{\omega_1}$ y $\frac{1}{\omega_2}$, en donde ω_1 y ω_2 son la primera y segunda velocidad crítica (o frecuencias naturales de vibración). Las dos masas son m_1 y m_2 .

Las constantes a se conocen como coeficientes de influencia, en donde:

a_{11} = deformación en el punto de localización de la masa m_1 , producida por una carga unitaria localizada en el punto de la masa m_1 .

a_{22} = deformación en el punto de localización de la masa m_2 , producida por una carga unitaria localizada en el punto de la masa m_2 .

a_{12} = deformación en el punto de localización de la masa m_2 , producida por una carga unitaria localizada en el punto de la masa m_1 .

a_{21} = deformación en el punto de localización de la masa m_1 , producida por una carga unitaria localizada en el punto de la masa m_2 .

$$a_{12} = a_{21}$$

En la ecuación de Rayleigh-Ritz las deformaciones en las masas m_1 y m_2 se pueden determinar por

$$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= W_1 a_{11} + W_2 a_{12} \\ \delta_2 &= W_2 a_{21} + W_2 a_{22} \end{aligned} \right\} \quad (6.20)$$

En la ecuación de Dunkerley la deformación producida por la aplicación aislada de las masas m_1 , m_2 , m_n es:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11} &= W_1 a_{11} \\ \delta_{22} &= W_2 a_{22} \\ \delta_{nn} &= W_n a_{nn} \end{aligned} \right\} \quad (6.21)$$

Los coeficientes de influencia se determinan como sigue:

a).- Eje simplemente apoyado en sus extremos con dos masas concentradas.

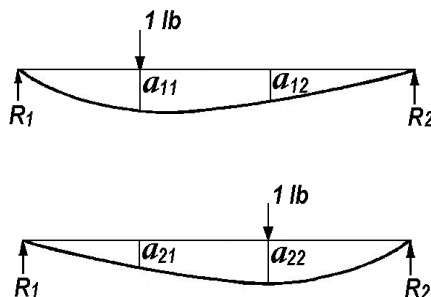


Fig. 6.35 Eje simplemente apoyado en sus extremos con dos masas concentradas

b).- Eje simplemente apoyado en un extremo y un voladizo.

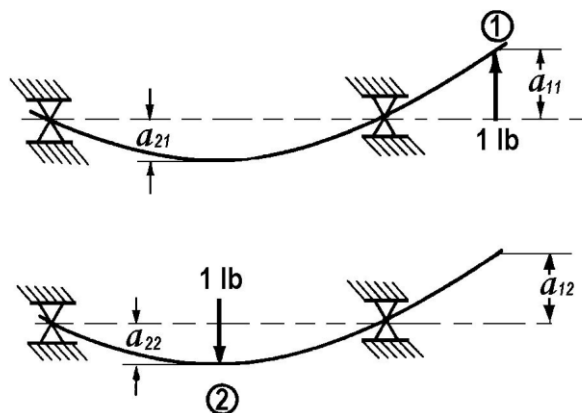


Fig. 6.36 Eje simplemente apoyado en un extremo y un voladizo

En la figura anterior se puede observar que la carga unitaria (1) se aplica hacia arriba para que la curvatura coincida con la que se tiene al aplicar la carga (2).

6.6 Análisis cinemático de engranes

Los engranes son elementos mecánicos que se utilizan para transmitir movimiento de rotación entre ejes. Los engranes pueden ser de diferentes tipos:

- Engranes rectos
- Engranes helicoidales
- Engranes cónicos
- Tornillos sin fin-corona

Engranes rectos.- Se emplean para transmitir movimiento de rotación entre ejes paralelos. Su contorno es de forma cilíndrica circular y sus dientes son paralelos al eje de rotación. (Hamilton, 1978)

6.6.1 Terminología y definiciones

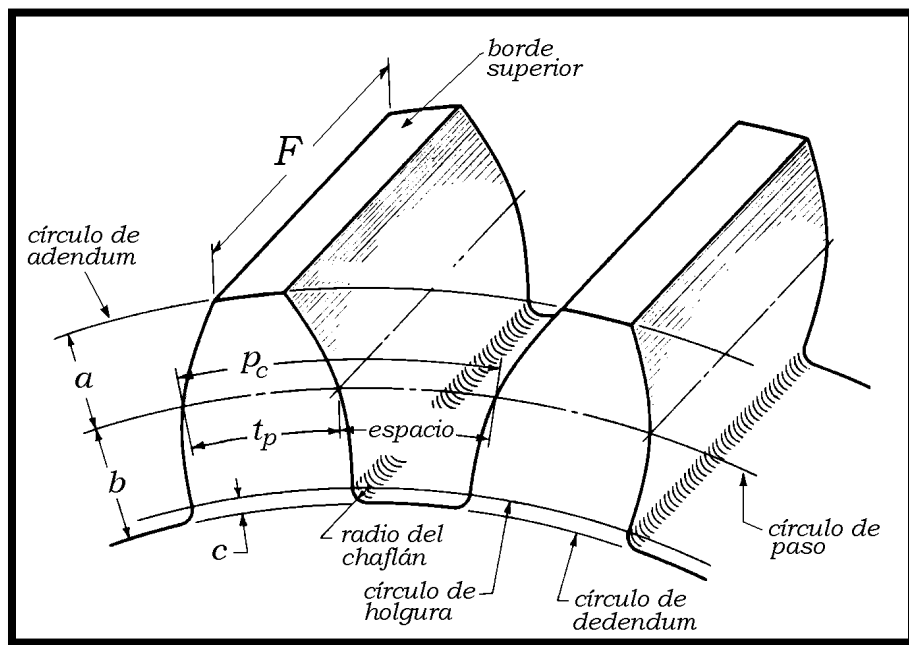


Fig. 6.37 engrane recto

Terminología.

Ancho de cara F .- Representa el espesor del diente en dirección paralela al eje.

Círculo de paso.- Es un círculo teórico sobre el que generalmente se basan todos los cálculos. Los círculos de paso de dos engranes acoplados son tangentes entre sí.

Piñón.- Es el más pequeño de los dos engranes acoplados; el más grande se denomina simplemente engrane.

Paso circular p_c .- Es la distancia, en pulgadas o mm, medida sobre el círculo de paso, que va desde un punto sobre uno de los dientes hasta un punto correspondiente sobre uno adyacente.

Paso diametral P .- Es el número de dientes en el engrane por pulgada de diámetro de paso. El paso diametral con las unidades comúnmente utilizadas en Estados Unidos.

$$P = \frac{N}{d} \quad (6.22)$$

El paso circular p_c y el paso diametral P se relacionan mediante la expresión

$$p_c P = \pi \quad (6.23)$$

Módulo m .- Es la razón del diámetro de paso al número de dientes El módulo es el índice del tamaño del diente en el SI.

$$m = \frac{d}{N} \quad (6.24)$$

$$p_c = \pi m \quad (6.25)$$

Cabeza o adendum (o adendo) a .- Es la distancia radial entre el borde superior y el círculo de paso.

Raíz o dedendum (o dedendo) b .- Es la distancia radial que va desde el borde inferior hasta el círculo de paso.

Altura total h_t .- Es la suma del adendo y el dedendo.

$$h_t = a + b \quad (6.26)$$

Círculo de holgura.- Es un círculo tangente al del dedendo del engrane conectado.

Angulo de presión ϕ .

Es el ángulo formado por la línea ab y la línea tangente a las circunferencias de base de los engranes, tal y como se muestra en la siguiente figura. De hecho el ángulo ϕ es el ángulo de presión de la involuta en la línea de paso.

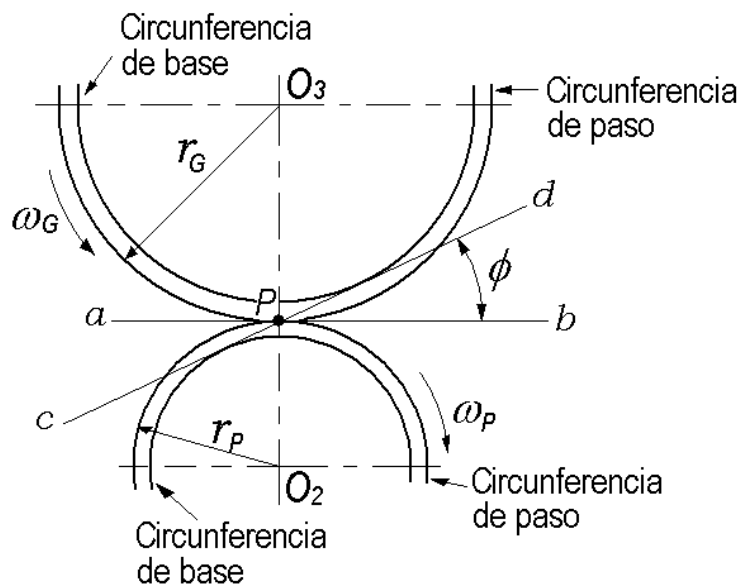


Fig. 6.38 *Angulo de presión ϕ*

Para ciertas combinaciones de números de dientes en un engrane, se presenta interferencia entre la punta del diente en el piñón y el chaflán o raíz del diente del engrane. La probabilidad de que se presente interferencia es mayor cuando un piñón pequeño impulsa a un engrane grande.

El número mínimo de dientes de profundidad total que se requiere para evitar interferencias en los engranes rectos, se obtiene a partir de:

$$N_{\text{mín}} = \frac{2}{\text{sen}^2 \phi} \quad (6.27)$$

La siguiente tabla muestra el número de dientes en función del ángulo de presión (Hamilton, 1978):

Angulo de presión (ϕ)	Número mínimo de dientes
14.5°	32
20°	18
25°	12

Tabla 6.7 número de dientes en función del ángulo de presión

La siguiente tabla muestra el número mínimo de dientes de piñón de profundidad total utilizables en una selección de engranes de profundidad total de varios tamaños para $\phi = 20^\circ$. Conforme el engrane acoplado se hace más pequeño, el piñón puede tener menos dientes, para evitar que aparezca interferencia.

Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes en el engrane
13	16
14	26
15	45
16	101
17	1309

Tabla 6.8 número mínimo de dientes de piñón de profundidad total

Término	Paso grueso ($< 20P$ o $m > 5 \text{ mm}$) Profundidad total
Angulo de presión ϕ (grados)	20° y 25°
Adendo a	$\frac{1.000}{P}$ o $1m$
Dedendo b	$\frac{1.250}{P}$ o $1.25m$
Profundidad de trabajo h_k	$\frac{2.000}{P}$ o $2m$
Profundidad total h_t	$\frac{2.250}{P}$ o $2.25m$
Espesor circular del diente t_p	$\frac{\pi}{2P}$
Holgura básica c , mínima	$\frac{0.250}{P}$

Tabla 6.9 sistema de dientes estándar AGMA Y ANSI para engranes rectos

Si los engranes se cortan con cortadoras estándar, es posible cortarlos de manera que sean intercambiables. Para que esto sea posible, se requiere cumplir determinadas condiciones:

- 1.- Los pasos diametrales deben ser los mismos.
- 2.- Los ángulos de presión deben ser iguales.
- 3.- Los engranes deben tener los mismos adendas y los mismos dedendos.
- 4.- el espesor del diente debe ser igual a la mitad del paso circular. (Hamilton, 1978)

6.6.2 Relación de transmisión

La relación de transmisión (r_t) es una relación entre las velocidades de rotación de dos engranajes conectados entre sí. Esta relación se debe a la diferencia de diámetros de las dos ruedas, que implica una diferencia entre las velocidades de rotación de ambos ejes, esto se puede verificar mediante el concepto de velocidad angular.

Otro punto que se debe considerar es que al cambiar la relación de transmisión se cambia el par de fuerza aplicado, por lo que debe realizarse un análisis para saber si este nuevo par será capaz de vencer la inercia del engranaje y otras fuerzas externas y comenzar el movimiento o por otro lado si el engranaje será capaz de soportar un par muy grande sin fallar.

Matemáticamente, la relación de transmisión entre dos engranajes circulares con un determinado número de dientes Z se puede expresar de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{w_2}{w_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (6.28)$$

Dónde:

w_1 : Es la velocidad angular de entrada

w_2 : Es la velocidad angular de salida transmitida

Z_1 : Es el número de dientes del engranaje de entrada.

Z_2 : Es el número de dientes del engranaje de salida.

El signo menos indica que se invierte el sentido del giro.

Según la expresión anterior, la velocidad angular transmitida es inversamente proporcional al número de dientes del engranaje al que se transmite la velocidad.

6.6.3 Diámetro y número de dientes

Por el cálculo de engranajes sabemos que en una rueda dentada se cumple:

$$\frac{d}{z} = \frac{p}{\pi} = m \quad (6.29)$$

Dónde:

d = Diámetro de la circunferencia primitiva

Z = Numero de dientes

p = Paso entre dos dientes sucesivos

π = Constante 3.1416

m = Modulo

Para que dos ruedas dentadas engranen, el paso p y el modulo m , tienen que ser los mismos, y no intervienen en el cálculo de la transmisión, sino en el dimensionado del diente del engranaje, por lo que tenemos:

$$d_i = mZ_i \quad (a)$$

O lo que es lo mismo:

$$\frac{d_1}{Z_1} = \frac{d_2}{Z_2} = m \quad (6.30)$$

Donde m es constante, esta expresión determina la relación entre el diámetro y el número de dientes de un engranaje. (Hamilton, 1978)

6.6.4 Diámetro y número de revoluciones

El espacio recorrido por un punto de la circunferencia primitiva cuando la rueda gira n vueltas será la longitud de su circunferencia primitiva por el número de revoluciones:

$$e_i = \pi d_i n_i \quad (6.31)$$

Dos ruedas que giran sin deslizar recorrerán el mismo espacio:

$$\left. \begin{aligned} e_1 &= \pi d_1 n_1 \\ e_2 &= \pi d_2 n_2 \\ e_1 &= e_2 \end{aligned} \right\} d_1 n_1 = d_2 n_2 \quad (6.32)$$

Así para dos ruedas que engranan el producto del diámetro de una de ellas por el número de vueltas que da, es igual al diámetro de la segunda rueda por su número de revoluciones.

6.6.5 Número de dientes y número de revoluciones

Para relacionar el número de diente y el número de revoluciones, partimos de la ecuación:

$$\frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2} \quad (6.33)$$

Y deducimos:

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad (6.34)$$

Y de (Ec. 2.8.2-2)

$$d_1 n_1 = d_2 n_2 \quad (6.35)$$

De donde deducimos:

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1} \quad (6.36)$$

Que se puede sintetizar en:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d_1}{d_2} &= \frac{Z_1}{Z_2} \\ \frac{d_1}{d_2} &= \frac{n_2}{n_1} \end{aligned} \right\} Z_1 n_1 = Z_2 n_2 \quad (6.37)$$

6.6.6 Diámetro y velocidad de rotación

Sabiendo que las dos ruedas giran sin deslizar, la velocidad tangencial de las dos ruedas será la misma, por lo tanto:

$$V_i = r_i w_i = \frac{d_i}{2} w_i \quad (a)$$

Aplicando este criterio a las dos ruedas, tendremos:

$$\left. \begin{aligned} V_1 &= \frac{d_1}{2} w_1 \\ V_2 &= \frac{d_2}{2} w_2 \\ V_1 &= V_2 \end{aligned} \right\} d_1 w_1 = d_2 w_2 \quad (6.38)$$

El diámetro de una rueda por su velocidad angular es igual al diámetro de la otra rueda por su velocidad angular.

También es cierto que el radio de la rueda por su velocidad angular permanece constante y su valor es la velocidad tangencial:

$$V_t = r_1 w_1 = r_2 w_2 \quad (6.39)$$

6.6.7 Número de dientes y velocidad de rotación

Para calcular la relación entre el número de dientes y la velocidad de rotación, partiremos de las expresiones [1] y [4], con lo que tenemos:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{d_1}{Z_1} = \frac{d_2}{Z_2} \\ \\ d_1 w_1 = d_2 w_2 \end{array} \right\} Z_1 w_1 = Z_2 w_2 \quad (6.40)$$

Con lo que se deduce que el producto del número de dientes de una rueda por su velocidad angular es igual al número de dientes de la rueda con la que engrana por su velocidad angular.

6.7 Propiedades de los fluidos

Densidad.- La densidad absoluta de un cuerpo se define como la relación de su masa (m) y el volumen (v) que ocupa, es decir, es la masa de la unidad de volumen que se define por la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (6.41)$$

La unidad de la densidad son kilogramos sobre metro cubico en el sistema internacional (SI) y slugs por pie cubico en el sistema británico de unidades. Con frecuencia se considera como densidad del agua 1000kg/m^3 . (Mott, 1996)

Peso específico.- El peso específico es la cantidad de peso por unidad de volumen de una sustancia:

$$\gamma = \frac{w}{v} = \rho * g \quad (6.42)$$

γ =Peso específico

v = Volumen de la sustancia

w = Peso

g = Gravedad

Las unidades del peso específico son Newton por metro cúbico (N/m^3) en el SI y libras por pie cúbico (lb/pe^3) en el Sistema Británico de Unidades.

Considerando la aceleración de la gravedad $g = 9.81 m/s^2$, puede tomarse para el agua

$$\gamma_{agua} = 1000 \frac{kg}{m^3} \text{ ó } 102 \frac{N}{m^3}$$

El peso específico relativo (δ) es el peso específico de una sustancia respecto del agua, por lo que es adimensional. La densidad relativa también viene referida a la densidad del agua.

$$\delta = \frac{\gamma}{\gamma_{agua}} \quad (6.43)$$

$$\rho = \frac{\rho}{\rho_{agua}} \quad (6.44)$$

Gravedad específica.- La gravedad específica es el cociente de la densidad de una sustancia entre la densidad del agua a 4°C, o, es el cociente del peso específico de una sustancia entre el peso específico del agua a 4°C.

$$sg = \frac{\gamma_s}{\gamma_w} = \frac{\rho_s}{\rho_w} \quad (6.45)$$

Dónde:

S: se refiere a la sustancia cuya gravedad específica se está determinando.

W: se refiere al agua

La definición matemática de gravedad específica se puede escribir como:

$$sg = \frac{\gamma_s}{9810 \text{ N/m}^3} = \frac{\rho_s}{1000 \text{ kg/m}^3} \quad (6.46)$$

Viscosidad.- Los fluidos no pueden considerarse siempre como perfectos debido a su viscosidad. Se considera la lámina del fluido compuesta por infinitas capas paralelas, y la experiencia muestra que oponen resistencia a ser deformados, es decir, a que cada lámina deslice sobre sus inmediatas, ya que al moverse una porción de fluido respecto a otra se originan fuerzas tangenciales que en algunos casos no pueden despreciarse. Se dice entonces que el fluido es viscoso y no puede despreciarse la viscosidad.

La viscosidad expresa la resistencia del líquido a dejarse cortar o separar. Por ejemplo, un avión o un submarino se mueven con esfuerzo por que han de deformar, respectivamente, el agua o el aire que los envuelve.

Viscosidad cinemática.- El coeficiente de viscosidad cinemática (ν) definido como el cociente entre la viscosidad absoluta (μ) y la densidad del líquido (ρ) :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu \cdot g}{\gamma} \quad (6.47)$$

La unidad de medida en el sistema internacional es m por segundo cuadrado $\nu = \frac{m}{s^2} = 10 \text{ stoke}$ el valor de la viscosidad es en función de la temperatura, de forma que si aumenta la temperatura disminuye la viscosidad. (Mataix, 1970)

T(°C)	$\nu \text{ m}^2/\text{s}$	T(°C)	$\nu \text{ m}^2/\text{s}$
4	1.568×10^{-6}	30	0.803×10^{-6}
5	1.519×10^{-6}	40	0.659×10^{-6}
10	1.310×10^{-6}	50	0.556×10^{-6}
15	1.146×10^{-6}	60	0.478×10^{-6}
20	1.007×10^{-6}	70	0.416×10^{-6}

Tabla 6.10 Viscosidad cinemática del agua (ν) a diferentes temperaturas (T)

Viscosidad dinámica.- Se llama viscosidad dinámica o simplemente viscosidad (μ) de un fluido a la resistencia que este opone a su deformación, o dicho de otro modo, a que las láminas de fluido deslicen entre sus inmediatas.

En el sistema internacional $\mu = \frac{kg}{m*s} = 10 \text{ poise}$

6.7.1 Tipos de flujos

Existen dos tipos de flujos dentro de una tubería:

- Flujo laminar.
- Flujo turbulento.

6.7.1.1 Flujo laminar

Es uno de los dos tipos principales de flujo en fluido. Se llama flujo laminar o corriente laminar, al tipo de movimiento de un fluido cuando éste es perfectamente ordenado, estratificado, suave, de manera que el fluido se mueve en láminas paralelas sin entremezclarse si la corriente tiene lugar entre dos planos paralelos, o en capas cilíndricas coaxiales como, por ejemplo la glicerina en un tubo de sección circular. Las capas no se mezclan entre sí. El mecanismo de transporte es exclusivamente molecular.

En el flujo laminar las partículas del fluido solo se mezclan a escala molecular, de modo que, durante el movimiento, dichas partículas se desplazan según trayectorias paralelas bajo la acción de la viscosidad. En la práctica, el flujo laminar se produce cuando el número de Reynolds no excede los valores de 1.500 a 2.000.

Hagen y Poiseville, trabajando independientemente llevaron a cabo experimentos sobre el comportamiento de los fluidos en tuberías de pequeño diámetro y dieron a conocer en 1839 y 1941 respectivamente, algunas relaciones empíricas basadas en dichos experimentos. Sin embargo fue veinte años más tarde cuando Hagenbach y Neumann, también trabajando independientemente fueron capaces de presentar el primer análisis teórico del flujo laminar, imaginando una serie de cilindros concéntricos que se deslizan uno dentro del otro.

La velocidad en cualquier punto sobre un cilindro de radio r , es

$$V = \frac{\Delta P}{4*\mu*L}(r_0^2 - r^2) \quad (6.48)$$

Donde

ΔP : Diferencia de presión (PA)

μ : Viscosidad Dinámica ($\frac{kg}{m * s}$)

L = Distancia (m)

r = radio de un punto dentro de la tubería (m)

Esta es la ley de distribución de velocidades a lo largo de la sección transversal de la tubería, cuando el flujo es laminar. La máxima velocidad está en el centro de la sección transversal donde $r = 0$.

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{\Delta P}{4 * \mu * L} r_0^2 \quad (6.49)$$

La ley de distribución de velocidades puede ser usada para deducir el caudal a través de una tubería.

$$Q = \frac{\pi * \Delta P * r_0^4}{8 * \mu * L} \quad (6.50)$$

Dónde:

Q : Caudal m^3/s

La velocidad media en la sección se encuentra dividiendo el caudal entre el área.

$$V = \frac{\Delta P * r_0^2}{8 * \mu * L} \quad (6.51)$$

Por lo tanto se puede deducir que

$$V = \frac{V_{m\acute{a}x}}{2} \quad (6.52)$$

Para obtener la pérdida de cabeza debido a la fricción (h_f) en términos de la descarga y las dimensiones de la tubería, tenemos de la ecuación de Bernoulli:

$$h_f = \frac{128 * V * L * Q}{\pi * g * D^4} \quad (6.53)$$

6.7.1.2 Flujo turbulento

El flujo turbulento es más comúnmente desarrollado debido a que la naturaleza tiene tendencia hacia el desorden y esto en términos de flujos significa tendencia hacia la turbulencia. Este tipo de flujo se caracteriza por trayectorias circulares erráticas, semejantes a remolinos. El flujo turbulento ocurre cuando las velocidades de flujo son generalmente muy altas o en fluidos en los que las fuerzas viscosas son muy pequeñas. La turbulencia puede originarse por la presencia de paredes en contacto con el fluido o por la existencia de capas que se muevan a diferentes velocidades. Además, un flujo turbulento puede desarrollarse bien sea en un conducto liso o en un conducto rugoso.

En el flujo turbulento las partículas del fluido se mezclan a escala molar, de modo que durante el movimiento se produce un intercambio de cantidad de movimiento entre partículas adyacentes, ocasionando una rápida y continua agitación y mezcla en el seno del fluido. En la práctica el flujo turbulento se produce para números de Reynolds por encima de valores entre 6.000 a 10.000.

El estudio teórico riguroso del flujo turbulento requiere el conocimiento de las fluctuaciones espaciales de la velocidad respecto al tiempo. Los matemáticos han atacado el problema desde el punto de partida de la mecánica estadística. A pesar de las hipótesis simplificadoras no se ha llegado a alcanzar soluciones prácticas, por lo que en las aplicaciones de ingeniería es necesario recurrir a métodos semiempíricos.

Boussines que propuso (1877) una expresión sencilla para la tensión rasante τ_e producida por las fluctuaciones turbillonarias en un flujo turbulento

$$\tau_e = \eta \frac{dv}{dy} \quad (6.54)$$

Dónde:

η : Viscosidad turbillonaria

$\frac{dv}{dy}$: Gradiente de velocidad

La viscosidad turbillonaria no es una propiedad del fluido sino que depende de las características de la turbulencia. La tensión rasante (de cortadura aparente) total en el flujo turbulento es, +

$$\tau_e = \eta \frac{dv}{dy} + \mu^* \frac{dv}{dy} \quad (6.55)$$

En la práctica la viscosidad dinámica (μ) es casi siempre despreciable en comparación con la viscosidad turbulenta (η) por lo que se puede despreciar.

Prandtl (1925) basó su teoría de la turbulencia en el principio de la variación de la cantidad de movimiento: la velocidad relativa tiende a reducirse cuando hay variación de la cantidad de movimiento.

Para aplicar este principio al flujo turbulento, introdujo el concepto de longitud de mezcla, esto es el desplazamiento medio efectuado por las partículas antes que su cantidad de movimiento sea bruscamente absorbida por su nuevo estado. A mayor longitud de mezcla, mayor grado de turbulencia y distribución más uniforme de velocidades.

$$\Delta V = \tau \frac{dv}{dy} \quad (6.56)$$

Dónde:

τ : Longitud de la mezcla

Por lo que Prandtl dedujo la ecuación general de turbulencia. Donde es necesario referirse a datos experimentales para establecer el valor de τ .

$$\tau = \rho * \lambda^2 * \left(\frac{dv}{dy}\right)^2 \quad (6.57)$$

La aplicación más importante de la evaluación del esfuerzo cortante turbulento consiste en determinar la distribución de velocidades dentro de un flujo uniforme.

$$\frac{V_{m\acute{a}x} - V}{V_s} = \frac{1}{K} \ln \left(\frac{R}{y}\right) \quad (6.58)$$

Con base en resultados obtenidos experimentalmente de Nikuradse y Reichardt, en tubos lisos y rugosos se observó una buena concordancia de la fórmula para $K = 0 - 4$.

$$\frac{V_{m\acute{a}x} - V}{V_s} = 2.5 * \ln \left(\frac{R}{y}\right) \quad (6.59)$$

Esta ecuación se conoce bajo el nombre de ley de distribución universal de velocidades y es válida para tubos lisos y rugosos. (Mataix, 1970)

6.7.2 Número de Reynolds

Osborne Reynolds: dedujo que el régimen de flujo en tuberías depende de los cuatro factores siguientes:

- Diámetro de la tubería ($D = M =$).
- Densidad del fluido ($\rho = \text{gr}^s / \text{cm}^3$).
- Viscosidad (absoluta (μ) en *centipoise* o *cinemática* (ν) en m^2 / seg).
- Velocidad del flujo ($V = \text{m} / \text{seg}$).

El número de Reynolds caracteriza la naturaleza de un fluido dado, es decir que sea laminar o turbulento, sirve de criterio de semejanza de un flujo de fluidos (semejanza entre tuberías del mismo diámetro y conduciendo diferentes tipos de fluidos), adicionalmente representa la relación entre las fuerzas y su correspondiente reacción de inercia. (Mataix, 1970)

Para tuberías circulares con flujo a tubería llena:

$$Re = \frac{v * D}{\nu} = \frac{D * v * \rho}{\mu} \quad (6.60)$$

Re = Numero de Reynolds (adimensional)

V = Velocidad media (m/s)

ν = Viscosidad cinemática (m^2 / seg .)

μ = Viscosidad absoluta

D = Diámetro de la tubería (m)

6.7.3 Velocidad crítica

La velocidad crítica es aquella velocidad por debajo de la cual toda la turbulencia es amortiguada por la acción de la viscosidad del fluido $Re \leq 2000$

$$Re = \frac{V_c * D}{\nu} = 2000 \quad (6.61)$$

Dónde:

Re: Numero de Reynolds crítico (Adimensional)

$$V_s: \text{Velocidad media crítica} \left(\frac{m}{s} \right)$$

6.7.4 Determinación de las cargas.

Para poder entrar en el cálculo de cargas de una red de distribución, primero veremos algunas teorías y ecuaciones fundamentales de la hidráulica.

La ecuación de continuidad es una consecuencia del principio de conservación de la masa, el cual expresa que: para un flujo permanente, la masa de fluido que atraviesa cualquier sección por un conducto por unidad de tiempo es constante y se calculó como sigue:

$$\gamma_1 * A_1 * v_1 = \gamma_2 * A_2 * v_2 \text{ (kg/s)} \quad (6.62)$$

Para fluidos incompresibles se tiene que el peso específico $\gamma_1 = \gamma_2$ y por lo tanto la ecuación se transforma en:

$$A_1 * v_1 = A_2 * v_2 = Q_{\text{volumetrico}} = \text{CTE.} \left(\frac{m^3}{s} \right) \quad (6.63)$$

Para secciones circulares:

$$Q = A * V = \frac{\pi D^2}{4} * V \quad (6.64)$$

El caudal volumétrico a lo largo de una conducción, sin aportes ni consumos intermedios, es constante.

De la ecuación de continuidad se deduce que las velocidades medias de un flujo líquido son inversamente proporcionales a sus respectivas secciones.

Ecuación general de energía (Teorema de Bernoulli.)

La energía que posee cada punto de un fluido en movimiento puede ser:

Energía potencial (por su posición): $E_p = m * g * h$ siendo $h=Z$ (cota).

Energía de presión:

$$E_{presión} = F * L = P * A * L = \frac{m}{\rho} * P = \frac{m * g}{\gamma} * P \quad (6.65)$$

Energía cinética:

$$E_c = \frac{1}{2} * m * v^2 \quad (6.66)$$

Particularizando entre dos secciones 1 y 2 de la tubería:

$$\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + E_A = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \text{perdidas} \quad (6.67)$$

La ecuación de Bernoulli o de conservación de la energía, y que indica que en un fluido en movimiento sometido a la acción de la gravedad, la suma de las alturas geométrica, manométrica y cinética es constante para diversos puntos de una línea de corriente.

En realidad, el término $\frac{v^2}{2 * g}$ varía al variar el módulo V de según el punto de la sección transversal considerada. Para que realmente represente a la energía cinética media que pasa por la sección, se corrige con el coeficiente de Coriolis ($\alpha = 1$), quedando el término cinético como $\alpha \frac{v^2}{2 * g}$. En régimen laminar, $\alpha = 2$, y en régimen turbulento, $\alpha = 1$. Como en hidráulica se trabaja generalmente en régimen turbulento, este término no se verá afectado.

Un líquido en reposo posee la misma energía en cualquier punto. Por unidad de masa, la suma de las energías de posición y de presión es constante para cualquier punto de la sección transversal:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} = H \quad (\text{Altura o cuota piezométrica}) \quad (6.68)$$

6.7.5 Concepto de pérdida de carga

La ecuación de Bernoulli puede considerarse válida solo para líquidos no viscosos o para dos puntos muy próximos, ya que en la realidad, las transformaciones se realizan de la forma indicada, las expresiones no son del todo exactas. En efecto, un principio elemental de la física establece que en toda transformación energética existe una degradación, es

decir, los rozamientos convierte en calor parte de la energía transformada, por lo que el miembro de la derecha (si la transformación se efectúa de izquierda a derecha) se verá disminuido. Para que la igualdad se mantenga, la ecuación deberá quedar.

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + h_{1-2} \quad (6.69)$$

El término h_{1-2} representa las pérdidas de energía que se producen en la transformación, se expresa también en m.c.a y se conoce como pérdida de carga.

Las pérdidas de carga pueden ser de dos tipos:

1. Pérdidas de carga continuas o por rozamiento (h_c): se deben a la viscosidad de líquido y se producen a lo largo de toda la conducción. Suelen expresarse como producto de la pérdida de carga unitaria (J) y la longitud del tramo considerado (L), la representación gráfica de h_c en función de la longitud L sería una recta pendiente J .

$$h_c = J * L \quad (6.70)$$

La pérdida de carga por unidad de longitud depende de la rugosidad de la tubería, de su diámetro, del caudal que circula por ella y de su velocidad.

2. Pérdidas de áreas locales, accidentales o singulares (h_a): están producidas por perturbaciones de la corriente líquida en puntos concretos, como derivaciones, cambios de sección, etc.

La pérdida de carga total en una conducción será la suma de las dos:

$$h_t = h_c + h_a \quad (6.71)$$

6.7.6 Fricción en tuberías

En esta parte se tratarán las pérdidas de energía que sufre un fluido, en su trayectoria dentro de una tubería debido a la fricción de este con las paredes de la misma, así como también, las pérdidas causadas por los cambios de dirección y expansiones a todo lo largo de una red de distribución.

Le pérdida de energía de un fluido dentro de una tubería, se expresa como pérdida de presión o pérdida de carga en el mismo.

6.7.6.1 pérdidas de carga por fricción en tubería recta

Ecuación general de Darcy-Weisbach.

$$h_c = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2 * g} \quad (6.72)$$

En función del caudal $h_c = 0.0828 * f * \frac{Q^2}{D^5} * L$

La pérdida de carga por unidad de longitud será:

$$l = \frac{h_c}{L} = f * \frac{1}{D} * \frac{v^2}{2 * g} \quad (6.73)$$

La pérdida de carga continua es directamente proporcional a la velocidad del líquido y a la longitud del tramo de tubería que estamos considerando, es inversamente proporcional a su diámetro.

Para el cálculo de las pérdidas se ha tomado como base la ecuación de Hazen & Williams para tuberías de hierro galvanizadas de uso común. A continuación se presenta la formula (en ambos sistemas de unidades) para la estimulación de la misma.

➤ En el sistema métrico tenemos:

$$f \% = \left[\frac{131455 * Q}{C * D^{2.63}} \right]^{1.852} \quad (6.74)$$

Dónde:

f = % de pérdidas por fricción, (m)

C = Constante de rugosidad, (adimensional)

D = Diámetro interior del tubo, (m)

Q = Caudal pasante, (lts/min)

En el sistema inglés tenemos:

$$f \% = 0.2083 * K \frac{Q^{1.232}}{D^{4.2702}} \quad (6.75)$$

f = % de pérdidas por fricción, (ft)

C = Constante de rugosidad, (adimensional)

D = Diámetro interior del tubo, (pulg)

Q = Caudal pasante, (GPM)

El coeficiente de rugosidad “C” varía según el tipo de tubería a utilizar y estos valores son los más aceptados comúnmente en cálculo y diseño.

Determinado el valor porcentual de fricción, nos interesa además conocer el valor de la velocidad del agua, esto lo determinaremos despejando “V” de la ecuación de la continuidad, la cual nos queda realizando los cambios convenientes, como:

$$V = \frac{Q(L/Min)}{4.712 * D^2} = \frac{m}{s} \quad (6.76)$$

6.7.7 Rugosidad relativa (ϵ)

Se define como el coeficiente entre la rugosidad absoluta y el diámetro de la tubería.

$$\epsilon = \frac{K}{D} \quad (6.77)$$

6.7.8 Factor de fricción

El factor de fricción (f) es adimensional y es función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería, parámetro que da la idea de la magnitud de las esperanzas de su superficie interior.

El diagrama de Moody (1944), permite determinar el valor del factor de fricción f a partir de Re y K/D de forma directa. Es una representación $\log - \log$ del factor de fricción f frente al Re , tomando como parámetro K/D . se distinguen cinco zonas, correspondientes a los distintos regímenes hidráulicos, correspondiendo al coeficiente de fricción f valores diferentes en cada caso, ver diagrama de Moody en el apéndice.

Dicha ecuación presenta el problema que el factor de fricción f es una función no explícita del número de Reynolds y de la rugosidad relativa, la ecuación de Colebrook-White es:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3.7*d} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (6.78)$$

El hecho de que la ecuación (30) sea no explícita para el factor de fricción f implica que la solución de problemas de tuberías debe incluir métodos numéricos iterativos, lo cual, antes de la popularización de las computadoras, hacía que su uso fuera engorroso.

Por esto surgieron, por un lado, una serie de ecuaciones empíricas que tuvieron y tienen un gran uso en la práctica de la ingeniería y, por otro lado, una serie de graficas de ayuda para el diseño de tuberías, de las cuales las más famosas y, por consiguiente, las que más se utilizaron fueron los diagramas de Moody modificados y completos, que serán presentados en los Anexos.

6.7.9 Ecuación de Swamee-Jain

La última ecuación explícita y, por consiguiente, la más exitosa, apareció en el año 1976 y fue desarrollada por los investigadores Prabhata K. Swamee y Akalank K. Jain, quienes deseaban obtener una ecuación más sencilla. Para desarrollar su ecuación los investigadores resolvieron la ecuación de Colebrook-White (30) calculando el factor de fricción para los dos extremos del flujo turbulento: flujo turbulento hidráulicamente liso y flujo turbulento hidráulicamente rugoso con altos números de Reynolds. En ambos casos se obtuvieron las siguientes ecuaciones a través de la técnica de ajuste de curvas:

a) Flujo turbulento hidráulicamente rugoso:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{\epsilon}{3.7*d}\right)\right]^2} \quad (6.79)$$

b) Flujo turbulento hidráulicamente liso:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2} \quad (6.80)$$

Las Ecuaciones (Ec. 2.19-1) y (Ec. 2.19-2) fueron combinadas por Swamee y Jain con el fin de obtener una ecuación explícita para el factor de fricción en la zona de transición de flujo turbulento en las tuberías circulares, siguiendo los pasos dados por Colebrook y White. La ecuación que resultó fue:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{\epsilon}{3.7*d} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2} \quad (6.81)$$

La Ecuación 30 fue comparada con la ecuación de Colebrook-White con el fin de establecer su exactitud. Se encontró que para los rangos:

$$10^{-6} \leq \frac{k_s}{d} \leq 10^{-2} \quad Y \quad 5 \times 10^3 \leq Re \leq 10^8$$

Los errores involucrados por el factor de fricción siempre fueron menores que el 1%. Hoy en día varios de los programas comerciales para el cálculo de redes de distribución de agua potable utilizan la ecuación de Darcy-Weisbach en conjunto con la ecuación Swamee y Jain.

6.7.10 Pérdidas de fricción en válvulas y conexiones

Cuando un fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante, la configuración del flujo indicada por la distribución de la velocidad sobre el diámetro de la tubería adopta una forma característica. Cualquier obstáculo en la tubería

cambia la dirección de la corriente en forma total o parcial, altera la configuración característica del flujo y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de energía mayor de la que normalmente se produce en un flujo por tubería recta.

Ya que válvulas y accesorios en una línea de tubería alteran la configuración de flujo, producen una pérdida de presión adicional la cual se puede determinar por:

$$h_a = K \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (6.82)$$

Dónde:

$h_a =$ Caida de presión, (m)

$K =$ Coeficiente de resistencia según el tipo específico de válvula o conexión.

Los diferentes valores del coeficiente de resistencia (K) para los distintos diámetros de válvulas y conexiones se presentan en la (anexo N°. 2) así como también las figuras.

6.8 Cálculo del caudal en pistón de doble efecto

Si se llama $L = 2 r$ la carrera del émbolo, siendo r la excentricidad del cigüeñal o manivela, el volumen que desplaza el émbolo de diámetro D en su carrera valdrá:

$$V_D = \frac{\pi D^2}{4} \quad (6.83)$$

Para una bomba de Z cilindros en paralelo, con el cigüeñal girando a velocidad angular constante N (revoluciones por unidad de tiempo), el caudal teórico será:

$$\dot{V}_t = \frac{\pi D^2}{4} L N Z \quad (6.84)$$

Dónde:

$j = 1$ para una bomba con pistones de simple efecto

$j = 2$ si los pistones son de doble efecto.

Habrán, en general, fugas de líquido ya sea entre pistón y cilindro o por válvulas.

Por lo tanto el caudal será menor:

$$\dot{V}_t = \eta_V \frac{\pi D^2}{4} L N Z J \quad (6.85)$$

Donde $\eta_V < 1$ se llama “rendimiento volumétrico”.

$$\eta_V = \frac{q}{Q+q} \quad (6.86)$$

La Fig. 6.39 representa una bomba de doble efecto. Es evidente que el caudal de esta bomba será:

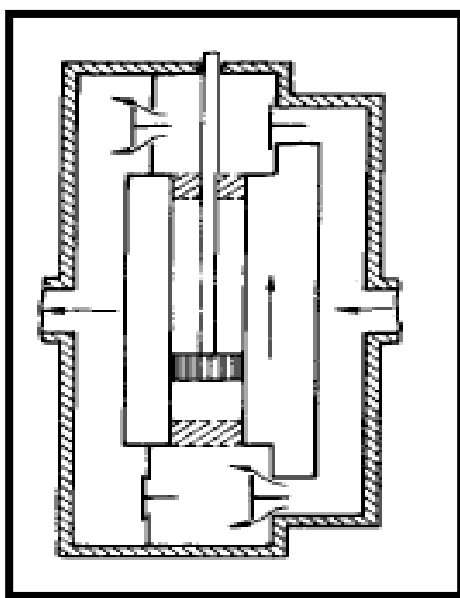


Figura 6.39 bomba de doble efecto

$$Q_1 = \frac{A s n}{60} \quad (6.87)$$

$$Q_2 = \frac{(A-a) s n}{60} \quad (6.88)$$

$$Q_t = \frac{A s n}{60} + \frac{(A-a) s n}{60} = \frac{(2A-a) s n}{60} \quad (6.89)$$

Dónde:

A – *area del embolo*

a – *area del vastago*

s – *carrera*

6.8.1 Rendimiento volumétrico

Se producen fugas:

- Entre pistón y cilindro.
- En válvulas, debido a su cierre no instantáneo.
- En las bombas de doble efecto, entre vástago y su empaquetadura.

Sea Q' el caudal de estas fugas. Se llama rendimiento volumétrico al cociente:

$$\eta_v = \frac{q}{q+q'} \quad (6.90)$$

Es frecuente que los valores del rendimiento volumétrico sean elevados. A título informativo, puede suponerse:

- Bombas de cuidadosa ejecución y grandes gastos: $n_v = 0.97$ a 0.98
- Bombas de cuidadosa ejecución y pequeños caudales: $n_v = 0.94$ a 0.96
- Bombas de regular ejecución y pequeños gastos: $n_v = 0.89$ a 0.92
- El rendimiento volumétrico es influido notablemente por la temperatura del líquido (variación de las luces y, sobre todo, de la viscosidad). Para muy altas temperaturas puede llegarse incluso a $n_v = 0.65$ a 0.70

Las fugas dependen también de la presión de trabajo de la bomba: aumentan con ésta y por lo tanto disminuye el rendimiento volumétrico. (Mataix, 1970)

6.8.3 Rendimiento mecánico

Se producen pérdidas de potencia o pérdidas mecánicas P_m debido al rozamiento en los cojinetes, pernos, órganos de comando y, sobre todo, debido al rozamiento de los aros, retenes, copas u órganos de cierre entre pistón o cilindro. Se llama rendimiento mecánico n_m al cociente entre la potencia entregada al líquido por el pistón y la consumida por la bomba en punta de eje. (Mataix, 1970)

Se puede estimar:

- Para bombas directamente acopladas al motor, grandes y de buen diseño y mantenimiento: $n_m = 0.94$ a 0.96
- Para bombas pequeñas y con transmisión por correas o engranajes: $n_v = 0.83$ a 0.86

6.8.4 Rendimiento total

Se llama “*rendimiento total*” o simplemente “*rendimiento*” al producto:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_m \quad (6.91)$$

La potencia que requiere la bomba en punta de eje, para entregar a un caudal Q una altura H valdrá, entonces:

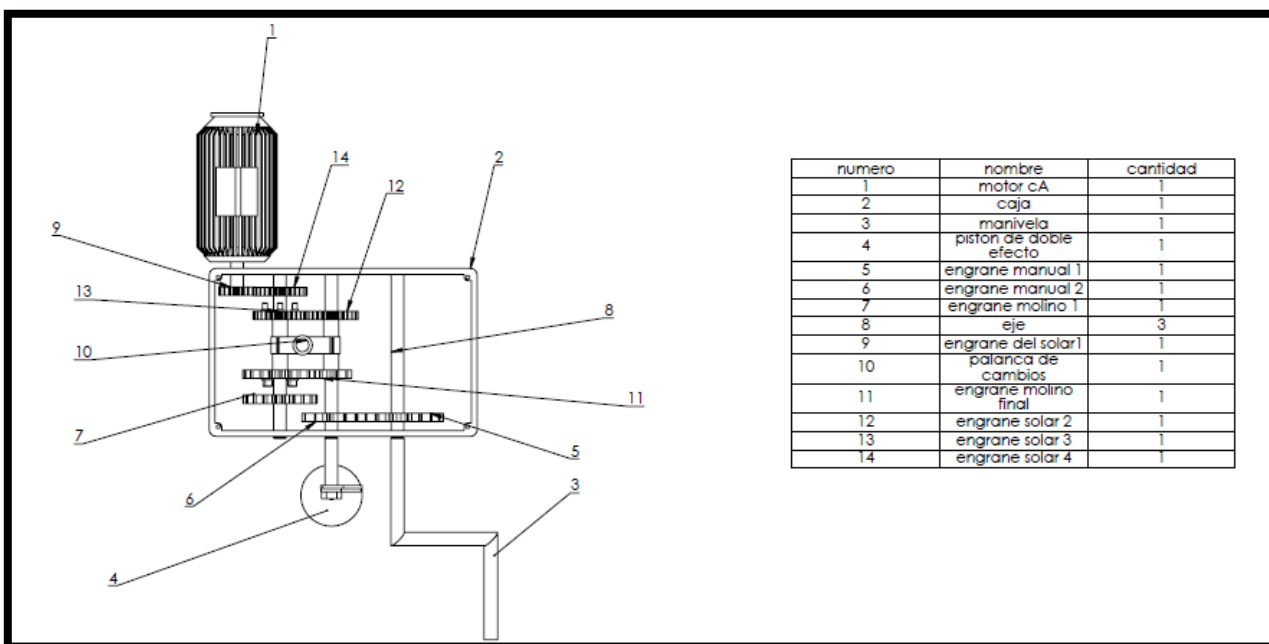
$$P = \gamma Q_t H_t + P_m = \gamma Q H / \eta \quad (6.92)$$

Siendo γ el peso específico del líquido.

7 MEMORIA DE CÁLCULO

7.1 descripción del prototipo

Esquema general



Descripción del prototipo:

En esta etapa el proceso de transmisión de la bomba se lleva a cabo encendiendo el motor eléctrico, la cual está conectada a una batería que son recargadas mediante paneles solares, la relación de engranes 3:2 reducirá el número de revoluciones para incrementar la vida útil del pistón sin descuidar el caudal mínimo requerido, al principio la palanca de cambios se encuentra en una posición neutral, al recorrer la palanca de cambios de manera vertical en la vista que se presenta en el esquema general, el engrane 13 se acopla al engrane 14 por medio de unos seguros que sobresalen del engrane 14 para evitar dañar los dientes. El engrane 12 y 13 siempre estarán en contacto por lo tanto cuando se deslice el engrane 13, el engrane 12 también lo hará, lo cual este a su vez transmite la potencia al eje que conecta con el pistón (4) de doble efecto accionado por dos estabones, el pistón succiona el agua tanto en la carrera de subida como la de bajada.

7.2 Cálculos de la carrera de pistos de doble efecto

Con los siguientes datos determinados. Las 50 RPM fueron designadas por la velocidad de trabajo del eje conectado a la bomba de pistón de doble efecto (ver figura N° 3.1-1) la bomba manual, se estimó un caudal mínimo de 1000 L/h a 50 RPM. El diámetro del pistón fue supuesto basándonos en los rangos de diámetros de pistones.

Datos:

N=50 rpm

Tubería

Q=1000 L/h= $2.777 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$h_s = 10\text{m}$ $d_{suc} = 1 \text{ in} = 2.54\text{cm}$

$D_{emb} = 2 \text{ in} = 5.08\text{cm}$

$h_i = 11$ $d_{desc} = \frac{3}{4} \text{ in} = 1.905\text{cm}$

$D_{vast} = 1/2 \text{ in} = 1.27\text{cm}$

$\nu = 1.007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ *coeficiente de viscosidad Cinemática de (tabla 2.11 – 1)*

Calculamos carrera

$$Q_t = \frac{Asn}{60} + \frac{(A-a)sn}{60} = \frac{(2A-a)sn}{60} \quad (6.89)$$

$$Q_1 = \frac{Asn}{60} \quad (6.88)$$

$$Q_2 = \frac{(A-a)sn}{60} \quad (6.87)$$

Dónde:

$A = \text{área del embolo}$

$A = \text{área del vástago}$

$s = \text{carrera}$

$n = \text{número de RPM}$

Solución:

Sustituyendo datos

$$2.777 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = Q_1 + Q_2$$

$$2.777 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = \left[\frac{2.026 \times 10^{-3} (s)(50)}{60} + \frac{1.899 \times 10^{-3} (s)(50)}{60} \right]$$

$$2.777 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 2.7804 \times 10^{-3} (s) \quad \text{despejamos } (s), \text{ por lo tanto}$$

$$s = 0.99 \text{ m} = 9.9 \text{ cm} \cong 10 \text{ cm}$$

7.3 Cálculo de caudal de pistón de doble efecto

Ya obtenido la carrera de un caudal mínimo de 1000 L/h. Ahora calculamos el caudal con las 200 RPM en el eje de salida generada por el motor eléctrico que transmite la potencia al pistón.

Datos:

$$N = 200 \text{ rpm}$$

Tubería

$$Q = ?$$

$$h_s = 10 \text{ m} \quad d_{suc} = 1 \text{ in} = 2.54 \text{ cm}$$

$$D_{emb} = 2 \text{ in} = 5.08 \text{ cm}$$

$$h_i = 10 \text{ m} \quad d_{desc} = \frac{3}{4} \text{ in} = 1.905 \text{ cm}$$

$$D_{vast} = 1/2 \text{ in} = 1.27 \text{ cm}$$

$$\nu = 1.007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad \text{coeficiente de viscosidad cinamatica del agua (tabla 2.11 - 1)}$$

$$s = 10 \text{ cm}$$

Calculando el caudal:

$$Q_t = \frac{Asn}{60} + \frac{(A-a)sn}{60} = \frac{(2A-a)sn}{60} \quad (6.89)$$

$$Q_1 = \frac{Asn}{60} \quad (6.88)$$

$$Q_2 = \frac{(A-a)sn}{60} \quad (6.87)$$

Dónde:

$Q_T = \text{caudal total}$

$A_{emb} = \text{Área del embolo}$

$A_{vast} = \text{Área del vástago}$

$s = \text{carrera}$

$n = \text{numero de RPM}$

$$Q_1 = \frac{\left(\frac{\pi d_{emb}^2}{4}\right) sn}{60} = \frac{\left(\frac{(\pi)(0.05081)^2}{4}\right) (0.1)(200)}{60}$$

$$Q_1 = \frac{(2.0268 \times 10^{-3})(0.1)(200)}{60}$$

$$Q_1 = 6.756 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$Q_2 = \frac{(A_{emb} - A_{vast})sn}{60}$$

$$Q_2 = \frac{\left(\frac{\pi d_{emb}^2}{4} - \frac{\pi d_{vas}^2}{4}\right) sn}{60}$$

$$Q_2 = \frac{\left(\frac{(\pi)(0.0508)^2}{4} - \frac{(\pi)(0.0127)^2}{4}\right) (0.1)(200)}{60}$$

$$Q_2 = \frac{(2.0268 \times 10^{-3} - 1.2667 \times 10^{-4})(0.1)(200)}{60}$$

$$Q_2 = \frac{(1.90013 \times 10^{-3})(0.1)(200)}{60}$$

$$Q_2 = 6.3337 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$Q_T = Q_1 + Q_2$$

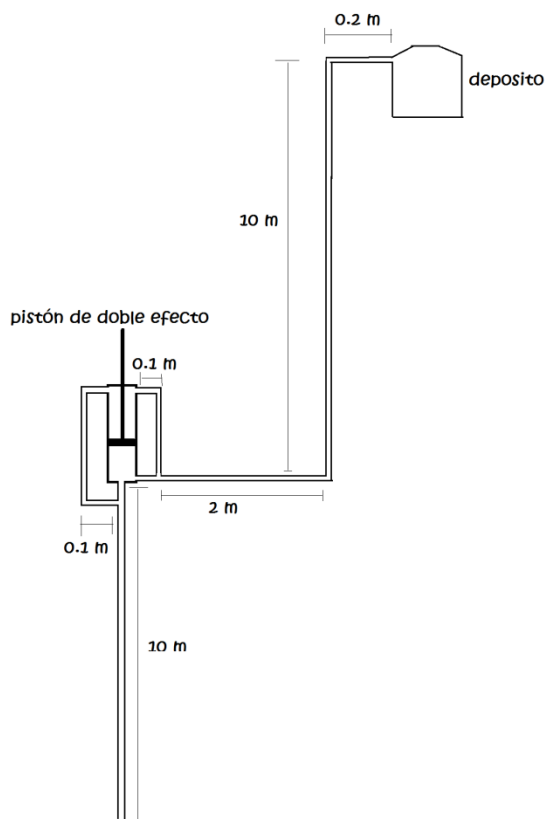
$$Q_T = 6.756 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} + 6.3337 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$Q_T = 1.3089 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

7.4 Cálculo de pérdidas hidráulicas

Bombeo de agua desde un pozo profundo, en donde las condiciones son:

10 m de tubería de succión, 10 m de tubería de elevación, 2 metros de tubería horizontal saliendo del pistón, 2 válvulas de succión, 2 válvulas de descarga, 2 codos en la tubería de succión, 2 codos en la tubería de descarga, 1 acoplamiento en T estándar en la succión y 1 acoplamiento en T estándar en la descarga. (Ver figura 3.4-1)



Aplicando Bernoulli

$$\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + E_A = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \text{perdidas} \quad (6.67)$$

$$Z_1 + E_A = Z_2 + \text{perdidas}$$

$$E_A = 20 + \text{perdidas}$$

Perdidas en la succión por tubería recta:

$$Q = AV \quad (6.64)$$

Despejando

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

Calculando la velocidad a la succión

$$V = \frac{1.3089 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{5.067 \times 10^{-4} m^2} \quad V = 2.5833 \text{ m/s} \quad \text{Velocidad de succión}$$

Calculo del número de Reynolds

$$R_e = \frac{VD}{\nu} \quad (6.60)$$

$$R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{(2.5833 \text{ m/s})(0.0254 \text{ m})}{1.007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 65160.62 = 6.5160 \times 10^4$$

si $R_e < 2000$ flujo laminar

si $R_e > 4000$ flujo turbulento

De acuerdo de la tabla de la tabla de anexo N° 1 se determina lo siguiente:

$$\epsilon = 0.00015 \quad (\text{Tabla anexo N° 1})$$

$$\frac{\epsilon}{d} = \frac{0.00015}{2.54} = 5.9055 \times 10^{-5}$$

De acuerdo al diagrama de Moody (anexo N° 1)

$$f_s \approx 0.020$$

Por tubería recta en la succión

$$h_c = f \frac{L v^2}{d 2g} \quad (6.72)$$

$$h_c = 0.020 \left(\frac{0.2 \text{ m}}{0.0254 \text{ m}} \right) \left(\frac{2.5833^2}{2(9.81)} \right)$$

$$h_c = 0.05356 \text{ m. c. a}$$

Perdidas por accesorios en la succión:

2 codos estándar K=1.8 (tabla anexo 1)

Una conexión en T estándar K= 1.8 (tabla anexo 1)

2 Válvulas check K=5 (tabla anexo 1)

K: de tabla (anexo N° 2)

$$h_a = k \frac{v_s^2}{2g} \quad (6.82)$$

$$h_s = \Sigma k \frac{V_s^2}{2g} = (8.6) \frac{(2.5833^2)}{2(9.81)} = 2.9251 \text{ m. c. a.}$$

Perdidas en tubería de descarga

$$Q = AV \quad (6.64)$$

Despejamos

$$V_d = \frac{Q}{A} = \frac{1.3089 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{2.8502 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 4.5923 \text{ m/s}$$

Calculo de del Reynolds.

$$Re = \frac{(4.5923)(0.01905)}{1.007 \times 10^{-6}} = 8.68751 \times 10^4$$

$\epsilon = 0.00015$ (Tabla de anexo N° 1)

$$\frac{\epsilon}{d} = \frac{0.00015}{1.905} = 78.7401 \times 10^{-6}$$

De acuerdo a la gráfica de moody.

$$f_d \approx 0.015$$

Para tubería recta en la descarga

$$h_c = f \frac{L V_d^2}{d 2g} \quad (6.72)$$

$$h_c = f \frac{L V_d^2}{d 2g} = (0.015) \left(\frac{2.4}{0.01905} \right) \left(\frac{4.5923^2}{2(9.81)} \right) = 2.0312 \text{ m.c.a}$$

Perdida por accesorios en la descarga

3 codos estándar de 90° K= 2.7 (tabla anexo 1)

Una Conexión en T estándar K= 1.8 (tabla anexo 1)

2 Válvulas de check K= 5 (tabla anexo 1)

1 De tubería a deposito K=1 (tabla anexo 1)

$$h_d = K \frac{V_d^2}{2g} \quad (6.82)$$

$$h_d = \Sigma K \frac{V_d^2}{2g} = (10.5) \frac{(4.5923)^2}{(2 \times 9.81)} = 11.2862 \text{ m.c.a}$$

Pérdida total

$$\Sigma A = 20 + h_t = 20 + 16.2961 = 36.2961 \text{ m.c.a}$$

7.5 Rendimiento mecánico, volumétrico y total

Tomando en cuenta los rangos de rendimiento volumétrica (n_v)

- Bombas de cuidadosa ejecución y grandes gastos: $n_v = 0.97$ a 0.98
- Bombas de cuidadosa ejecución y pequeños caudales: $n_v = 0.94$ a 0.96
- Bombas de regular ejecución y pequeños gastos : $n_v = 0.89$ a 0.92

El rendimiento volumétrico es influido notablemente por la temperatura del líquido (variación de las luces y, sobre todo, de la viscosidad). Para muy altas temperaturas puede llegarse incluso a $n_v = 0.65$ entre 0.70

En este caso tomamos a $n_v = 0.89$

7.5.1 Rendimiento mecánico (n_m)

Se producen pérdidas de potencia o pérdidas mecánicas P_m debido al rozamiento en los cojinetes, pernos, órganos de comando y, sobre todo, debido al rozamiento de los aros, retenes, copas u órganos de cierre entre pistón o cilindro. Se llama rendimiento mecánico n_m al cociente entre la potencia entregada al líquido por el pistón y la consumida por la bomba en punta de eje. Se puede estimar:

- Para bombas directamente acopladas al motor, grandes y de buen diseño y mantenimiento: $n_m = 0.94$ a 0.96

- Para bombas pequeñas y con transmisión por correas o engranajes: $n_m = 0.83$ a 0.86

Para $n_m = 0.83$

7.5.2 Rendimiento total

$$n_T = n_V * n_m \quad (6.91)$$

Por lo tanto

$$n_T = 0.89 * 0.83 = 0.7387$$

Potencia

$$P_a = \frac{Q\rho gH}{n_T} \quad (6.92)$$

$$P_a = \frac{Q\rho gH}{n_T} = \frac{(1.3089 \times 10^{-3})(1000)(9.81)(36.2961)}{0.7387} = 630.9089 \text{ w}$$

Redondeamos a 1 hp

7.6 Cálculo de engranes

relacion de engranes de 2:3

∠ presion = 20°

∅ del piñon = 2in

∅ del engrane = 3in

Circulo de paso: $P_1 = \pi d_1 = \pi(2) = 6.2831$

Circulo de paso $P_2 = \pi d_2 = \pi(3) = 9.4247$

$N_1 = 18$ dientes (Tabla)

$$P_1 = \frac{N_1}{d_1} \therefore P_1 = \frac{18 \text{ dientes}}{2in} = 9 \text{ dientes/in} \quad (6.22)$$

$$P_2 = \frac{N_2}{d_2} \quad (6.22)$$

*despejando a N_2 tenemos $N_2 = P_2 * d_2$*

$$N_2 = \left(9 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}\right) (3in) = 27 \text{ dientes}$$

Calculo de dimensiones del engrane de acuerdo a la tabla 6.7

	Parámetros de dientes	Símbolo	Resultados
1	Addendum	a	$a = \frac{1}{P_d} = \frac{1}{9} = 0.1111 \text{ in}$
2	Dedendum	b	$b = \frac{1.250}{P_d} = \frac{1.250}{9} = 0.1388 \text{ in}$
3	Profundidad de trabajo	h_k	$h_k = \frac{2.000}{P_d} = \frac{2.000}{9} = 0.2222 \text{ in}$
4	Profundidad Total	h_T	$h_T = \frac{2.250}{P_d} = \frac{2.250}{9} = 0.25 \text{ in}$
5	Espesor circular del diente	T_p	$T_p = \frac{\pi}{2P_d} = \frac{\pi}{(2)(9)} = 0.1745 \text{ in}$
6	Holgura básica	C	$C = \frac{0.250}{P_d} = \frac{0.250}{9} = 0.0277 \text{ in}$
7	Radio del filete de la Cremallera	r_f	$r_f = \frac{0.300}{P_d} = \frac{0.300}{9} = 0.0333 \text{ in}$
8	Paso circular	p	$p = \frac{\pi}{P_d} = \frac{\pi}{9} = 0.3490 \text{ in}$

7.7 Cálculo de ejes de la caja de cambios

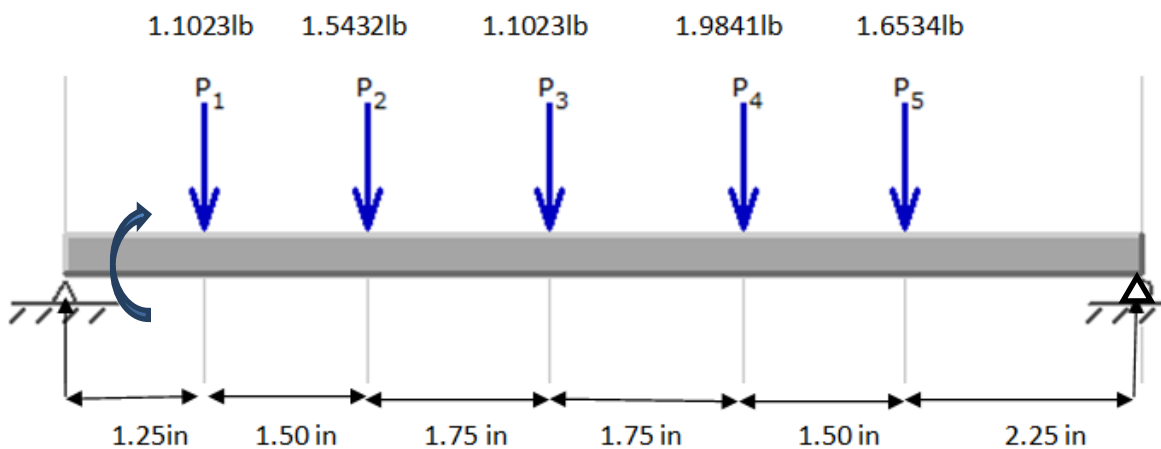
7.7.1 Cálculo del eje principal conectado al molino de viento

El cálculo de eje se hizo basado en la velocidad superior de trabajo (240 RPM) que presenta el molino de viento. Ya que será el que presenta mayor velocidad de trabajo. Las fuerzas que actúan sobre el eje son los pesos que representan cada uno de los engranes y la palanca de velocidades.

ACERO 1045

240 rpm

$E=28 \times 10^6$ psi



$$\begin{aligned} \Sigma M_A &= (-1.1023)(1.25) - (1.54322)(2.75) - (1.1023)(4.5) - (1.98414)(6.25) \\ &\quad - (1.65345)(7.75) + B_y(10) = 0 \end{aligned}$$

$$\therefore -1.3778 - 4.243855 - 4.9603 - 12.400 - 12.8142 + B_y(10) = 0$$

$$\therefore B_y = \frac{35.796155}{10} = 3.5796 \text{ lb}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_y - 1.1023 - 1.54322 - 1.1023 - 1.98414 - 1.65345 + 3.5796 = 0$$

$$Ay = 3.80581 \text{ lb}$$

$$EIy'' = M(x) \quad (6.9)$$

$$EIy'' = 3.80581x - 1.1023(x - 1.25) - 1.54322(x - 2.75) - 1.1023(x - 4.5) \\ - 1.98414(x - 6.25) - 1.65345(x - 7.75)$$

$$EIy' = \frac{3.80581x^2}{2} - \frac{1.1023}{2}(x - 1.25)^2 - \frac{1.54322}{2}(x - 2.75)^2 - \frac{1.1023}{2}(x - 4.5)^2 \\ - \frac{1.98414}{2}(x - 6.25)^2 - \frac{1.65345}{2}(x - 7.75)^2 + C_1$$

$$EIy = \frac{3.80581}{6}x^3 - \frac{1.1023}{6}(x - 1.25)^3 - \frac{1.54322}{6}(x - 2.75)^3 - \frac{1.1023}{6}(x - 4.5)^3 \\ - \frac{1.98414}{6}(x - 6.25)^3 - \frac{1.65345}{6}(x - 7.75)^3 + C_1x + C_2$$

$$y(0) = 0 \rightarrow C_2 = 0$$

$$y(10) = 0 \rightarrow 0 = 634.3016 - 123.075 - 98.0145 - 30.5658 - 17.4387 - 3.1389 + 10C_1$$

$$0 = 362.0687 + 10C_1 \quad \therefore \quad C_1 = -36.20687$$

$$EIy = 0.6343(x)^3 - 0.1837(x - 1.25)^3 - 0.2572(x - 2.75)^3 - 0.1837(x - 4.5)^3 \\ - 0.3306(x - 6.25)^3 - 0.2755(x - 7.75)^3 - 36.20687(x)$$

$$x = 1.25 \rightarrow EI\delta_1 = 80.1385 \quad \therefore \quad \delta_1 = \frac{80.1385}{(28 \times 10^6)I} = \frac{2.8620 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 2.75 \rightarrow EI\delta_2 = -37.40093 \quad \therefore \quad \delta_2 = \frac{37.40093}{(28 \times 10^6)I} = \frac{1.3357 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 4.5 \rightarrow EI\delta_3 = -101.5856 \quad \therefore \quad \delta_3 = \frac{101.5856}{(28 \times 10^6)I} = \frac{3.6280 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 6.25 \rightarrow EI\delta_4 = -105.4741 \quad \therefore \quad \delta_4 = \frac{105.4791}{(28 \times 10^6)I} = \frac{3.7671 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 7.75 \rightarrow EI\delta_5 = -75.3669 \quad \therefore \quad \delta_5 = \frac{75.3669}{(28 \times 10^6)I} = \frac{2.6916 \times 10^{-6}}{I}$$

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum_{k=1}^n W_k \delta_k}{\sum_{k=1}^n W_k \delta_k^2}} \quad \text{Rad/seg.} \quad (6.17) \quad (\text{Ecuación de Rayleigh-Ritz})$$

$$\omega_c^2 = \frac{g(w_1\delta_1 + w_2\delta_2 + w_3\delta_3 + w_4\delta_4 + w_5\delta_5)}{w_1\delta_1^2 + w_2\delta_2^2 + w_3\delta_3^2 + w_4\delta_4^2 + w_5\delta_5^2}$$

$$\left[\frac{(\pi)(240)}{30} \right]^2 = \frac{386[(1.1023)(2.8620) + (1.54322)(1.3357) + (1.1023)(3.6280) + (1.98414)(3.7671) + (1.65345)(2.6916)] \times 10^{-6}/I}{(1.1023)(2.8620)^2 + (1.54322)(1.3357)^2 + (1.1023)(3.6280)^2 + (1.98414)(3.7671)^2 + (1.65345)(2.6916)^2 \times 10^{-12}/I^2}$$

$$\left[\frac{(\pi)(240)}{30} \right]^2 \times 10^{-6} = \frac{21.1400 I}{66.4269} \quad \therefore \quad I = 0.001378$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \therefore \quad d = \left(\frac{(64)(I)}{\pi} \right)^{1/4} = 0.67 \text{ in}$$

$$d = 0.67 \text{ in}$$

Redondeamos a $\frac{3}{4}$ in para el eje conectado al pistón de doble efecto (eje principal)

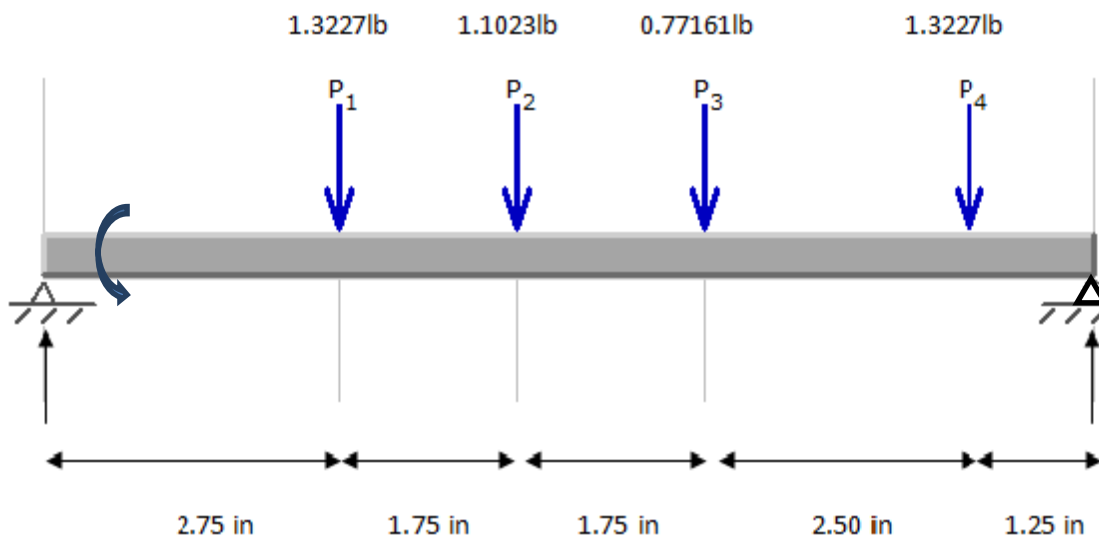
7.7.2 Cálculo de eje de transmisión conectado al pistón de doble efecto

El cálculo de eje se hizo basado en la velocidad superior de trabajo (240 RPM) que presenta el molino de viento. Ya que será el que presenta mayor velocidad de trabajo. Las fuerzas que actúan sobre el eje son los pesos que representan cada uno de los engranes y la palanca de velocidades.

ACERO 1045

240 rpm

$E=28 \times 10^6$ psi



$$\Sigma M_A = 0$$

$$-(1.32276)(2.75) - (1.1023)(4.5) - (0.77161)(6.25) - (1.32276)(8.75) + B_y(10) = 0$$

$$-3.63759 - 4.96035 - 4.8225 - 11.57415 + B_y(10) = 0$$

$$\therefore B_y = 2.4994 \text{ lb}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$A_y - 1.32276 - 1.1023 - 0.77161 - 1.32276 + 2.4994 = 0$$

$$\therefore A_y = 2.02003 \text{ lb}$$

$$EIy'' = 2.02003x - 1.32276(x - 2.75) - 1.1023(x - 4.5) - 0.77161(x - 6.25) - 1.32276(x - 8.75)$$

$$EIy' = \frac{2.02003x^2}{2} - \frac{1.32276}{2}(x - 2.75)^2 - \frac{1.1023}{2}(x - 4.5)^2 - \frac{0.77161}{2}(x - 6.25)^2 - \frac{1.32276}{2}(x - 8.75)^2 + C_1$$

$$Ely = \frac{2.02003}{6}(x)^3 - \frac{1.32276}{6}(x - 2.75)^3 - \frac{1.1023}{6}(x - 4.5)^3 - \frac{0.77161}{6}(x - 6.25)^3 - \frac{1.32276}{6}(x - 8.75)^3 + C_1x + C_2$$

$$y(0) = 0 \rightarrow C_2 = 0$$

$$y(10) = 0 \rightarrow 0 = 336.6716 - 84.0124 - 30.5658 - 6.7817 - 0.4305 + C_1(10)$$

$$0 = 214.8812 + 10C_1 \quad \therefore C_1 = -21.48812$$

$$Ely = 0.3366x^3 - 0.22046(x - 2.75)^3 - 0.18371(x - 4.5)^3 - 0.1286(x - 6.25)^3 - 0.22046(x - 8.75)^3 - C_1x$$

$$x = 2.75 \rightarrow EI\delta_1 = 2.0255 \quad \therefore \delta_1 = \frac{2.0255}{(28 \times 10^6)(I)} = \frac{7.2341 \times 10^{-8}}{I} = \frac{0.072341 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 4.5 \rightarrow EI\delta_2 = -49.5924 \quad \therefore \delta_2 = \frac{49.5924}{(28 \times 10^6)(I)} = \frac{1.7711 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 6.25 \rightarrow EI\delta_3 = -59.1151 \quad \therefore \delta_3 = \frac{59.1151}{(28 \times 10^6)(I)} = \frac{2.11125 \times 10^{-6}}{I}$$

$$x = 8.75 \rightarrow EI\delta_4 = -26.1961 \quad \therefore \delta_4 = \frac{26.1961}{(28 \times 10^6)(I)} = \frac{9.3557 \times 10^{-7}}{I} = \frac{0.93557 \times 10^{-6}}{I}$$

$$wC^2 = \frac{g(w_1\delta_1 + w_2\delta_2 + w_3\delta_3 + w_4\delta_4)}{w_1\delta_1^2 + w_2\delta_2^2 + w_3\delta_3^2 + w_4\delta_4^2}$$

$$\left[\frac{(\pi)(240)}{30} \right]^2$$

$$= \frac{386[(1.32276)(0.072341) + (1.1023)(1.7711) + (0.77161)(2.11125) + (1.32276)(0.93557)] \times 10^{-6}/I}{((1.32276)(0.072341)^2 + (1.1023)(1.7711)^2 + (0.77161)(2.11125)^2 + (1.32276)(0.93557)^2) \times 10^{-12}/I^2}$$

$$\left[\frac{(\pi)(240)}{30} \right]^2 x 10^{-6} = \frac{4.9145 I}{8.06176}$$

$$I = 0.02590 \quad I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \therefore d = \left(\frac{64 I}{\pi} \right)^{1/4} = 0.5717 \text{ in}$$

$$d = 0.5717 \text{ in}$$

7.8 Cálculo de la potencia requerida por los paneles solares.

El valor energético a generarse debe tomar en consideración las pérdidas de energía anticipadas en el sistema (cableado, control de carga y baterías). Estas pérdidas deben ser compensadas por el bloque generador. Comenzaremos con las dos primeras. Para nuestro caso asumiremos que las pérdidas en el cableado y el control de carga representan un 2% del total a generarse (eficiencia: 98%).

1- Las pérdidas en el control de carga son mínimas, de manera que las pérdidas en las conexiones serán las únicas que serán consideradas

2- La alta eficiencia asumida para el sistema se justifica pues se anticipa un reducido valor para la corriente máxima del sistema (bajo valor para el producto RI^2) y una reducida longitud del cable entre el panel y el banco de baterías (bajo valor para el producto RI). Este razonamiento muestra como detalles de instalación forman parte del proceso de diseño.

Las pérdidas debidas al uso de baterías de Pb-ácido dependen de la temperatura del electrolito. Asumiremos que las baterías usarán una caja con aislación térmica, que permanecerá en el interior de la casa, resguardada durante el verano y el invierno. Esta protección ambiental nos permite asumir una temperatura cercana a los 25°C para el electrolito. La capacidad de acumulación será del 100% y la eficiencia del proceso de carga del 90%. La eficiencia total del sistema tendrá un valor de:

$$\eta_T = (0.98)(0.90) = 0.882$$

Vemos nuevamente como otro detalle de instalación nos permite optimizar el diseño.

La energía que deberá generarse en cada estación se obtiene dividiendo los valores calculados anteriormente por este valor de eficiencia total. Se necesitarán, respectivamente:

$$\text{Potencia necesaria} = \frac{746}{0.882} = 845.8 \text{ Wh}$$

7.9 Cálculo de la potencia de trabajo

De los cálculos anteriores se obtuvo la potencia necesaria requerida fue de 845.8 Wh

De los datos de radiación (anexo N°. 3) a efectos del dimensionado de los paneles nos interesa que se relacione con las prestaciones expresadas por los ensayos de los módulos fotovoltaicos que se establecen para condiciones normalizadas expresando la máxima potencia que alcanza un módulo llamándole “potencia máxima de pico” o intensidad máxima de pico y viene expresado en 100 W/m^2 a $25 \text{ }^\circ\text{C}$, o condición estándar de prueba CEM, o STC.

El valor de radiación media de Tuxtla Gutiérrez es $3.7 \text{ KWh/m}^2/\text{d}$ y una potencia pico P_p desconocida al cabo de un día el modulo captaría, teniendo en cuenta un rendimiento estándar del 90 %.

Por lo tanto

$$\text{Energía captada} = (HPS) \cdot P_t \cdot \eta_p \quad (6.2)$$

Dado las condiciones del diseño que incluyen el bombeo por el molino de viento y el bombeo manual se supondrá que la bomba solar se utilizara cada 3 días. Por lo que si la radiación solar media es de $3.7 \text{ KWh/m}^2/\text{d}$ tendríamos lo siguiente:

$$(3.7)(3) = 11.1 \text{ KW/m}^2 \text{ en 3 días}$$

$$846.8 \text{ W} = (11.1 \text{ KWh/m}^2) (P_p)(0.9)$$

∴

$$P_t = (846.8 \text{ W}) / (11.1 \text{ KWh/m}^2)(0.9)$$

$$P_t = 84.76 \text{ W}$$

7.10 Cálculo de la potencia requerida del panel

Ahora tomando en cuenta las condiciones de trabajo se obtiene lo siguiente:

Asumiendo un coeficiente de degradación de 0.6 %/°C sobre los 25 °C

$$T_t = T_a + (K)(R) \quad (\text{Ec.6.3})$$

Donde T_t es la temperatura de trabajo del panel, T_a es la máxima temperatura ambiente, R es el valor de la radiación solar en mW/cm^2 , y K es un coeficiente que varía entre 0,2 y 0,4 $^{\circ}\text{C}\cdot\text{cm}^2/\text{mW}$, dependiendo de la velocidad promedio del viento. Cuando ésta es muy baja, o inexistente, el enfriamiento del panel es pobre o nulo, y k toma valores cercanos o iguales al máximo (0,4). Si la velocidad promedio del viento produce un enfriamiento efectivo del panel, el valor de k será el mínimo (0,2). El valor de R varía entre 80 y $100\text{mW}/\text{cm}^2$

$$T_a = 43^{\circ}\text{C} \quad (\text{anexo 2})$$

$$T_t = T_a + KR$$

$$T_t = 43 + (0.3)(80) = 67^{\circ}\text{C}$$

Una vez conocido este valor, se determina el incremento en la temperatura de trabajo respecto a los 25 °C. Teniendo la potencia de trabajo calculamos la potencia pico que necesita el panel para generar la potencia de trabajo necesario considerando las pérdidas.

$$67^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C} = 42^{\circ}\text{C} \quad (\text{Incremento de temperatura de trabajo})$$

$$\Delta T = 42^{\circ}\text{C} \quad (\text{incremento de temperatura por sobre los } 25^{\circ}\text{C})$$

$$P_t = P_p - [(p_p)(\delta)(\Delta T)] \quad (6.4)$$

Donde

$$P_t = P_p - (P_p)(0.006)(42)$$

$$84.76 = P_p - (P_p)(0.006)(42)$$

$$P_p = 113.31 W$$

El paso siguiente es calcular la parte generadora. El proceso comienza con la selección del panel fotovoltaico. Elegiremos uno con la potencia más cercana sin ser inferior de 113.31 W de manera de reducir el número de ellos al mínimo, con un alto voltaje a circuito abierto, de manera de tener suficiente voltaje de carga para el banco de baterías durante los días calurosos del verano. Existen en la actualidad paneles fotovoltaicos con potencias de salida de hasta las 320 W pero eso excedería demasiado la potencia que requerimos. Elegiremos uno con una potencia pico $P_p=120 W$. si queremos disminuir el tiempo de recarga de la batería podemos aumentar el número de paneles solares.

7.11 Cálculo de banco de baterías

7.11.1 Máxima PD (profundidad de descarga)

Para abaratar costos, permitiremos que las baterías se descarguen un máximo del 80%. Este alto porcentaje de descarga es posible dado su carácter ocasional. Esto significa que la reserva mínima del banco de baterías deberá ser de 1057.5 Wh (846.8/ 0.8).

3.11.2 Selección de baterías

Ahora que conocemos el valor en Wh de la reserva, el siguiente paso es la selección más económica para las baterías. En nuestro ejemplo hemos asumido que éstas permanecerán dentro de una caja completamente aislada. Esto sólo puede ser satisfecha con el uso de baterías de Pb-ácido del tipo hermético, ya que la caja aislada no tendrá ventilación alguna. Esta solución permite su instalación dentro de la casa, sin peligro de accidentes.

7.11.3 Factor de confiabilidad óptimo

Las baterías de 6V deberán considerarse como “pares en serie”, para poder satisfacer el voltaje nominal del sistema. Si se elige un factor de confiabilidad del 100% (3 días consecutivas sin recarga), el banco de reserva, independientemente del tipo de batería,

requiere dos de ellas para poder satisfacer los 1057.5 Wh requeridos. Con dos baterías se excede el nivel mínimo de almacenaje. Si reducimos el banco de reserva a una batería, la versión de 12V es la única que puede ser considerada, debido a los requerimientos para el voltaje. Asumiendo nuevamente una PD del 80%, tendremos 1057.5Wh disponibles para cubrir los 846.8 Wh requeridos.

$$Wh = (\text{voltaje nominal})Ah$$

$$Ah = Wh / \text{voltaje nominal} = \frac{847 W}{12 v} = 70.58 Ah$$

Para ello elegiremos una batería de Batería (Cale Solar 12 V, 115 Ah) Suficiente para mantener nuestra potencia requerida.

7.12 Controlador de carga

El control de carga deberá manejar 8 A como mínimo. Para disminuir las pérdidas se Usaremos un control de carga del tipo serie. Usaremos un modelo con interruptor a relevador. Para prolongar la vida útil del componente usaremos el modelo que maneja hasta 11 A. Como hemos asumido un buen control ambiental para las baterías, este control no tendrá entrada para sensor de temperatura, pudiendo ser montado fuera de la caja. Esto representa una ventaja, ya que el modelo elegido tiene luces indicadoras que ayudan a monitorear el sistema.

Continuando con la selección de los componentes del sistema, determinaremos a continuación el calibre del cable de conexión entre el panel y la batería. Anticipamos la presencia de roedores en la zona. Muchos de ellos consideran la aislación de los cables un manjar digno de hincar el diente. Para evitar ese tipo de ataque, así como la acción de los rayos ultravioletas, usaremos un conducto metálico flexible de protección. La longitud total es de 4 metros. Para determinar el valor del ICV, el valor de corriente máximo es el que puede entregar el panel (7.46 A). El voltaje nominal es de 12V y la caída de voltaje es de un 2%. Substituyendo estos valores, se obtiene un ICV de 1,91, el que es redondeado a 2. El calibre correspondiente es un AWG14. El tipo de aislación para el conductor puede ser del tipo TW o THW.

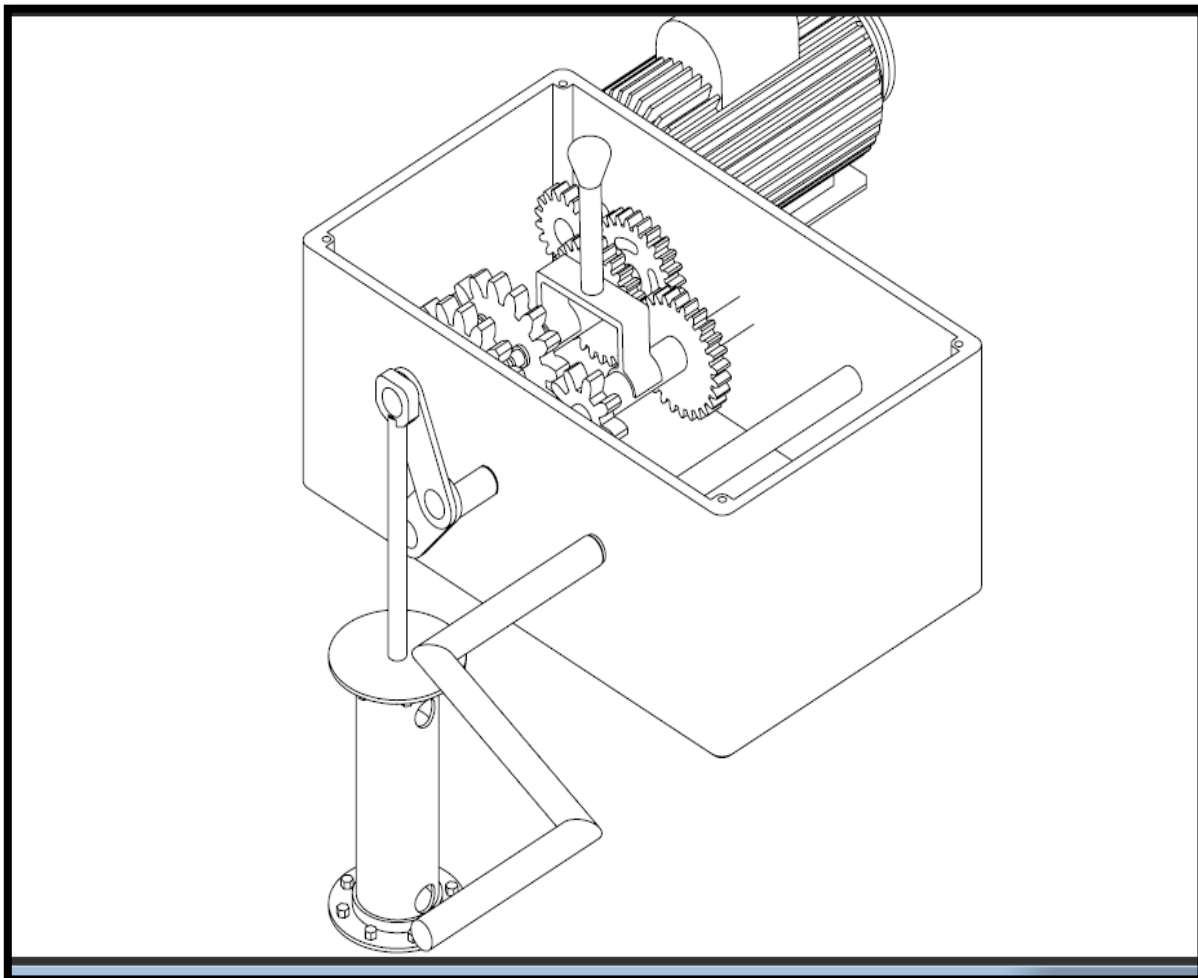


7.13 Selección de inversor

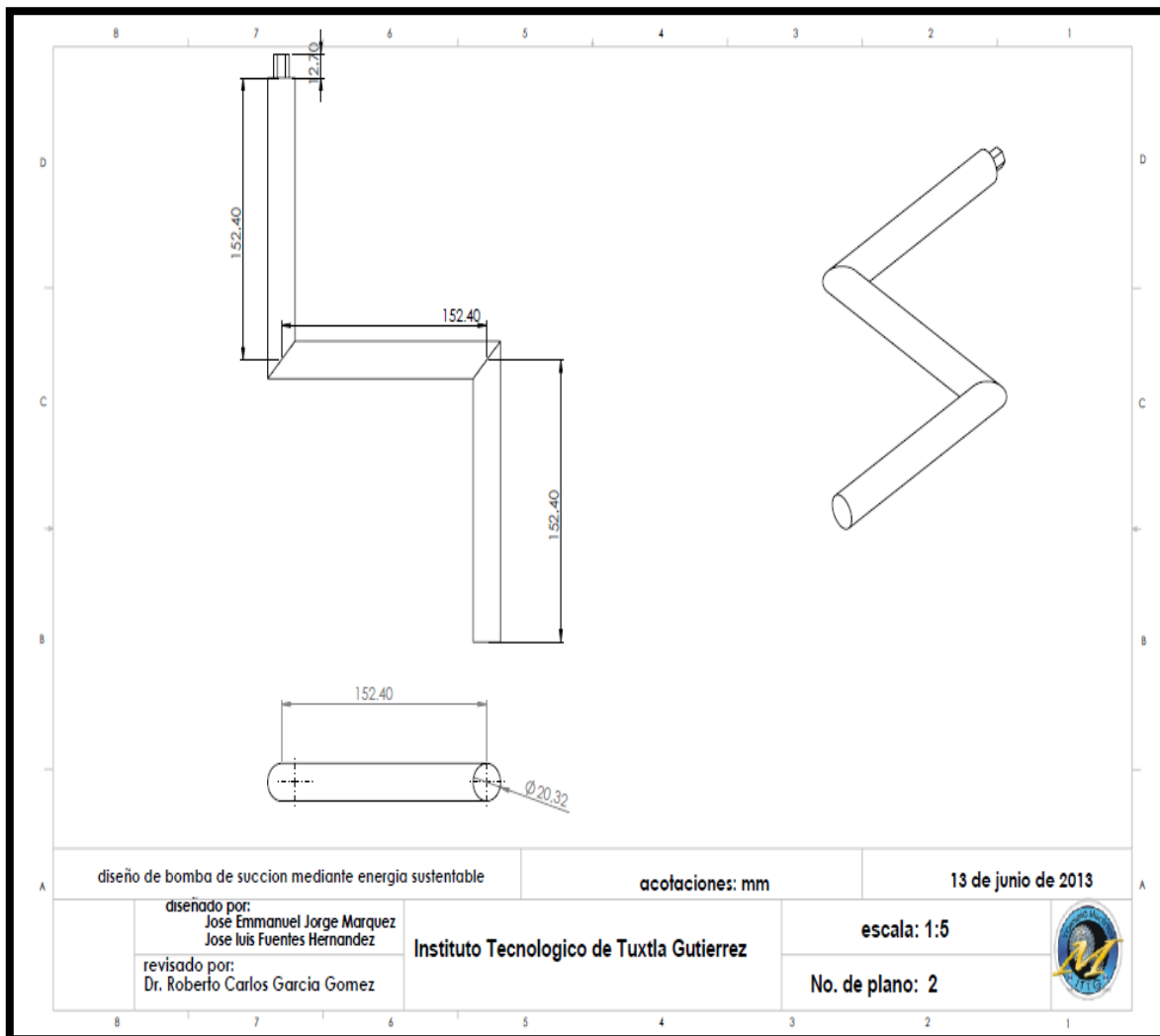
Para el cálculo de las pérdidas asumiremos el uso de un inversor Trace Modelo DR1512, con forma de onda de salida casi sinusoidal, el que puede manejar 1.500W en forma continua, a 25°C.

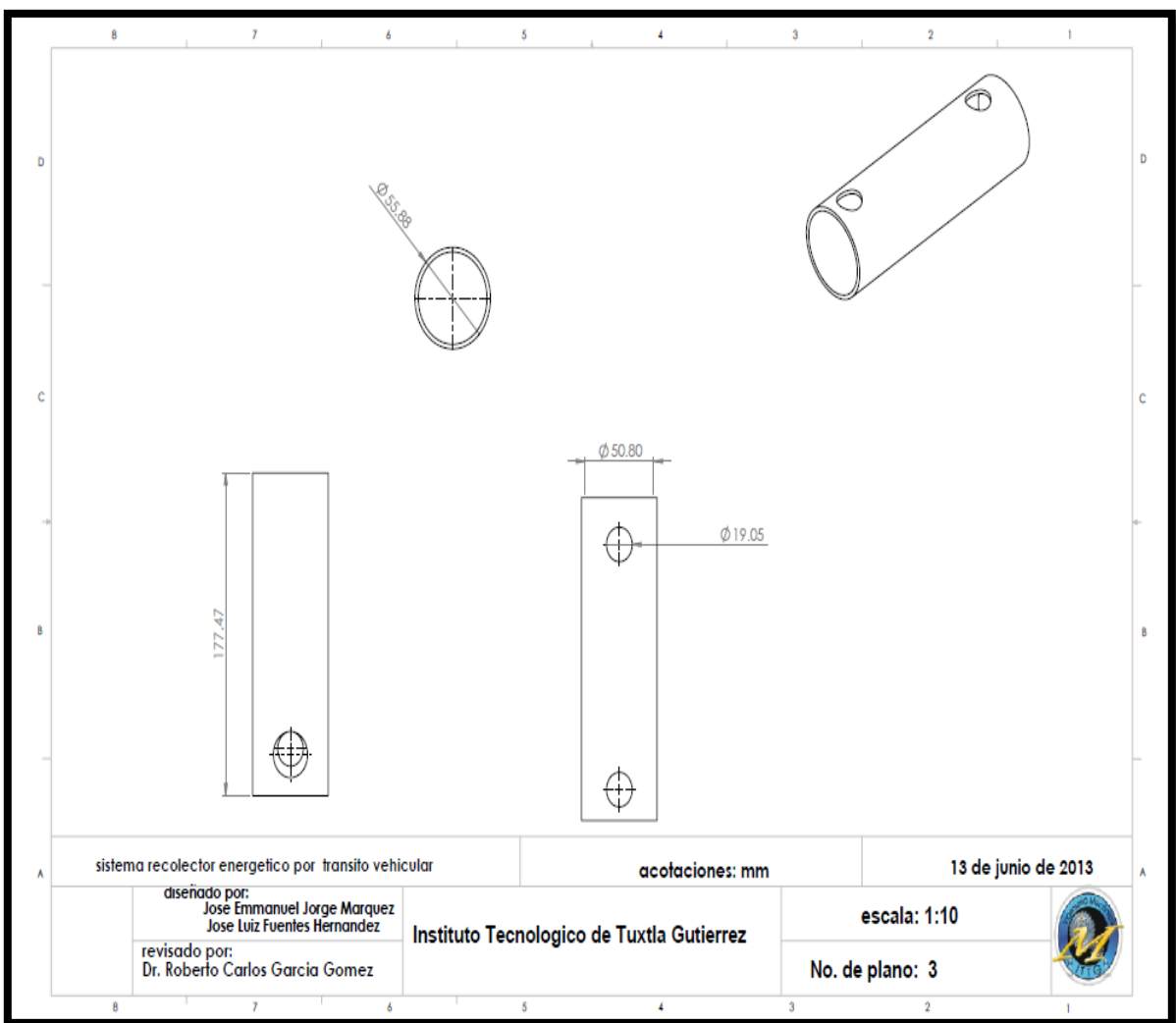
8 DISEÑO FINAL Y SIMULACIÓN

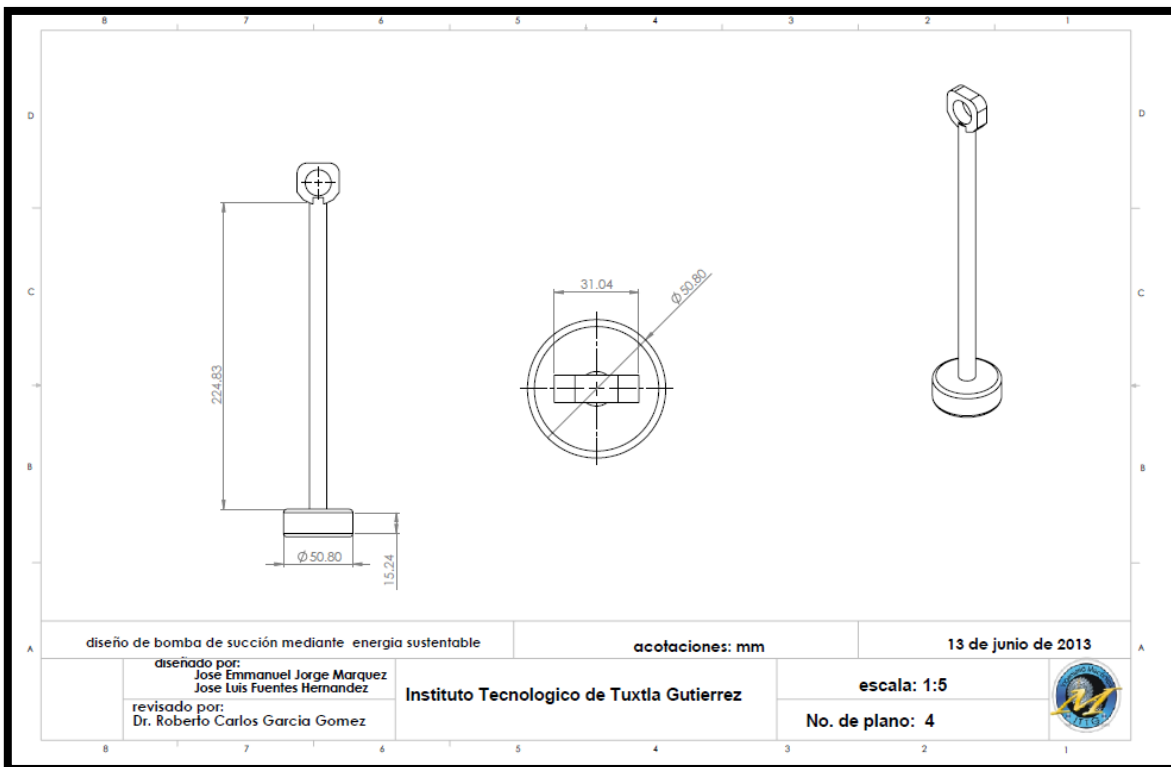
Diseño redimensionado en el programa de solidworks en función a los cálculos

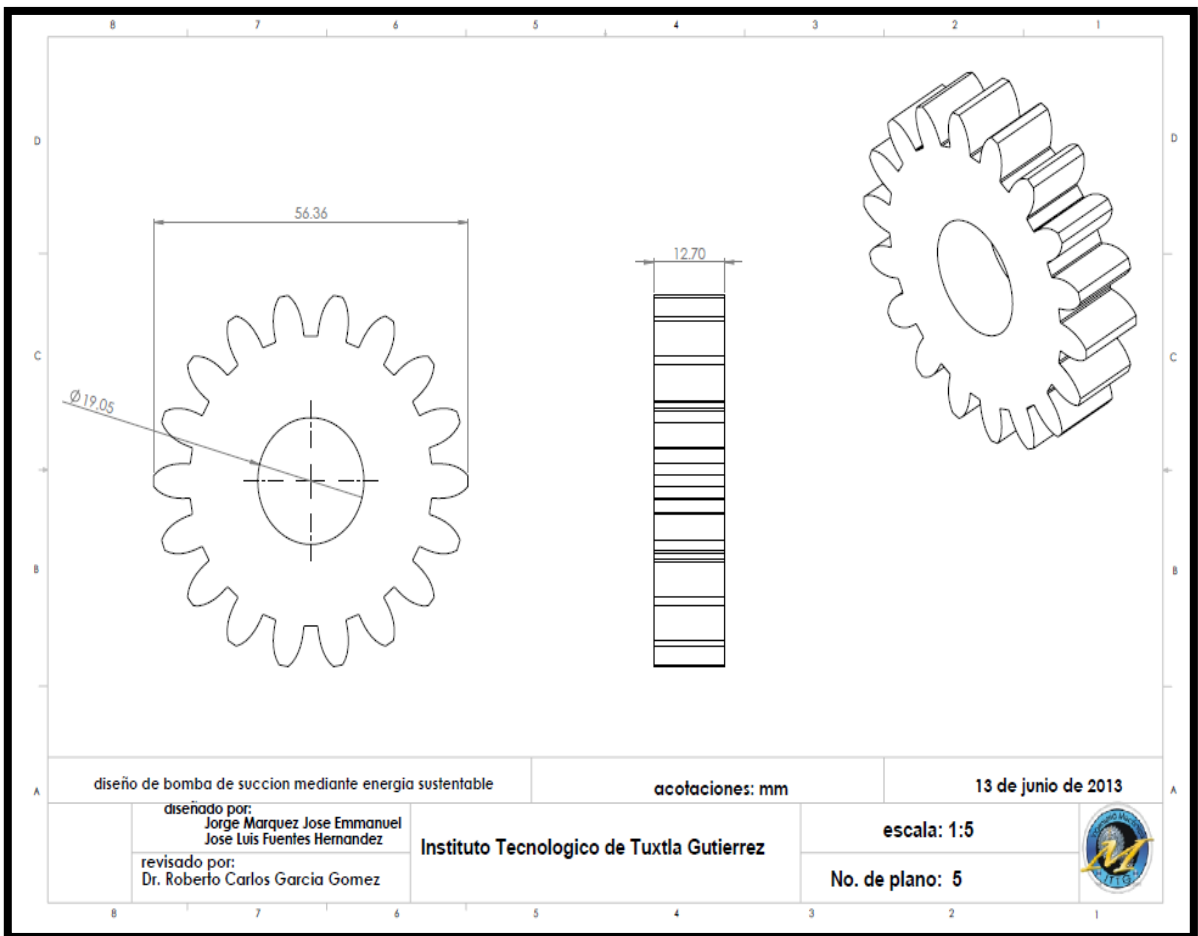


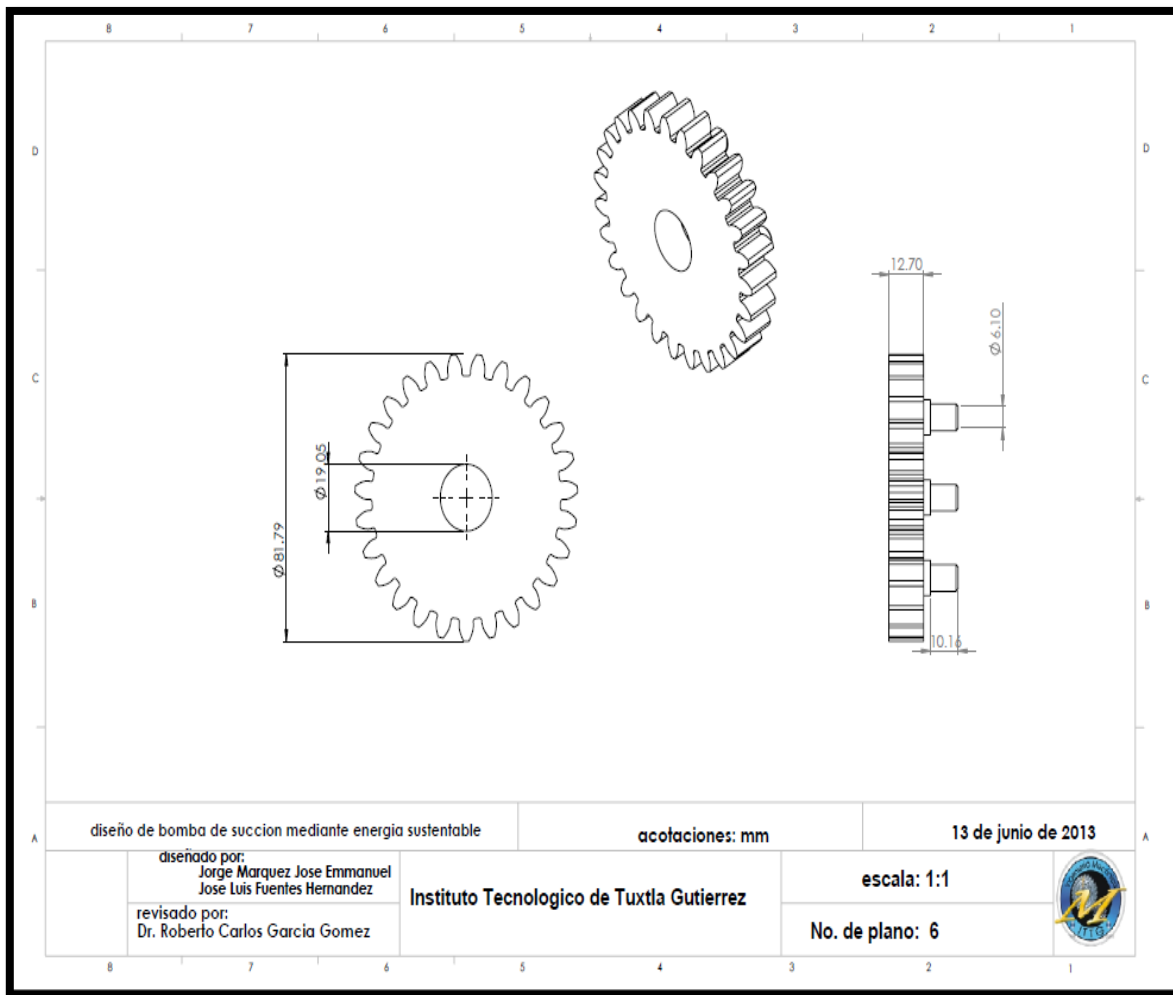
Planos

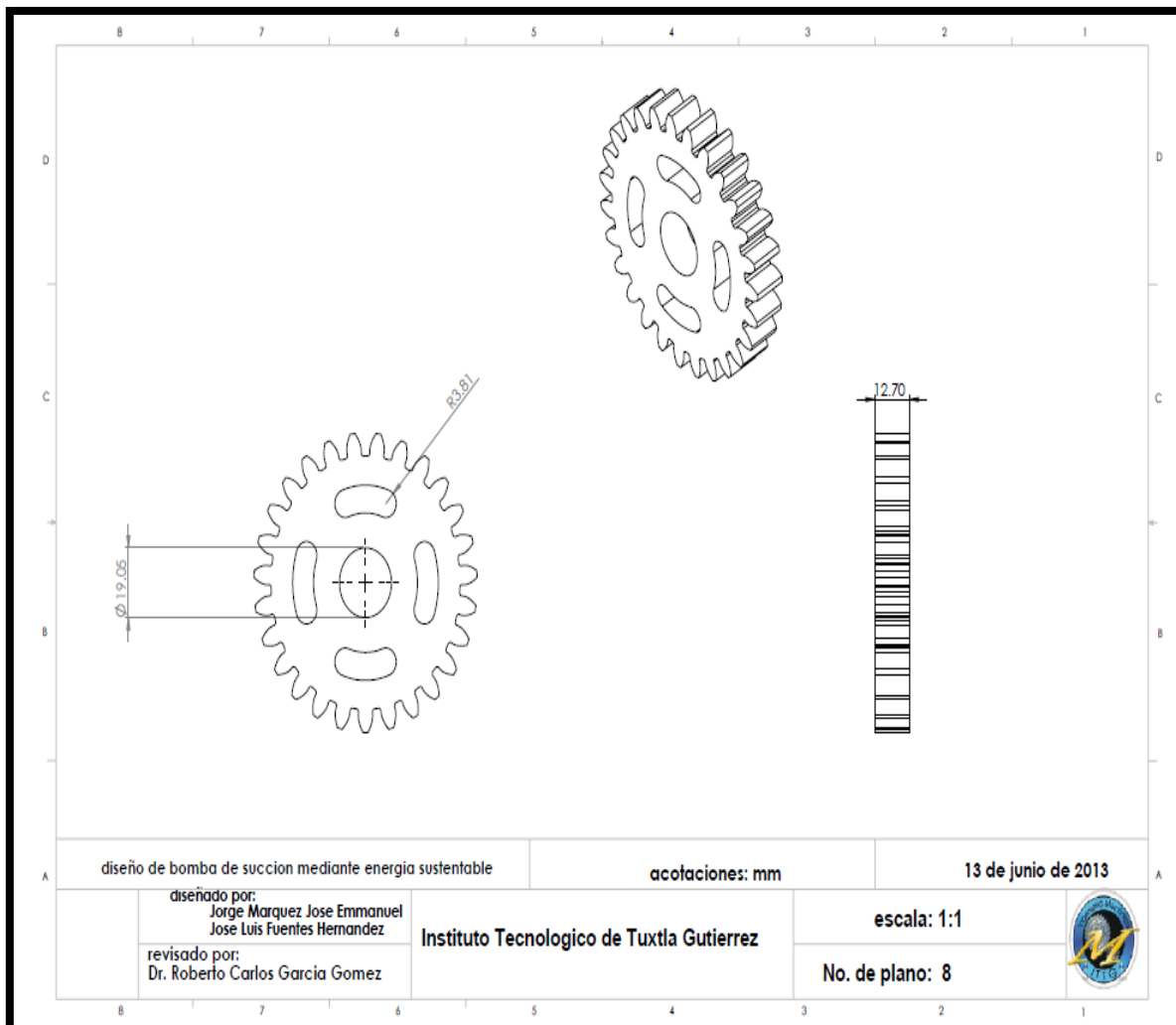


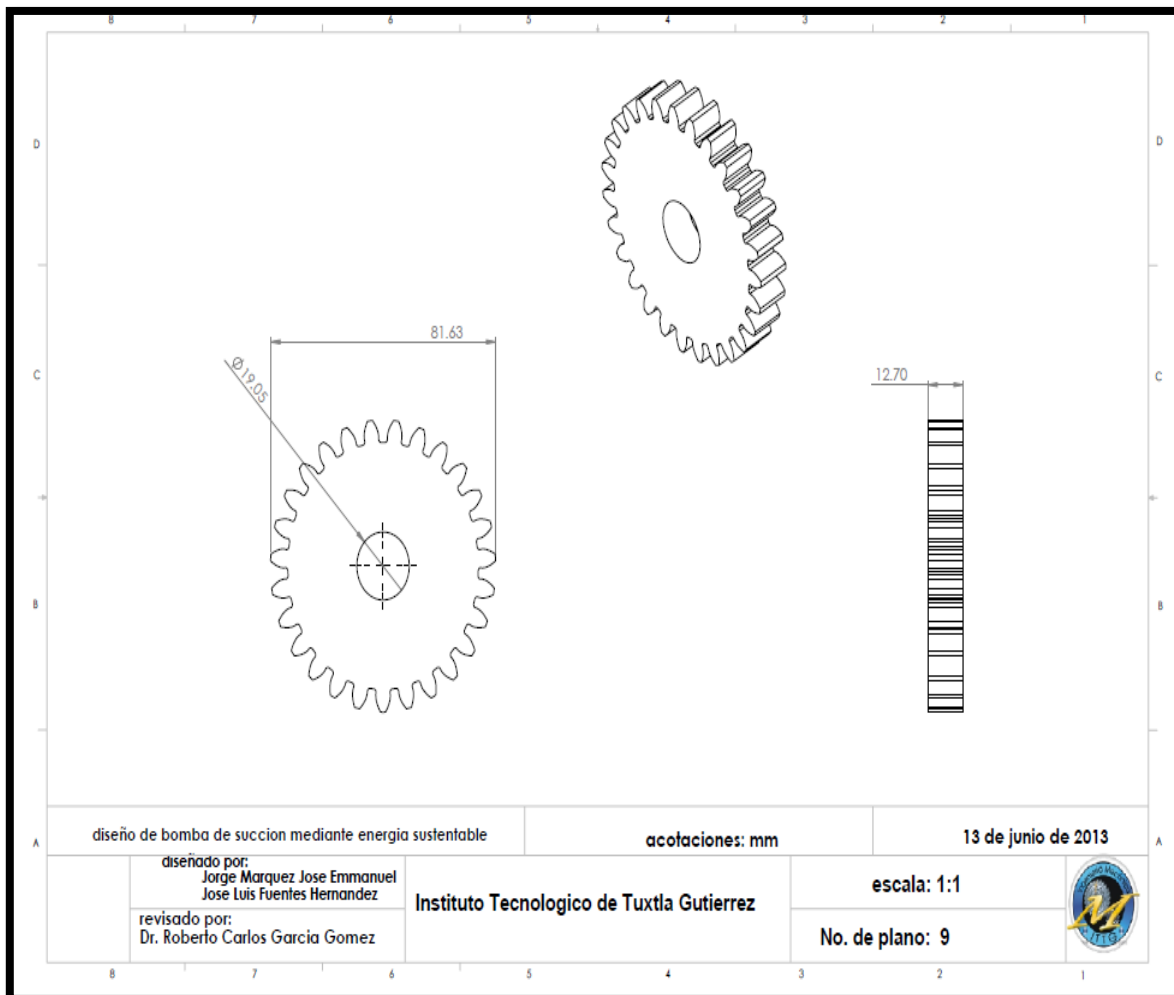






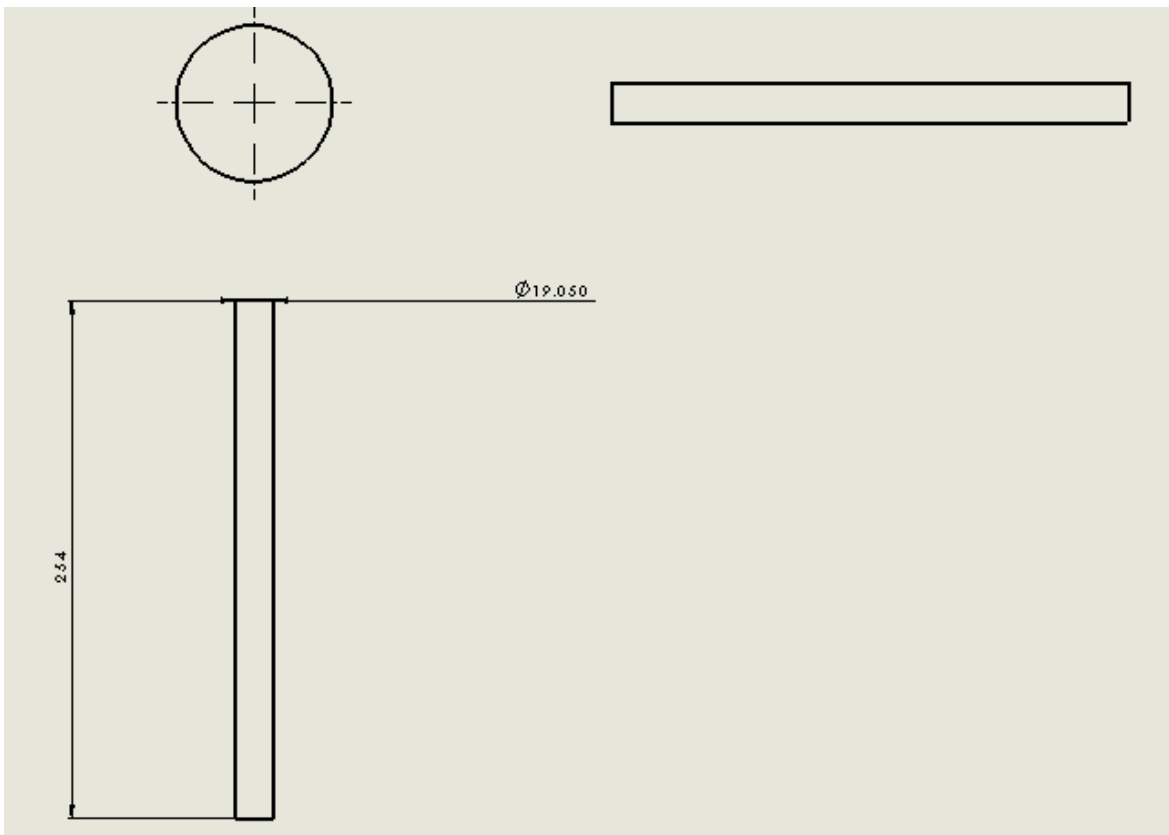






Eje principal del molino y motor eléctrico

(basado en los cálculos tiene la misma dimensión que los otros 2 ejes)



NOTA: la simulación en solidworks se añadirá en una carpeta diferente de este documento.

9 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Como resultado del proceso de diseño de ingeniería se lograron los objetivos de diseñar una bomba de succión que involucro los tres tipos de bombeo en un solo sistema. Con el fin de aprovechar los tipos de energía sustentable. Se hizo un análisis de la información adquirida durante el proceso de diseño con el fin de crear un sistema óptimo y que cumpliera con los objetivos que fueron especificados.

Una de las recomendaciones es considerar el desgaste del material que sella la holgura entre el pistón y el cilindro. Cuando este material se degrada por el roce, por lo cual es necesario checar por periodos de 15 días o menos de acuerdo al uso que se le suministre y en caso de que el material este gastado será necesario cambiar el sello para que la bomba no tenga dificultad para elevar el agua, y el esfuerzo sea menor.

Para seguir un procedimiento correcto en la instalación y manipulación de los componentes de un sistema fotovoltaico para el bombeo de agua potable se pueden tomar las siguientes recomendaciones

- ❶ En general, es conveniente aumentar un 20% el consumo de energía que se requiere.
- ❷ Lo primero en conectar y lo último en desconectar será la batería de acumuladores.
- ❸ Para pequeñas instalaciones hay paneles con regulador incorporado al panel.
- ❹ Utilizando sistemas electrónicos de seguimiento solar a máxima radiación, se incrementa bastante el rendimiento (hasta un 40% más) y calidad de la instalación.
- ❺ Un plan mensual/anual de mantenimiento alarga la vida y rendimiento de la instalación.
- ❻ Tener en cuenta la tensión máxima en vacío provocadas por temperaturas inferiores a 25 °C, que puede dañar a los convertidores en conexión a red
- ❼ La placa o panel, rinde más y sufre menos si tiene conectada la batería.
- ❽ No es aconsejable dejar la placa irradiada y en circuito abierto sin carga
- ❾ No tapar ninguna célula de la placa por tiempo indefinido.
- ❿ Recuerda la disminución de la potencia del panel por efecto de la temperatura ambiente superior a 25 °C.



- ❶ Relacionado con los acumuladores:
- ❷ Evitar descargas muy profundas de la batería mayores del 60% de su capacidad.
- ❸ Normalmente en un día, sólo se carga un 10 o 15% de la capacidad total de la batería.
- ❹ Valores por debajo del 10% de la tensión nominal (10'5V o 21'5V) son peligrosos para la batería.
- ❺ La capacidad de la batería disminuye por efecto de temperaturas

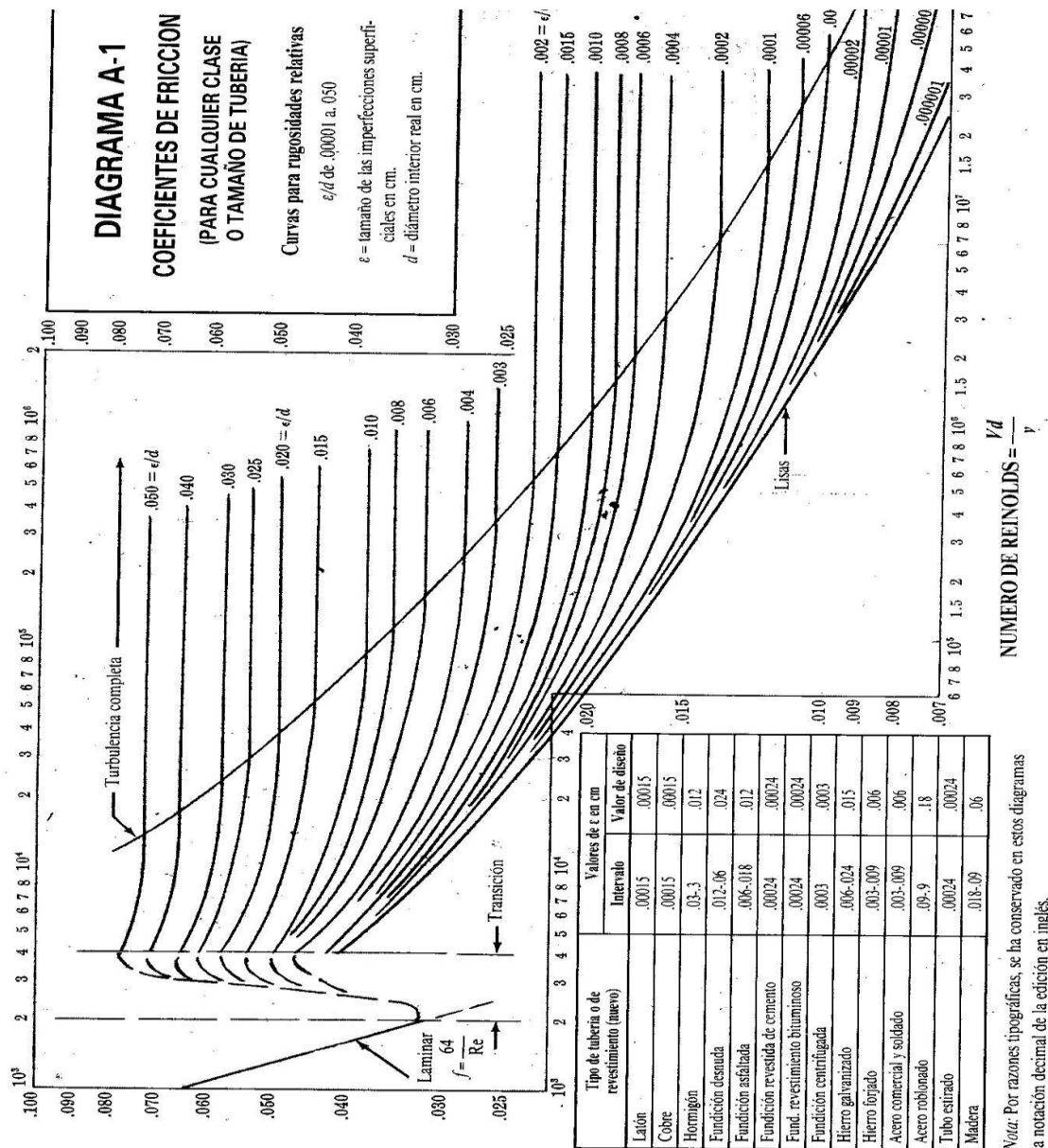


Fuentes de información

- Bombas de desplazamiento positivo.* (s.f.). Obtenido de <http://www.ingenierocivilinfo.com/2011/11/bombas-de-desplazamiento-positivo.html>
- Bombas volumetricas.* (s.f.). Obtenido de <http://www.fing.edu.uy/imfia/sites/default/files/6-%20volumetricas.pdf>.
- Energia renovable.* (s.f.). Obtenido de http://www.anes.org/anes/index.php?option=com_wrapper&Itemid=11
- Hamilton, M. (1978). *Mecanismos y dinamica de maquinaria.* Limusa.
- Johnston, F. b. (1982). *mecanica de materiales.* Mc Graw Hill.
- L.Gasquet, i. H. (2004). *Conversion de la luz solar en energia electrica.*
- Manrique, J. A. (1984). *Energia solar: fundamentos y aplicaciones fototermicas.*
- Mataix, C. (1970). *Mecanica de fluidos y Maquinas hidraulicas.* Harper and Row.
- Mott, R. (1996). *Mecanica de fluidos.* Prentice-Hall.
- Prospectiva de energías renovables 2012-2026.* (s.f.). Obtenido de http://www.sener.gob.mx/res/PE_y_DT/pub/2012/PER_2012-2026.pdf
- Saldarriaga, J. (2007). *Hidráulica de tuberías abastecimiento de agua, redes, riego.* Alfaomega.
- Shigley, J. E. (1990). *Diseño en ingeniería mecánica.* McGraw - Hill.
- Vidosic, J. P. (1969). *Elementos de diseño de ingeniería.*

Anexos

Anexo N° 1



Anexo N° 2

Accesorios	K
Válvula de globo completamente abierta	10.0
Válvula de ángulo completamente abierta	5.0
Válvula de retención de columpio abierta	2.5
Válvula de compuerta abierta	0.19
Codo en U	2.2
Conexión en T estándar	1.8
Codo estándar	0.9
Codo de radio medio	0.75
Codo de radio largo	0.60
Codo de 45 grados	0.45
Válvula de control abierta	3.0
De depósito a tubería a ras	0.50
De tubería a depósito (pérdida a la salida)	1.00

Anexo N° 3

(Insolación global media inclinación a latitud en México en KWh/m²-Día)

(Actualización de los Mapas de Irradiación Global solar en la República Mexicana (R. Almanza S. , E. Cajigal R., J. Barrientos A.)
Reportes de insolación de México. Southwest Technology Development Institute, NMSU)

Estado	Ciudad	En	Fe	Ma	Ab	Ma	Ju	Ju	Ag	Se	Oc	No	Di	Mi	Ma	Me
Aguascalientes	Aguascalientes	4.5	5.2	5.9	6.6	7.2	6.3	6.	5.9	5.7	5.	4.8	4.	4.0	7.2	5.6
Baja California Sur	La Paz	4.4	5.5	6.0	6.6	6.5	6.6	6.	6.2	5.9	5.	4.9	4.	4.2	6.6	5.7
Baja California	Mexicali	4.1	4.4	5.0	5.6	6.6	7.3	7.	6.1	6.1	5.	4.5	3.	3.9	7.3	5.5
Baja California	San Javier	4.2	4.6	5.3	6.2	6.5	7.1	6.	6.3	6.4	5.	4.7	3.	3.7	7.1	5.5
Baja California Sur	S. José del Cabo	5.0	5.6	5.8	5.9	6.9	6.1	5.	6.2	5.8	5.	5.2	4.	4.5	6.3	5.7
Campeche	Campeche	4.8	5.7	6.0	5.3	5.4	4.9	4.	5.3	5.2	5.	5.0	4.	4.4	6.0	5.2
Chiapas	Arriaga	5.1	5.4	5.5	5.9	5.6	5.2	5.	5.5	5.1	5.	5.1	4.	4.7	5.9	5.4
Chiapas	Juan Aldama	4.4	5.1	4.9	4.5	4.5	4.1	4.	4.5	4.1	4.	4.4	4.	4.1	5.1	4.5
Chiapas	San Cristóbal	4.0	4.3	4.5	4.5	4.8	4.7	5.	5.3	4.6	4.	3.9	3.	3.7	5.4	4.5
Chiapas	Tapachula	5.4	4.9	4.8	4.6	4.7	4.7	5.	5.1	4.6	4.	4.3	4.	4.1	5.4	4.7
Chiapas	Tuxtla Gutiérrez	3.8	4.4	4.6	4.8	5.3	5.1	5.	5.3	4.9	4.	4.1	3.	3.7	5.4	4.7
Chihuahua	Chihuahua	5.8	6.4	6.8	6.9	6.9	6.4	6.	6.5	6.8	6.	6.0	5.	5.3	8.9	5.9

Chihuahua	Guachochi	3.3	3.5	3.9	4.4	5.1	5.3	5.	5.6	5.7	5.	4.9	4.	3.3	6.9	6.4
Chihuahua	Cd. Juárez	6.0	7.2	7.3	7.3	6.9	6.5	6.	6.5	6.8	7.	6.6	5.	5.9	7.4	6.7
Coahuila	Piedras Negras	3.1	3.6	4.2	4.5	4.8	6.0	6.	6.3	4.9	4.	3.3	2.	2.9	6.7	4.5
Coahuila	Saltillo	3.8	4.2	4.8	5.1	5.6	5.9	5.	5.6	5.2	4.	3.6	3.	3.3	5.9	4.8
Colima	Colima	4.4	5.1	5.3	5.8	6.0	5.2	4.	5.0	4.6	4.	4.4	3.	3.9	6.0	4.9
D.F.	Tacubaya	5.4	6.0	6.4	5.9	5.3	5.1	4.	4.9	4.5	4.	5.2	5.	4.5	6.4	5.3
Durango	Durango	4.4	5.4	6.5	7.0	7.5	6.8	6.	5.6	5.7	5.	4.8	3.	3.9	7.5	5.7
Guanajuato	Guanajuato	4.4	5.1	6.1	6.3	6.6	6.0	6.	5.9	5.8	5.	4.8	4.	4.4	6.6	5.6
Guerrero	Acapulco	4.8	5.3	6.1	5.9	5.6	5.1	5.	5.4	4.9	5.	5.0	4.	4.7	6.1	5.3
Guerrero	Aguas Blancas	5.8	5.9	6.0	5.8	5.8	5.4	5.	5.8	5.5	5.	5.5	5.	5.4	6.0	5.7
Guerrero	Chilpancingo	4.1	4.5	4.9	5.2	5.2	5.2	5.	5.1	4.7	4.	4.1	3.	3.8	5.2	4.7
Hidalgo	Pachuca	4.6	5.1	5.6	6.8	6.0	5.7	5.	5.8	5.3	4.	4.6	4.	4.2	6.8	5.4
Jalisco	Colotlán	4.6	5.7	6.5	7.5	8.2	6.6	5.	5.6	5.8	5.	4.9	4.	4.1	8.2	5.9
Jalisco	Guadalajara	4.6	5.5	6.3	7.4	7.7	5.9	5.	5.3	5.2	4.	4.8	4.	4.0	7.7	5.6
Jalisco	L. de Moreno	4.5	5.3	6.1	6.7	7.2	6.1	5.	5.6	5.5	5.	4.7	4.	4.0	7.2	5.5
Jalisco	Puerto Vallarta	5.2	5.7	6.0	5.8	5.7	5.5	5.	5.7	5.5	5.	5.2	4.	4.7	6.0	5.5

México	Chapingo	4.5	5.1	5.6	5.8	5.9	5.4	5.	5.2	5.0	4.	4.6	3.	3.9	5.9	5.1
Michoacán	Morelia	4.2	4.9	5.5	5.8	5.9	5.2	5.	5.1	4.9	4.	4.3	3.	3.7	5.9	4.9
Nayarit	Tepic	3.9	4.3	4.8	5.5	6.1	5.3	4.	5.3	4.4	4.	4.0	4.	3.9	6.1	4.8
Nuevo León	Monterrey	3.2	3.6	4.1	4.3	4.8	5.5	6.	5.6	5.0	3.	3.3	3.	3.0	6.1	4.4
Oaxaca	Oaxaca	4.9	5.7	5.8	5.5	6.0	5.4	5.	5.6	5.0	4.	4.8	4.	4.4	6.0	5.3
Oaxaca	Salina Cruz	5.4	6.3	6.6	6.4	6.1	5.0	5.	5.9	5.2	5.	5.7	5.	5.0	6.6	5.8
Puebla	Puebla	4.9	5.5	6.2	6.4	6.1	5.7	5.	5.8	5.2	5.	4.7	4.	4.4	6.4	5.5
Querétaro	Querétaro	5.0	5.7	6.4	6.8	6.9	6.4	6.	6.4	6.3	5.	5.0	4.	4.4	6.9	5.9
QuintanaRo o	Chetumal	3.9	4.7	5.4	5.7	5.3	4.7	4.	5.0	4.5	4.	4.0	3.	3.7	5.7	4.7
QuintanaRo o	Cozumel	3.9	4.6	5.3	5.7	5.2	4.8	4.	4.9	4.6	4.	4.0	3.	3.8	5.7	4.7
San Luis Potosí	Río Verde	3.6	4.0	4.6	4.9	5.4	5.6	5.	5.8	5.1	4.	3.7	3.	3.3	5.8	4.7
San Luis Potosí	San Luis Potosí	4.3	5.3	5.8	6.4	6.3	6.1	6.	6.0	5.5	4.	4.2	3.	3.7	6.4	5.4
Sinaloa	Culiacán	3.6	4.2	4.8	5.4	6.2	6.2	5.	5.1	5.2	4.	4.2	3.	3.4	6.2	4.9
Sinaloa	Los Mochis	4.9	5.4	5.8	5.9	5.8	5.8	5.	5.5	5.5	5.	4.9	4.	4.3	5.9	5.4
Sinaloa	Mazatlan	3.9	4.8	5.4	5.7	5.7	5.6	4.	4.9	4.7	5.	4.5	3.	3.9	5.7	4.9
Sonora	Ciudad Obregón	5.8	6.4	6.8	6.9	6.9	6.7	6.	6.5	6.8	7.	6.0	5.	5.3	7.2	6.5

Sonora	Guaymas	4.5	5.7	6.5	7.2	7.3	6.8	5.	5.8	6.3	5.	5.1	5.	4.5	7.3	6.0
Sonora	Hermosillo	4.0	4.6	5.4	6.6	8.3	8.6	6.	6.6	6.7	6.	4.7	3.	3.9	8.6	6.0
Tamaulipas	Soto la Marina	3.4	4.2	4.9	4.9	5.1	5.3	5.	5.4	4.9	4.	3.7	3.	3.2	5.4	4.6
Tamaulipas	Tampico	3.3	4.1	4.7	6.4	5.0	4.9	4.	4.9	4.6	4.	3.7	3.	3.2	6.4	4.5
Tlaxcala	Tlaxcala	4.6	5.1	5.5	5.4	5.6	5.2	5.	5.2	5.1	4.	4.7	4.	4.0	5.6	5.1
Veracruz	Córdoba	3.1	3.3	3.6	3.8	4.1	4.4	4.	4.5	4.1	3.	3.1	2.	2.8	4.6	3.7
Veracruz	Jalapa	3.2	3.5	3.8	4.3	4.6	4.4	4.	5.0	4.4	3.	3.3	3.	3.0	5.0	4.0
Veracruz	Veracruz	3.7	4.5	4.9	5.1	5.1	4.8	4.	5.1	4.6	4.	4.1	3.	3.6	5.1	4.6
Yucatán	Mérida	3.7	4.0	4.6	5.2	5.7	5.5	5.	5.5	5.0	4.	3.8	3.	3.4	5.7	4.7
Yucatán	Progreso	4.1	4.9	5.4	5.5	5.3	5.1	5.	5.3	5.0	5.	4.4	4.	4.0	5.5	4.9
Yucatán	Valladolid	3.7	4.1	3.1	5.4	5.7	5.3	5.	5.4	4.9	4.	3.8	3.	3.1	5.7	4.5
Zacatecas	Zacatecas	4.9	5.7	6.6	7.5	7.8	6.2	6.	5.9	5.4	4.	4.8	4.	4.1	7.8	5.8

Anexo N°4

(Temperaturas de Tuxtla Gutiérrez)

Parámetros climáticos promedio de Tuxtla Gutiérrez													
Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Anual
Temperatura máxima registrada (°C)	37	40	42	43	41	41	37	36	39	37	38	37	39
Temperatura diaria máxima (°C)	29	31	34	36	36	33	32	32	31	31	31	30	32
Temperatura diaria mínima (°C)	15	16	18	20	22	21	20	20	20	19	18	16	18
Temperatura mínima registrada (°C)	7	7	9	11	15	17	14	17	10	13	10	8	11
Precipitación total (mm)	0.8	2.7	3.5	13	80	208	161	191	193	45	17	3.2	921