

Universidad Nacional de Ingenieria

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“ Diseño de Palanca Angular para Bombeo Mecánico
Múltiple en Unidades de 50 Barriles /Dia
de Capacidad, Aplicado en los Campos
de Petróleo ”**

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO

RUBEN DARIO MOSCOSO URQUIZO

PROMOCION: 1973 - 2

LIMA . PERU . 1991

EXTRACTO

TITULO DE TESIS: "DISEÑO DE PALANCA ANGULAR PARA BOMBEO MECANICO MULTIPLE APLICADOS EN LOS CAMPOS DE PETROLEO"

AUTOR : RUBEN DARIO MOSCOSO URQUIZO

TITULO A OPTAR : INGENIERO MECANICO

PROGRAMA : FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

UNIVERSIDAD : UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

CIUDAD : LIMA

AÑO : 1991

Se presenta el presente trabajo con el objeto de reducir el costo de mantenimiento e instalación de las Unidades de Bombeo Convencionales en la producción de Petróleo y consta de los siguientes capítulos:

I CONSIDERACIONES GENERALES

Contiene una descripción general de las Unidades de Bombeo, su principio de funcionamiento, los elementos de los cuales está compuesto, las capacidades del motor y reductor. La reducción de velocidad cuyas RPM es convertido en carreras por minuto de la Unidad de Bombeo, esta una característica principal para determinar la producción diaria. La capacidad de Torque máximo de reductor que es una dato muy importante en el diseño de una Unidad de Bombeo. Se hace mención a la clasificación de las Unidades de Bombeo así como:

1.1 Unidad de Bombeo Convencional (Clase I).

1.2 Unidad de Bombeo Balanceada por Aire (Clase III).

1.3 Unidades de Bombeo Mark II (Clase III).

II SITUACION ACTUAL

2.1 Sistema de Bombeo con Unidad Convencional.

En este capítulo se hace una descripción completa de la Unidad de Bombeo Mecánico Convencional

2.2 Operación y mantenimiento de la Unidad de Bombeo Convencional

incluye la Operación y Mantenimiento preventivo y correctivo.

III ALTERNATIVAS DE SOLUCION

La primera alternativa para la producción de Petróleo de 50 barriles diarios o menos es la Unidad de Bombeo Convencional. La segunda alternativa es la de Bombeo Mecánico Múltiple mediante el uso de PALANCA ANGULAR donde una Unidad de Bombeo Convencional acciona uno o dos Unidades de Bombeo Adicionales (Jack Pumps) que carecen de motor y reductor.

IV DISEÑO DEL SISTEMA PROPUESTO

Se realizan el cálculo de los siguientes componentes:

4.1 Cálculo del brazo accionador de la Palanca Angular

Del esquema general de una Unidad de Bombeo Convencional con el Sistema de Palanca Angular (Figura 4.1.2), se diseña el brazo accionador de la Palanca Angular con los datos de Torque máximo, peso de vástago pulido etc.

4.2 Cálculo de la Estructura de la Palanca Angular

Se calcula en base a los datos calculados del brazo accionador de la Palanca Angular.

4.3 Cálculo de los ejes de la Palanca Angular

Se calcula el eje del brazo accionador en el punto más crítico y los ejes de las líneas de tracción a las Unidades adicionales.

4.4 Selección de las chumaceras en los puntos de Apoyo

Se selecciona las chumaceras en el extremo del brazo accionador de la Palanca Angular y las chumaceras en el punto de conexión de la platina con las líneas de tracción de las Unidades Adicionales.

4.5 Cálculo de la Platina accionadora de las líneas de las Unidades Adicionales

Se calcula con la fuerza neta que actúa las líneas de tracción de las Unidades Adicionales.

4.6 Cálculo de las varillas de tracción de los pozos adicionales

Se calcula con la tensión neta y considerando el esfuerzo de tensión sobre el área de la varilla.

4.7 Cálculo de la viga I pase de las platinas de las líneas de tracción a las Unidades Adicionales

Este cálculo se efectúa por deflexión.

4.8 Cálculo de la polea de cambio de dirección de las líneas de tracción de las unidades adicionales

Se calcula en base al diámetro de la línea de tracción de las Unidades Adicionales.

4.9 Cálculo de las bases y anclaje de la polea de cambio de dirección

calcula en base la tensión de la línea de tracción de las Unidades Adicionales.

4.10 Tabla de resultados

En forma tabulada se presenta todos los resultados de los cálculos obtenidos anteriormente.

4.11 Ventajas del sistema de bombeo Múltiple con Palanca Angular

Se enumera 5 ventajas que ofrece la instalación del sistema propuesto.

4.12 Desventajas del sistema de bombeo Múltiple con Palanca Angular

Se enumera las desventajas del sistema nuevo de bombeo.

V EVALUACION ECONOMICA

De acuerdo a los costos de Equipos y el Presupuesto de instalación para llevar a cabo este Proyecto se muestra que existe una Rentabilidad neta.

Después de estos capítulos se mencionan las conclusiones y anexos y el dimensionamiento final se muestra en los planos:

001, Detalle de los elementos de la Palanca Angular

002, Croquis del sistema de Bombeo con Palanca Angular.

003, Bases y Anclaje de la polea guía del sistema de Bombeo con Palanca Angular.

CONTENIDO

"DISEÑO DE PALANCA ANGULAR PARA BOMBEO MECANICO MULTIPLE
 APLICADOS EN LOS CAMPOS DE PETROLEO"

	PAG.
Dedicatoria	
Extracto	
Contenido	
Introducción	12
I CONSIDERACIONES GENERALES	
1.1 Unidad de Bombeo Convencional (Clase I).	17
1.2 Unidad de Bombeo balanceada por aire (clase III)	19
1.3 Unidades de Bombeo Mark II (Clase III).	19
1.4 Consideraciones de Carga, Torque y Recorrido neto de la Bomba.	23
1.5 Designaciones A.P.I. de las Unidades- Especificaciones	24
1.6 Lubricación.	
II SITUACION ACTUAL	
2.1 Sistema de Bombeo Mecánico con Unidad Convencional.	27
2.2 Operación y Mantenimiento del Sistema de Bombeo Convencional.	32
III ALTERNATIVAS DE SOLUCION	
3.1 Sistema de Bombeo Mecánico con Unidad Convencional.	44

3.2 Sistema de Bombeo Mecánico Múltiple. mediante el uso de Palanca Angular.	44
3.3 Cuadro comparativo de las unidad de Bombeo Convencional y Unidad de Bombeo accionada por la Palanca Angular.	46
IV DISEÑO DEL SISTEMA PROPUESTO	
4.1 Cálculo del Brazo Accionador de la Palanca Angular.	49
4.2 Cálculo de la estructura de la Palanca Angular	61
4.3 Cálculo de los ejes de la Palanca Angular.	72
4.4 Selección de las chumaceras en los puntos de apoyo.	77
4.5 Cálculo de la Platina Accionadora a las lineas de tracción de las Unidades Adicionales	79
4.6 Cálculo de las varillas de tracción de los pozos Adicionales.	80
4.7 Cálculo de la viga I pase de las platinas de las lineas de tracción a las Unidades Adicionales.	80
4.8 Cálculo de la polea de cambio de dirección de las lineas de tracción de los pozos adicionales.	82
4.9 Cálculo de las bases y anclaje de la polea de cambio de dirección.	84
4.10 Tabla de resultados.	86

4.11 Ventajas del sistema de bombeo múltiple con Palanca Angular.	90
4.12 Desventajas del sistema de bombeo múltiple con Palanca Angular.	91
V EVALUACION ECONOMICA.	
5.1 Costo de equipos.	92
5.2 Presupuesto.	93
5.3 Costo total de instalación de una Unidad de Bombeo Convencional con el Sistema de Palanca Angular.	94
5.3 Rentabilidad.	94
Conclusiones	95
Bibliografía	96
Planos	

INTRODUCCION

El propósito del presente trabajo es reducir el costo de instalación y mantenimiento de las Unidades de Bombeo Convencionales en pozos cuya producción diaria es de 50 barriles por día o menos. Dicha reducción se hace en base al rémplazo de las Unidades de Bombeo, motor y reductor adquiridas de importación por una Unidad de Bombeo que sea de Fabricación Nacional que carezca de Motor y Reductor. **Para conseguir** esta condición una Unidad de Bombeo Convencional accionado con un Motor y Reductor accionará a su vez una **o dos** Unidades de Bombeo Adicionales (Jacks Pumps) consiguiendo tres objetivos:

- 1.- Evitar la compra de dos Motores y dos Reductores al instalar las Unidades de Bombeo Adicionales.
- 2.- Evitar compra de Unidades de **Bombeo de** Importación, puesto que las Unidades de Bombeo Adicionales sería de Fabricación Nacional y por lo tanto su costo sería menor.
- 3.- Bajar el costo de mantenimiento de las Unidades de Bombeo Convencionales, puesto que en este caso el mantenimiento de las Unidades de Bombeo Adicionales es más simple.

Para una mejor comprensión de tema, en el primer y segundo capítulo se expone sobre los diferentes tipos de Unidades de Bombeo, y una descripción general de la Unidad de Bombeo Convencional de operación y mantenimiento, en el tercer capítulo se escoge la mejor alternativa como solución, en el cuarto capítulo se expone el método de cálculo en el diseño de la Palanca Angular, el cual se inicia partiendo del cálculo del Brazo Accionador, el cual está unido a la Unidad de Bombeo Convencional, contando con los datos de Torque máximo y peso del vástago pulido, que viene a ser las varillas acopladas unas de otras sostenidas por la cabeza de la viga balancín, la que a su vez acciona la Bomba de Subsuelo del Pozo Petrolero. Se asume que el momento más crítico de esfuerzos es un instante estático de equilibrio.

Con las fuerzas actuantes en el brazo accionador se puede calcular la estructura de la Palanca Angular, lo mismo que los ejes o pines del brazo accionador de las líneas de tracción a las Unidades de Bombeo Adicionales. Toda selección de materiales y dimensionamiento de elementos se ha hecho tomando en cuenta las recomendaciones técnicas de las Normas API, ASTM, AISI, ASME, SAE y DIN.

Finalmente el quinto capítulo se realiza una evaluación económica y luego las conclusiones.

El presente trabajo ha sido posible, gracias al convenio de la Empresa PETROLEOS DEL PERU S.A. con la UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA para la optención de mi titulación profesional.

CONSIDERACIONES GENERALES

El sistema de bombeo mecánico, es el método de producción artificial más utilizado en la producción de pozos de petróleo. El éxito se debe fundamentalmente a su simplicidad, eficiencia y confiabilidad.

La importancia en el diseño de la instalación, operación y mantenimiento representará un incremento notable en la extracción de petróleo. Este sistema se caracteriza también por ser relativamente seguro ya que no requiere líquido ó gas de alta presión para su operación, asimismo, casi siempre es el sistema más económico que se utiliza para producir un pozo.

Las Unidades de Bombeo mecánico son mecanismos que convierten el movimiento rotativo del motor en movimiento recíprocante vertical, ascendente y descendente y lo trasmite a través de unas varillas acopladas unas de

otras (Vástago Pulido) hasta la Bomba de Sub-suelo, figura 1.1.

Este método de extracción artificial de petróleo, consiste en elevar el fluido (Petróleo agua) desde grandes profundidades y desplazarlo punto de recolección (Batería) por medio de una bomba de subsuelo, accionada por las varillas acopladas que transmiten el movimiento originado por el Equipo de Bombeo Mecánico.

El fluido es conducido hasta la superficie a través de la línea de producción (Tubing) y de allí hasta el punto de recolección por la línea de producción ver figura 1.2.

Este sistema comprende: El Equipo de Superficie (Unidades de Bombeo, motores etc) y el Equipo de Subsuelo (bombas de subsuelo, varillas, etc.).

Los diferentes tipos de Unidades de Bombeo se distinguen de acuerdo a la geometría y clase de contrapeso así tenemos:

1.1 Unidad de Bombeo Convencional (clase I).

1.2 Unidad de bombeo balanceada por aire (clase III).

1.3 Unidades de bombeo MARK II (clase III).

1.1 Unidad de Bombeo Convencional (clase I)

Basa su geometría en un sistema de palanca de clase I, con un punto de apoyo en el medio de la viga balancín y emplea contrapesos rotativos. La rotación

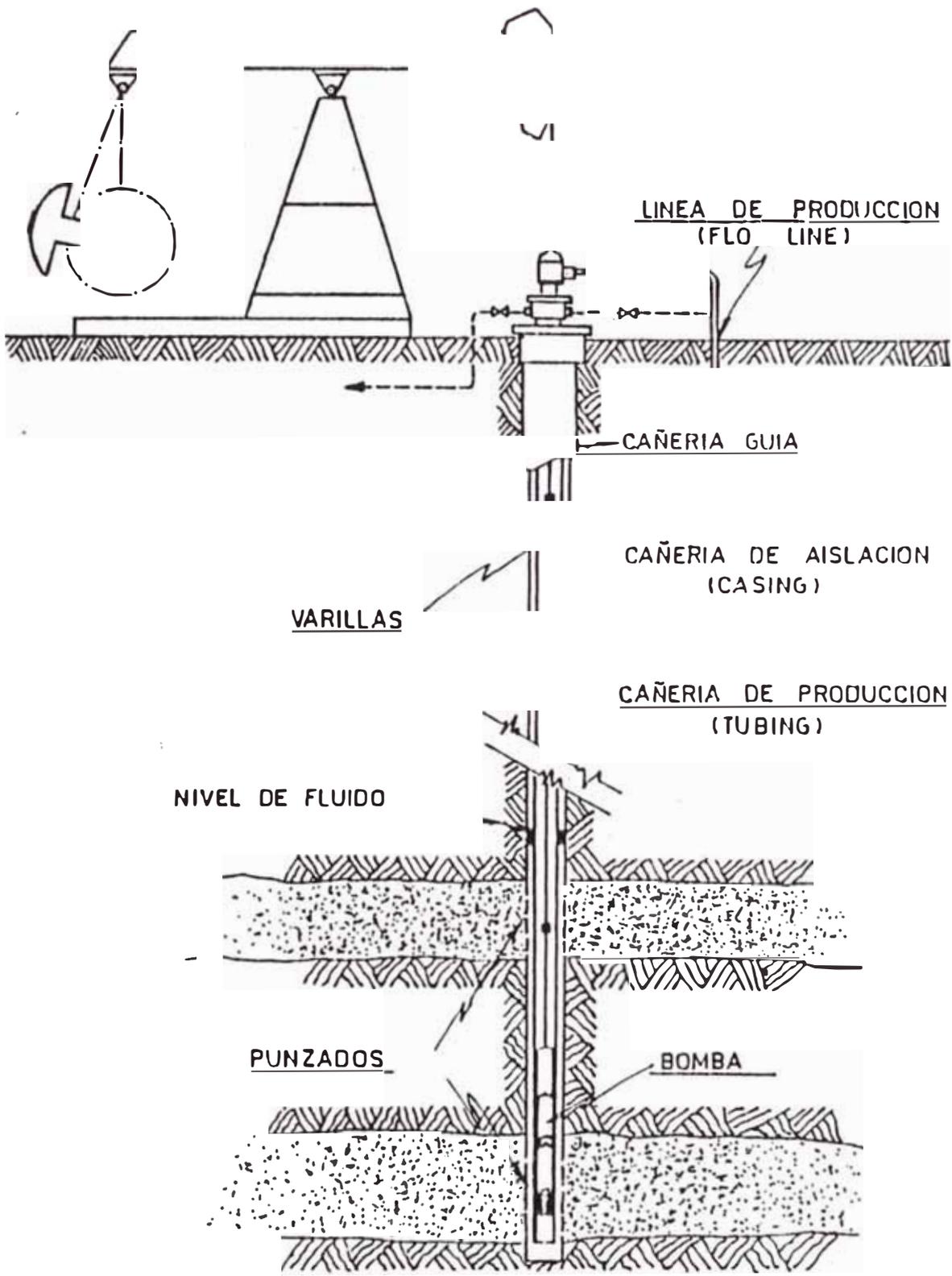


Figura 1.2 EQUIPO DE SUPERFICIE Y EQUIPO DE SUBSUELO DE UNA UNIDAD DE BOMBEO

de los contrapesos hace que la viga balancín pivotee en el eje del cojinete de centro, moviendo el varillón arriba y abajo a través de sus conexiones. Los contrapesos son de fierro fundido y van montados sobre los cranks o manivela y pueden desplazarse a lo largo de ellos para producir mayor o menor efecto de contrapeso ver figuras 1.1 y figura 1.1.1

1.2 Unidad de Bombeo Balanceada por aire (Clase III)

Utiliza un sistema de palanca de clase III, con punto de apoyo en el extremo de la viga balancín y es de empuje ascendente simétrico figura 1.2.1

1.3 Unidad de Bombeo Mark II (Clase III)

Utiliza un sistema de palanca de clase III, de empuje ascendente asimétrico y contrapeso mecánico. Los elementos que componen la unidad Mark - II se denominan como los de la Unidad Convencional diferencia del conjunto de articulación de la viga balancín denominado cojinetes del poste maestro figura 1.3.1.

A pesar que es difícil generalizar, la geometría de la Unidad de Bombeo tiene un efecto significativo

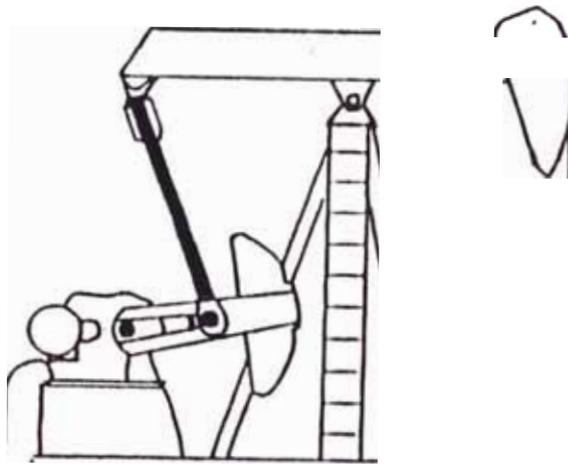


Figura 1.1.1 UNIDAD DE BOMBEO CONVENCIONAL (CLASE I)

sobre las cargas en la estructura y en las varillas, el torque del reductor y recorrido neto del pistón de la bomba.

1.4 Consideraciones de carga, torque y recorrido neto de la bomba

1.4.1 Cargas en la estructura y en las varillas

Las cargas más importantes a considerar son las debidas al peso de las varillas, el peso del fluido y las aceleraciones máximas a que estan sujetos durante el ciclo de bombeo. Dado que la carga sobre el vástago (fuerza) es igual al producto de la masa por la aceleración, el pico de carga en el vástago ocurrirá cuando la máxima masa (de varillas y de fluido) es elevada con la máxima aceleración. Cuanto más baja sea esta aceleración menor será la fuerza requerida para elevar las varillas y el fluido y menores serán los esfuerzos en las varillas y la carga estructural en la unidad.

1.4.2 Torque en el reductor

Cuando se menciona el Torque sabemos que se trata del producto de una fuerza por un brazo de palanca, en las Unidades de Bombeo el Torque normalmente se expresa en libras-pulgadas. La fuerza proviene de la variación de cargas que transmite la viga balancín y el efecto del

de cargas que transmite la viga balancín y el efecto del contrapeso durante el ciclo de bombeo. El Torque máximo es el torque con que se puede **hacer trabajar** al reductor de la Unidad sin peligro de roturas del mismo.

1.4.3 Recorrido neto del pistón de la Bomba

En los equipos de empuje ascendente (clase III) se logra una mayor **carrera neta** del pistón y tiempo de llenado de la bomba que en las Unidades **Convencionales**, debido a la combinación de una mayor velocidad en la **carrera** descendente y cambio menor velocidad en la reversión al dejar el fondo. Los dos **factores** que controlan la sobrecarrera y la carrera máxima del pistón son: una más rápida carrera descendente y un tiempo más prolongado en la reversión del pistón.

1.5 Designaciones A.P.I. de las Unidades-Especificaciones

La designación A.P.I. de las Unidades de Bombeo comprende tres factores principales: Torque máximo del reductor (en miles de **libras-pulgadas**), capacidad estructural y **carrera** máxima (en pulgadas) por ejemplo. Si la designación A.P.I. de una Unidad es: 320-256-120, indica:

Torque máximo	: 320,000 Lbs-pulg.
Capacidad estructural	: 25,600 Lbs.
Carrera máxima	: 120 pulg.

Normalmente los fabricantes de los equipos

incorporan a la designación API símbolos alfabéticos ó otros números para designar ciertas características de la Unidad. Por ejemplo en una Unidad marca Lufkin M 320-D-256-120, la primera letra indica el tipo de Unidad de Bombeo:

A : Balaceada por aire.

B : Balanceada por contrapesos en la viga balancín.

C : Convencional.

M : Mark II.

La segunda letra en correspondencia con el torque máximo (D) indica reductor de doble reducción.

1.6 Lubricación

Es una operación indispensable para el buen funcionamiento de cualquier máquina.

1.6.1 Puntos de lubricación en una Unidad de Bombeo

- Conjunto de cojinetes de centro.
- Cojinetes del travesaño igualador.
- Conjunto de cojinetes de las manivelas.
- Caja reductora.
- Motor incluyendo el embrague.

1.6.2 Especificaciones de lubricantes

En la Empresa Petróleos del Perú existe una guía de lubricación para Unidades de Bombeo la cual está de acuerdo a las instrucciones de lubricación proporcionadas por los fabricantes. Actualmente esta operación está bajo la responsabilidad del Departamento de Producción.

SITUACION ACTUAL

2.1 Sistema de Bombeo Mecánico con Unidad Convencional

Como se sabe, éste sistema es seleccionado para pozos cuya producción de petróleo son menores que 50 barriles diarios, es la más conocida y de mayor uso, es el antiguo y confiable "bestia de trabajo" de los campos petroleros, fácil de manejar y requiere un mínimo de mantenimiento. La Unidad de Bombeo Convencional como puede verse en la figura 1.1 tiene los siguientes elementos:

2.1.1 Viga Balancín

Es una viga del tipo I de 12" x 4", este balancín tiene un Soporte Central, Cojinete de centro, que está ubicado a la mitad de la viga, donde pivotea. En un extremo está instalado la cabeza de viga balancín o "cabeza de caballo" y en el otro extremo va conectado al travesaño igualador por medio del Cojinete del travesaño igualador. El balancín tiene el movimiento de un sube-baja, la cabeza

viga balancín acciona sobre el vástago pulido manteniendo en forma vertical y con movimientos alternativos de ascenso y descenso que sirve para el efecto aspirante e impelente de la bomba de subsuelo del pozo.

2.1.2 Cabeza de la viga balancín

Tiene la forma de la cabeza de un caballo, cuya función es mantener en forma vertical el vástago pulido y para esto el perfil de la parte frontal es parte de una circunferencia con centro en el cojinete central de tal manera que el cable conectado con el sujetador al vástago pulido es tangencial a dicha circunferencia por tanto se mantendrá siempre vertical. Al extremo del sujetador del cable está la barra porta-vástago que sujeta el vástago pulido.

2.1.3 Cojinete de centro

Ubicado en la parte central del balancín, usa cojinete de rodillos. Está soportado por el poste maestro y a su vez soporta el balancín fijado en ambos casos por pernos.

2.1.4 Cojinete del travesaño igualador

Ubicado en el extremo opuesto a la cabeza de la viga balancín, usa cojinete **rodillos**, conexión con el balancín es de pasador en cruz. Este cojinete tiene dos tipos de movimiento, el vertical combinado con el del pequeño giro alternativo del compensador que debido a la biela tiene movimiento pendular rotativo.

2.1.5 El travesaño igualador

Es una viga en **I transversal** al balancín en **cuya parte** central está conectado a través del cojinete del **compensador** y **cuyos dos extremos** están fijadas las bielas que son dos barras accionadas por la manivela.

2.1.6 Manivela .-

Llamado también CRANK, son dos que accionan la biela, está conectada a la biela a través de un pasador de manivela con cojinetes de rodillos. A lo largo de la **manivela** se instala los contrapesos los **cuales para** ajustar se usa un piñón removible tal como se aprecia en la figura 2.1.1 (**provisto** de manivela pequeña manual). Existe una variedad de contrapesos, con las **varias** combinaciones de contrapesos

principales y auxiliares disponibles se pueden hacer una económica selección para contrapesar una Unidad de Bombeo.

2.1.8 La caja reductora

Unidad muy importante en el bombeo reducen la velocidad del motor con relaciones de reducción que varía de 1.22 a 57.6 Pulg.-Lbs. Los Reductores están contruidos con engranajes de doble reducción helicoidales, el casco está especialmente hecho para servicio petrolero, de recia construcción y con amplios factores de seguridad. Los cigueñales tienen cojinetes sobredimensionados, todos los piñones están soportados por cojinetes de rodillos rectos, no requieren bomba de aceite funcionan en baño de aceite.

2.1.9 El motor

Las unidades convencionales usan dos tipos de motor, el eléctrico y el de combustión. Los motores eléctricos son de baja velocidad con respecto a los de combustión. Los motores de combustión son de un sólo cilindro.

2.1.10 El poste maestro.-

Es el soporte de la Unidad de Bombeo, está formado por tres vigas tipo I instaladas en tripode en cuya parte superior se instala el Cojinete Central y finalmente.

2.1.11 La base.-

Está formado de concreto en forma de bloques sobre la cual va fijado las vigas de acero del tipo I. El anclaje de la Unidad se realiza mediante pernos que van ya fijos en las vigas de concreto o primera base.

2.2 Operación y mantenimiento de la Unidad de Bombeo Convencional

2.2.1 Sentido de rotación

La unidad de bombeo LUFKIN puede operarse indistintamente, en ambos sentidos de rotación. En realidad, cuando la unidad está trabajando en su máxima capacidad de torque, sería conveniente hacerla trabajar, periódicamente, en uno y otro sentido. Esto se puede hacer fácilmente si el accionamiento es con motor eléctrico. Cambiando el sentido de rotación del reductor, por ejemplo cada seis meses, alterna la superficie de los dientes que

soporta la carga, con lo cual se prolongaría la vida de los engranajes.

2.2.2 Ajuste de los contrapesos

Para determinar el contrabalanceo requerido, la naturaleza de la carga sobre la caja reductora, en una Unidad de Bombeo de manivela contrapesada convencional, constará de dos picos de torque principales. Uno de los picos se produciría cuando la caja reductora esta "levantando la carga", con la acción de los contrapesos y las manivelas contribuyendo a reducir el torque necesario entregado por aquella. El pico opuesto se produciría cuando la caja reductora esta "levantando los contrapesos", con sólo la ayuda nominal de una relativamente baja carga en el vástago pulido.

El diseño del reductor se basa en el torque y para alcanzar la utilización óptima del mismo los dos picos de torque deben ser aproximadamente iguales y dentro del rango de torque admitido por el reductor.

Es una práctica de rutina inspeccionar los

engranajes del reductor cuando una unidad del campo se envía a reparación. Si hubiera un problema de desgaste o rotura de los dientes, al rededor de un 80% de reductores mostrarán uno de los picos de torque considerablemente mayor que el otro (esto se puede observar en el grado y ubicación del desgaste en el eje de baja velocidad). Además, la mayoría de dicho 80% debe haber tenido insuficiente contrapeso; es decir, el principal pico de carga ocurre cuando el reductor está "levantando carga" y no ha tenido ayuda de los contrapesos.

La carta Dinamométrica es el método más exacto utilizado para determinar carga y el contrabalanceo. Esto implica el uso de un dinamómetro para registrar la carga del pozo durante el ciclo de la carrera. Usando factores de torsión se puede determinar el par torsor de la caja reductora y el contrabalanceo requerido para las condiciones de equilibrio.

El Amperímetro se usa para comparar el gasto de electricidad durante las carreras ascendentes y descendentes en las unidades impulsadas por los motores eléctricos. Al ajustarse el

contrabalanceo para que las intensidades máximas de corrientes se igualen, la unidad estará aproximadamente balanceada. Obviamente, con este método no se puede determinar la magnitud del pico de torque.

El indicador de Vacío se usa para comparar los picos de torsión en las unidades impulsadas por motores a explosión, como se usa el amperímetro en las unidades impulsadas por motores eléctricos. La presión de vacío disminuye cuando la potencia de salida del motor aumenta.

La tensión en las correas y en consecuencia su estiramiento, aumenta con la carga y esto a su vez causa cierta flojedad el ramal conducido. Comparando esta flojedad de las correas durante la carrera ascendente y descendente de la unidad, se puede tener una estimación del contrapeso.

Para alcanzar la vida óptima de la Unidad de Bombeo Convencional, se la debe operar dentro de su capacidad estructural y de torque. Se sabe por experiencia que, frecuentemente las

unidades son operadas con picos de torque no equilibrados y con el reductor sobrecargado. Mantener siempre la unidad correctamente contrapesada.

Para Cambiar la posición de los contrapesos, debe detenerse la unidad de manera que los extremos largos de las manivelas apunten en dirección contraria al pozo. Las manivelas deben estar horizontales o ligeramente inclinadas hacia la dirección en que los contrapesos se moverán. Aplicar el freno y colocar una cadena que amarre la placa del freno al muñon o bien, colocar unas vigas debajo de las manivelas. Aflojar solamente lo necesario los pernos de los contrapesos de tal forma que permitan moverlos sin dificultad. Utilizar la llave de accionamiento del piñon para mover los contrapesos a la posición deseada.

2.2.3 Cambio de la longitud de la carrera

La instalación inicial del perno de la manivela en la mayoría de los reductores 456D y menores, el conjunto de perno de manivela es instalado en el Pozo, en el agujero correspondiente de la

manivela. La razón por la cual el perno de manivela no se instala en reductores mayores se debe a limitaciones en el ancho de la carga sobre los camiones para transporte en ruta, de modo que el conjunto de perno de manivela en las unidades grandes debe ser instalado en el Pozo. Esta instalación se efectúa más fácilmente a nivel del suelo, siguiendo los mismos pasos que en el caso de la reinstalación del perno por cambio de carrera.

Para Instalar y retirar el perno de la manivela, se debe primero Instalar el perno de manivela y para esto es necesario, limpiar prolijamente con solvente, la superficie del perno de manivela, el agujero de la manivela en el cual insertará, las superficies de contacto de la tuerca y la manivela. Aplicar una delgada película de aceite liviano en el perno, las roscas y el agujero de la manivela; frotar suavemente con un trapo limpio para eliminar exeso de aceite. Insertar el perno en el agujero y ajustar la tuerca a mano. Utilizando la llave fija especial, apta para ajustar a golpes, apretar a mano la tuerca tanto como sea posible. Esto establece el cero o la posición metal a metal para las etapas

posteriores. Golpear la llave con una masa pesada; controlar el giro de la tuerca hasta avanzar dos ranuras de chavetas frente al correspondiente agujero en el perno y detener el ajuste cuando se alinea la tercer ranura. Instalar la chaveta. Aplicar el anticorrosivo en el anterior agujero de la manivela (si el perno se hubiera cambiado de posición).

Para retirar el perno de la manivela se debe ubicar la manivela en forma que la tuerca del perno sea fácilmente accesible. Por lo general, esto se logra con las manivelas en posición casi horizontal y apuntando hacia el pozo. Para evitar posible movimiento de basculación de la viga balancín, lo que puede ocurrir al retirar el perno de la manivela, proceder a engrampar el vástago sobre la cabeza del pozo. Asegurar la cruceta porta-vástago a la cabeza del pozo. Asegurar el travesano igualador a la viga transversal de la base. Sacar la chaveta de seguridad. Aflojar la tuerca, del perno utilizando la llave fija y golpeando con una masa pesada. Retirar la tuerca,. Si el perno debe ser cambiado de posición, dejarlo adherido a la biela para transferirlo a nuevo agujero. Retirar el perno de la manivela, se recomienda

golpear sobre una tuerca ciega, roscada a fondo en el perno, hasta que éste afloje, si no se dispone de una tuerca ciega, golpear de frente por el extremo del perno, o contra otro martillo sujetado por otra persona en el extremo del perno. Después de remover el perno, aplicar anticorrosivo en el correspondiente agujero de la manivela.

2.2.4 Mantenimiento Preventivo

Observar con detenimiento cualquier desalineado, anormalidades o cambios en la caja reductora, cojinetes estructurales o componentes de trabajo de la Unidad de Bombeo. Como por ejemplo, una mancha de herrumbre visible una conexión cualquiera podría indicar que hay un trabajo o desgaste en ese punto; es decir, la conexión está floja y la correspondiente tuerca debería ser reapretada.

Mediante el Vibrómetro se mide el nivel de vibraciones de los puntos de apoyo tal como rodajes y por medio del Estetoscopio se detecta la presencia de ruidos anormales en la caja reductora, conjuntos estructurales o componentes de trabajo de la unidad. El

análisis oportuno de un ruido anormal puede evitar costosas reparaciones o aun destrucción de la Unidad de Bombeo.

El programa de mantenimiento mínimo, después de la primera semana de operación, se reapreta todos los pernos importantes. Verificar el nivel de aceite en el reductor. Verificar si hay pérdidas anormales de lubricante en los cojinetes estructurales y en la caja reductora. Controlar el correcto tensado de las correas en "V".

Mensualmente; Controlar lo indicado en el mantenimiento preventivo. Controlar el nivel de aceite en la caja reductora, el nivel debe estar entre las marcas "Bajo" y "Alto" de la varilla de medición, cuando la unidad está detenida. Controlar pérdidas de lubricante en los cojinetes estructurales: cojinete de centro, cojinete del travesaño igualador y cojinetes de perno de manivela. Los cojinetes estructurales de bronce se deben relubricar como sea necesario para mantener el nivel de aceite; para ello, retirar el tapón de llenado y agregar aceite hasta que este lleno.

Semestralmente; efectuar el **control** mensual precedente y el indicado en la **mantenimiento preventivo.** **Bombear** varias onzas de grasa en **cada cojinete estructural con rodamientos.** Esto se puede hacer en forma adecuada y segura desde las líneas de lubricación a nivel del operador. Recoger muestras típicas de aceite del reductor en una jarra transparente. La inspección visual mostrará si hay sedimentos, cieno, emulsión con agua u otras formas de contaminación. Si el lubricante tiene **aspecto u olor anormal** consultar con el proveedor su posible reemplazo.

En la caja reductora, para temperaturas de hasta -18°C (0°F) usar un lubricante mineral SAE 90 con inhibidor de corrosión y oxidación y **un agente** antiespumante. El punto de fluidez **del aceite debe ser -15°C (5°F) o menos.** Para temperaturas de hasta -34°C (-30°F) usar un lubricante mineral SAE 80 **con inhibidor** de corrosión oxidación y un agente antiespumante. El punto de fluidez del aceite debe ser a -26°C (-15°F) o menos.

La cantidad de aceite en la caja reductora se da según la siguiente tabla:

MODELO	CAPACIDAD	
	GALONES	LITROS
1280D	120	454
912D	107	405
640D	70	265
456D		208
320D	50	189
228D	34	129
160D		83
114D	17	64
80D	17	64
57D	13	49
40D	7	27

Los cojinetes estructurales, para temperaturas de hasta -18°C (0°F) usar una grasa de base de jabón de litio NLGI No 1, con aditivo de extrema presión de naftanato de plomo. El aceite en la grasa debe tener una viscosidad de aproximadamente 1000 SSU a 38°C (100°F). No usar grasa base de jabón de soda. Para temperaturas de hasta -34°C (-30°) usar una grasa de base de jabón de litio NLGI No 0, con aditivo de extrema presión de naftanato de plomo. No usar grasa con base jabón de soda.

En cojinetes de bronce, para temperaturas de hasta -18° C (0° F), usar un aceite extrema presión EP 140, con aditivo de naftanato plomo y punto de fluencia de -7° C (15° F) o menor. Es preferible usar un aceite EP más pesado (viscosidad hasta 6600 SSU a 38° C). Para temperaturas de hasta -34° C (-30° F), usar un aceite extrema presión EP80 o EP90, con aditivo de naftanato de plomo y punto de fluencia de -23° C (-10° F) o menor.

ALTERNATIVAS DE SOLUCION

3.1 Sistema de Bombeo mecánico con Unidad Convencional

Tal como se ha expuesto anteriormente para Unidades de Bombeo de una producción diaria de 50 barriles por día o menos las Unidades de Bombeo Convencionales son las más adecuadas a utilizarse con sus variantes en los modelos de acuerdo a la producción, lo mismo en la selección de sus reductores. Cada Pozo de producción cuenta con una Unidad de Bombeo con su respectivo motor y reductor adquiridos de importación.

3.2 Sistema de Bombeo mecánico múltiple mediante el uso de Palanca Angular

La segunda alternativa, se trata de una Unidad de Bombeo Convencional para el bombeo de un pozo que a su vez acciona uno o dos Unidades Adicionales.

La central de fuerza es la Unidad de Bombeo Convencional a cuyo balancín se conecta un brazo propulsor tal como se aprecia en la figura 4.1.2. Dicho brazo acciona una estructura de forma acodada que pivotea en el lado del ángulo recto (B), esta estructura es precisamente la Palanca Angular que se va diseñar.

En el otro extremo de la Palanca Angular van conectados las líneas de tracción a las Unidades de Bombeo Adicionales llamados Jack Pumps. El movimiento de vaiven del brazo accionador de la Palanca Angular hace que esta gire en forma alternativa ambos sentidos que a su vez actúa sobre las líneas de tracción también en movimientos de vaiven horizontales necesarios para las carreras ascendentes y descendentes de las Unidades de Bombeo Adicionales.

Las Unidades de Bombeo Adicionales, carecen de reductor y motor, y sus elementos pueden ser de fabricación nacional.

3.3 Cuadro comparativo de la Unidad de Bombeo

Convencional y Unidad de Bombeo accionada por la Palanca Angular

Descripción	Alternativa 1	Alternativa 2
1. Potencia del Motor	3.03 HP	0.00
2. Costo del Mant. preventivo del Motor y Reductor	I/m 50.49	0.00
3. Costo del Mant. Preventivo de la Unidad.	I/m 66.90	I/m 25.60
4. Eficiencia Volumétrica	80 %	70 %
5. Consumo diario de Energía	I/m 34.16	0.00
6. Horas Hombre requeridas.	32 H-H	0.00
7. Contrapeso que Usa.	5,833 lbs. (1)	1,200 lbs.

NOTA: Alternativa 1 : Unidad de Bombeo Convencional

Alternativa 2 : Unidad de Bombeo con Palanca

Angular.

De acuerdo al cuadro comparativo anterior podemos apreciar las ventajas que ofrece las Unidades de Bombeo Adicionales (Jack Pumps) accionadas con Palanca Angular. De esta manera seleccionamos como una Alternativa ventajosa producción de Petróleo.

La diferencia de costos en el mantenimiento de la Unidad de Bombeo Convencional y la unidad de Bombeo con Palanca Angular es:

$$50.49 + 66.90 - 25.6 = \text{I/m } 71.79$$

El cuadro comparativo anterior se prepara en base a los siguientes cálculos.

Potencia necesaria del Motor

ver Ecuación 4.1.1 $Pot. = 3.62 \text{ HP.}$

Costo de Mantenimiento Preventivo del Motor y Reductor

de la Unidad Convencional

Mano de Obra

$$2 \text{ mecánicos} \times 8 \text{ Hrs.} \times 2.4 \text{ I/m/Hr.} = \text{I/m } 38.40$$

Materiales

disolvente y lubricantes $\text{I/m } 07.50$

Otros gastos (10 %) - $\text{I/m } 04.50$

Total - $\text{I/m } 50.49$

Costo de Mantenimiento Preventivo de la Unidad Convencional.

Mano de Obra

$$2 \text{ mecánicos} \times 8 \text{ Hrs.} \times 2.4 \text{ I/m/Hr.} - \text{I/m } 38.40$$

Materiales

Disolvente y Lubricantes - $\text{I/m } 22.50$

Otros gastos (10 %) - $\text{I/m } 06.00$

Total - $\text{I/m } 66.90$

**Costo de Mantenimiento Preventivo de la Unidad de
Bombeo con Palanca Angular.**

Mano de Obra

2 mecánicos x 4 Hrs. x 2.4 I/m/Hr. I/m 19.20

materiales

Disolvente y Lubricantes I/m 04.00

Otros (10 %) - I/m 02.40

Total - I/m 25.60

Consumo de Energía diario

Un motor de combustión interna consume al día 10,000
pies³/ Hr. de gas.

El precio del gas es \$ 0.61 / 1000 pies³

luego diario hay un costo por consumo de gas de:

$$C = I/m 34.16$$

DISEÑO DEL SISTEMA PROPUESTO

4.1 Cálculo del brazo accionador de la Palanca angular

Analizando en el gráfico, diagrama de torques de una Unidad Convencional, figura 4.1.1, los torques producidos por una unidad convencional vemos que el torque producido por el contrabalanceo de la unidad describe una sinusoida durante todo el ciclo de bombeo. Cuando los contrapesos están en el tope superior no existe torque de contrabalanceo en el eje de la manivela. En la mitad de la carrera ascendente, cuando los contrapesos están horizontales hacia adelante se crea el contrabalanceo máximo. Cuando están en el tope inferior, otra vez no hay torque. El segundo de estos momentos de torsión, producido por las cargas del pozo, es también cero al fondo de la carrera descendente luego el torque aumenta su máximo a la mitad de la carrera descendente, cuando peso máximo de las varillas fluido y la aceleración han obtenido su valor máximo. Al tope de

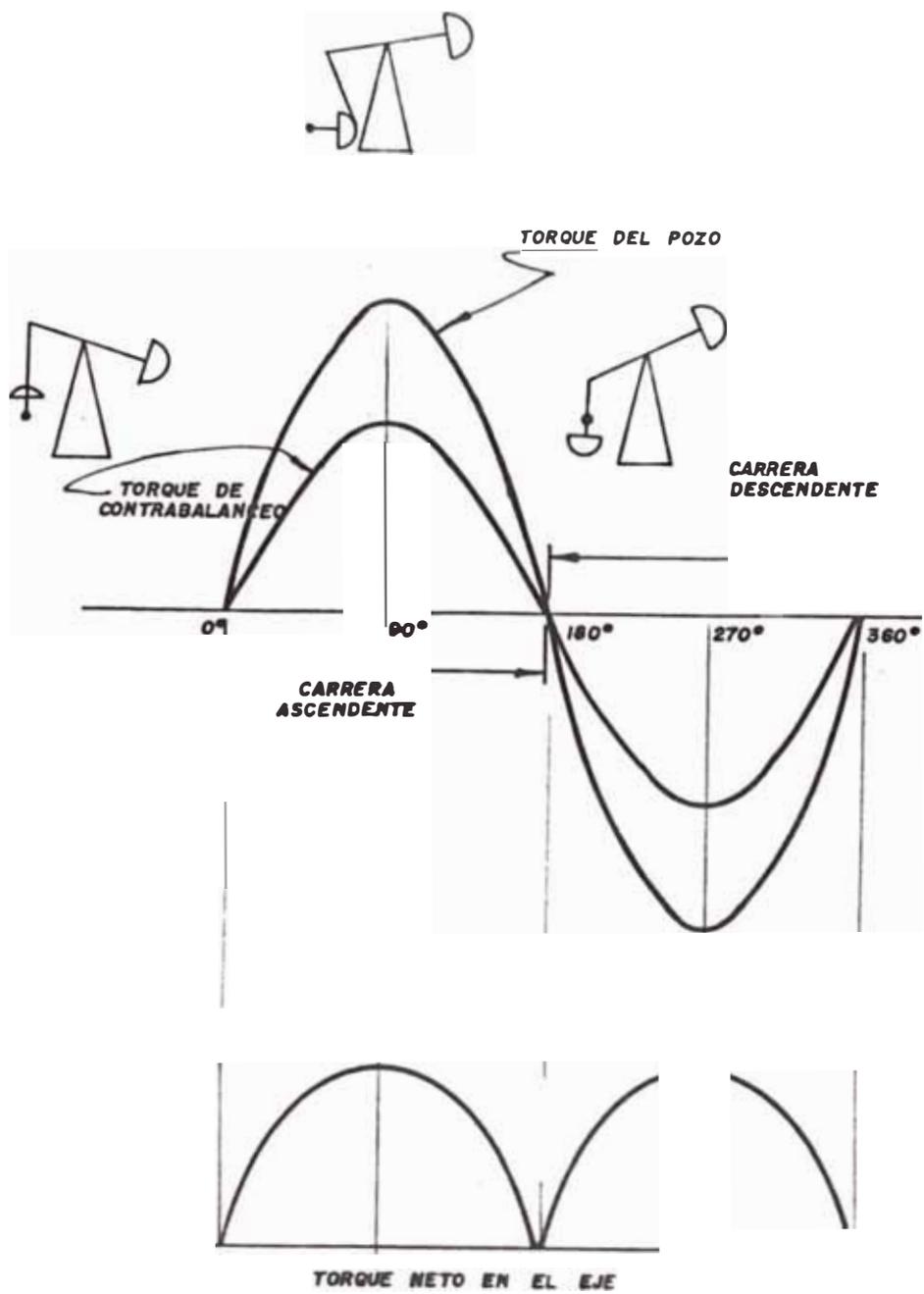


FIGURA 4.1.1 DIAGRAMA DE TORQUES DE UNA UNIDAD CONVENCIONAL

la carrera ascendente, el torque vuelve a tener un valor cero, Considerando en equilibrio estático instante en que el torque es máximo cuando los contrapesos están horizontales hacia adelante.

Del esquema general una Unidad de Bombeo Convencional con el Sistema de Palanca Angular, figura 4.1.2, graficamos el diagrama de fuerzas, figura 4.1.3, y tomando en cuenta que; como se ha mencionado anteriormente cuando los contrapesos están horizontales hacia adelante, en la mitad de la carrera ascendente, existe un torque máximo, es el momento que elegimos como un instante estático de equilibrio de tal manera que los cálculos efectuarse estaremos considerando como un estado crítico cuyos elementos deben estar diseñados para este momento.

Contando con los siguientes datos:

Unidad de Bombeo Convencional

Marca: Lufkin

Modelo: C-40D-89-42

Profundidad : 4,500 pies.

Producción : 45 Barriles por día.

T = 40,000 Pulg-lbs (Torque máximo)

$W_v = 8,900$ Lbs. (peso del vástago pulido)

Carrera = 42"

Fuerza del viento = 0 (despreciable)

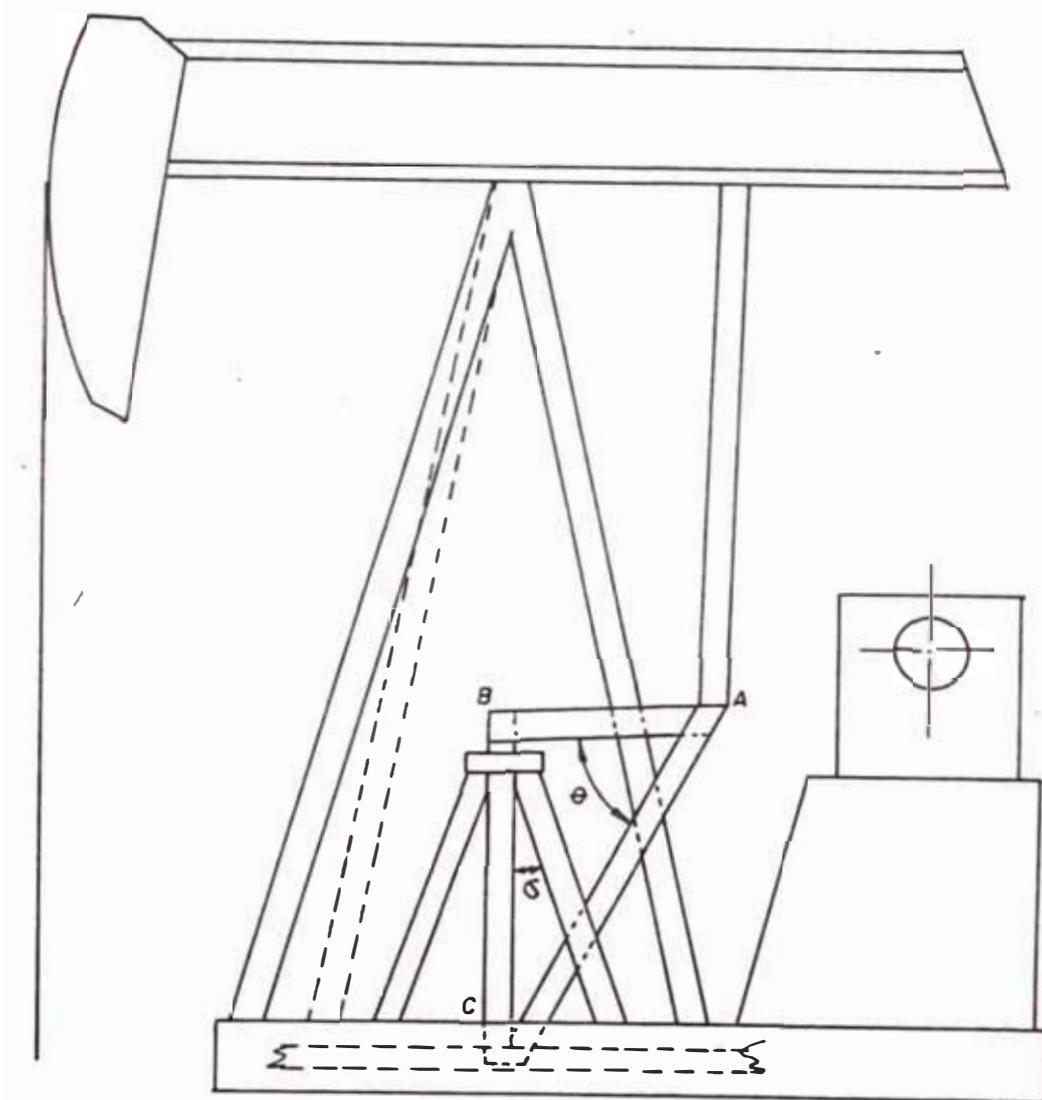


FIGURA 4.1.2 .ESQUEMA GENERAL DE UNA UNIDAD DE BOMBEO CONVENCIONAL CON EL SISTEMA DE PALANCA ANGULAR

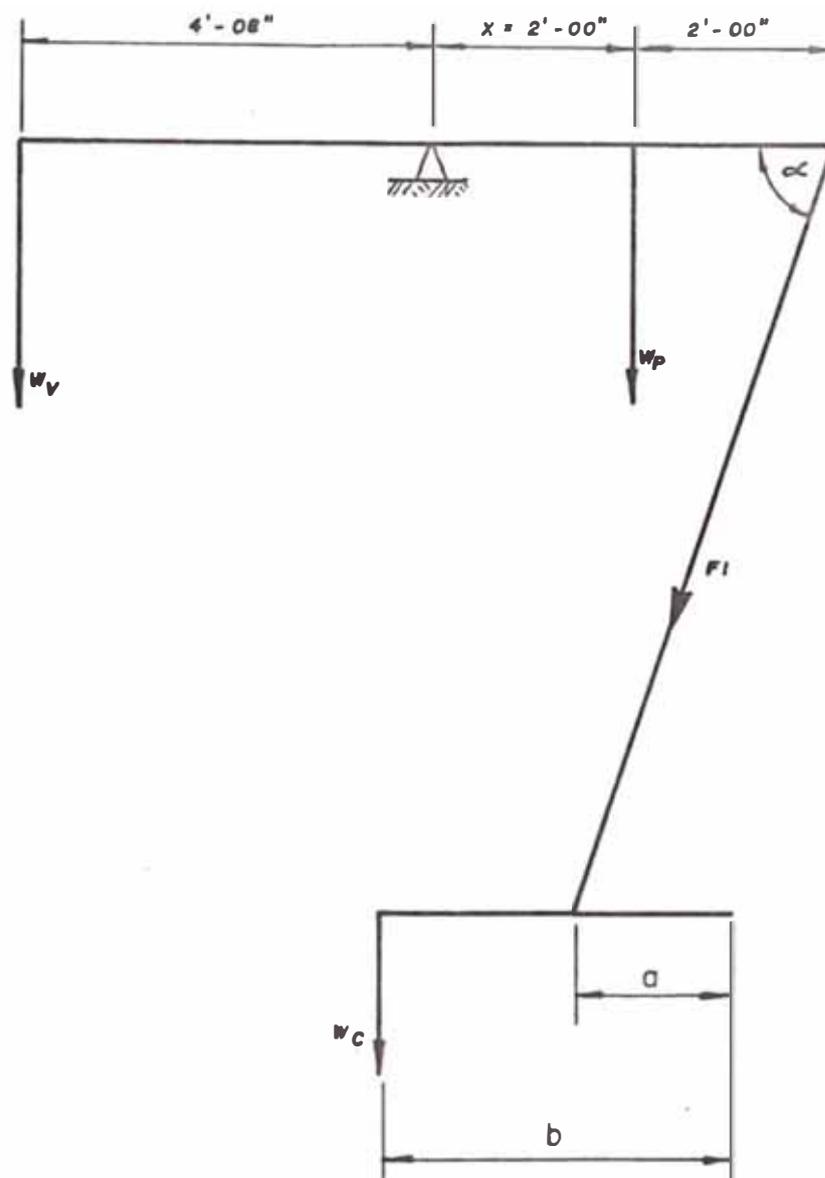


FIGURA 4.1.5 DIA GRAMA DE FUERZAS SOBRE UNA UNIDAD CONVENCIONAL

Para un pozo de una profundidad de 4,500 pies y una producción de 45 barriles diarios, el cálculo de la potencia (Pot_1), del motor de baja velocidad en una unidad convencional es:

$$Pot_1 = \frac{EPD \times Profundidad}{56,000} \quad (4.1.1)$$

Reemplazando datos:

$$Pot_1 = 3.62 \text{ HP.}$$

Para el cálculo de la potencia (Pot_2) del motor en instalaciones de Palanca Angular aplicamos la fórmula de J. C. S'lonneger.

$$Pot_2 = \frac{BPD \times Profundidad}{66,000} \quad (4.1.2)$$

Luego:

$$Pot_2 = 3.03 \text{ HP.}$$

tomando como centro de momentos el cojinete central de la Unidad de Bombeo Convencional de la figura 4.1.3, obtenemos las siguientes ecuaciones:

$$W_v (4' - 8") = W_p X + F_1 \text{ sen } \alpha (4' - 0") \quad (4.1.3)$$

Además con los siguientes datos del fabricante de LUFKIN.

$$\text{sen } \alpha = 0.939$$

$$W_v = 8,900 \text{ Lbs.}$$

$$T = a F_1 \text{ sen } \alpha + b W_c \quad (4.1.4)$$

$$a = 1.6 \text{ pies} \quad (1)$$

$$b = 2.6 \text{ pies} \quad (1)$$

$$T = 40,000 \text{ Pulg-Lbs.}$$

$$W_c = 5,833 \text{ Lbs. (1)}$$

De la ecuación (4.1.4) obtenemos:

$$F_1 = 16,530 \text{ Lbs.}$$

Tomando para $X = 2' \ 0''$

Reemplazando en la ecuación 4.1.3, tenemos:

$$W_p = - 10,307 \text{ Lbs.}$$

Luego el diagrama de fuerzas actuantes sobre la viga balancín será de acuerdo a la figura 4.1.4

Procedemos a calcular el brazo accionador de la Palanca Angular.

Escogiendo un tubo de 3" día. SCH 40, de acero ASTM A53 Grado B, cuyas características son:

$$\text{Diámetro interior} = 3.068''$$

$$\text{Diámetro exterior} = 3.500''$$

$$\text{Area} = 2.23 \text{ Pulg}^2$$

$$F_y = 35,000 \text{ PSI}$$

Verificaremos la resistencia del tubo por deflexión

Si el esfuerzo admisible F_a es :

$$F_a = 17,000 \text{ PSI.}$$

$$W_p = 10,307 \text{ Lbs.}$$

El area del tubo capaz de soportar la carga de 10,307 Lbs. será :

$$A = \frac{W_p}{F_a} = 0.606 \text{ Pulg}^2$$

Estudiaremos nuestro material escogido:

Tubo de 3" de diámetro.

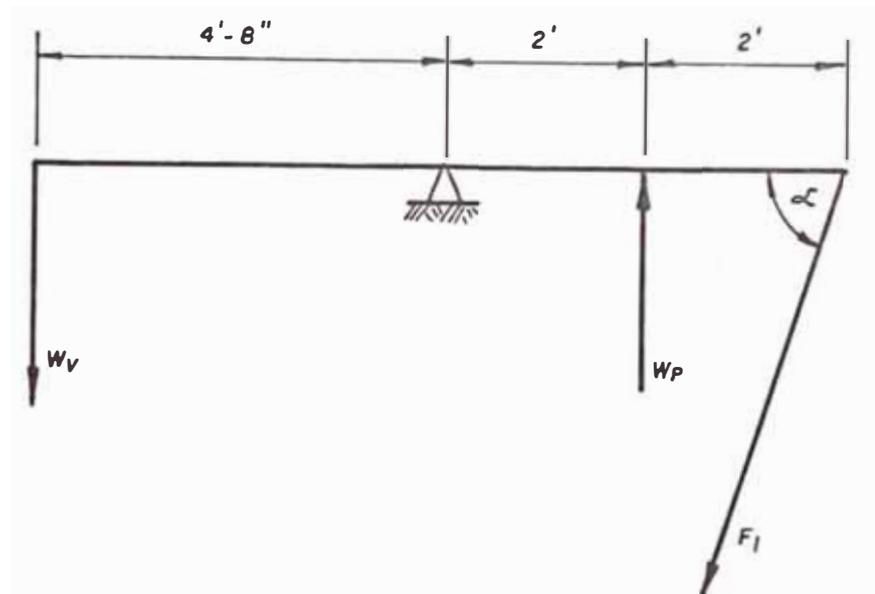


FIGURA 4.1.4 DIAGRAMA DE FUERZAS ACTUANTES SOBRE LA VIGA BALANCIN

$$\text{Area} = 2.23 \text{ Pulg}^2$$

$$r = 1.16 \quad (2)$$

$$k = 1 \quad (2)$$

$$C_c = 126.1 \quad (2)$$

$$L = 61" \quad (\text{longitud del brazo} = 61")$$

$$\left(\frac{L}{r} \right) = 52.58 < 200 \quad (\text{correcto})$$

El factor de seguridad está dado por la siguiente fórmula:

$$F_s = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \left[\frac{Kl}{r} \right] - \frac{\left(\frac{Kl}{r} \right)^2}{8 C_c^2} \quad (4.1.5)$$

El esfuerzo admisible está dado por la fórmula:

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{\left(\frac{Kl}{r} \right)^2}{2 C_c^2} \right] F_y}{F_s} \quad (4.1.6)$$

Donde:

F_s : factor de seguridad.

F_y : Esfuerzo en el punto de fluencia.

$\frac{Kl}{r}$: relación de esbeltez.

La relación de esbeltez que separa el pandeo elástico del inelástico C_c es dado por la siguiente fórmula:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \pi^2 E}{F_y}} \quad (4.1.7)$$

reemplazando en la fórmula 4.1.5

obtenemos:

$$F_s = 1.78$$

Luego procedemos a calcular el Esfuerzo admisible verdadero:

Tomando en cuenta que

$E = 29,000$ KPSI, reemplazando datos en la fórmula 4.1.7

$C_c = 127.88$,finalmente

reemplazamos en la fórmula 4.1.6

$$F_a = 18,470 \text{ PSI.}$$

Luego el area será:

$$A = \frac{W_p}{F_a} = 0.558 \text{ Pulg}^2 < 2.23 \text{ Pulg}^2 \text{ (correcto)}$$

Luego usaremos un tubo de 3" de diámetro SCH 40 de acero ASTM A 53 grado B

Calculo de la soldadura del brazo accionador de la Palanca Angular

De la figura 4.1.5, considerando las platinas de 1/2" y aplicando el criterio del cordón de soldadura de acuerdo al espesor de plancha tendremos cordones de:

$$1/2" \times 3/4" = 3/8"$$

Si $f = 3,600$ lbs/ Fulg

$$\text{Cada cordón toma} = \frac{10,307}{8} = 1,288 \text{ Lbs.}$$

La longitud del cordón será:

$$L = \frac{1,288}{3,600} = 0.35"$$

$$L_{\text{REAL}} = L + 0.5 = 0.35 + 0.5 = 0.85"$$

$$L_{\text{REAL}} = 0.85"$$

Sólo considerando el cordón de lado vertical de las platinas triangulares.

Soldando a lo largo de la platina triangular en toda su longitud igual a 5", tendremos mayor factor de seguridad, así mismo se soldaría al rededor del tubo a la plancha de 1/2".

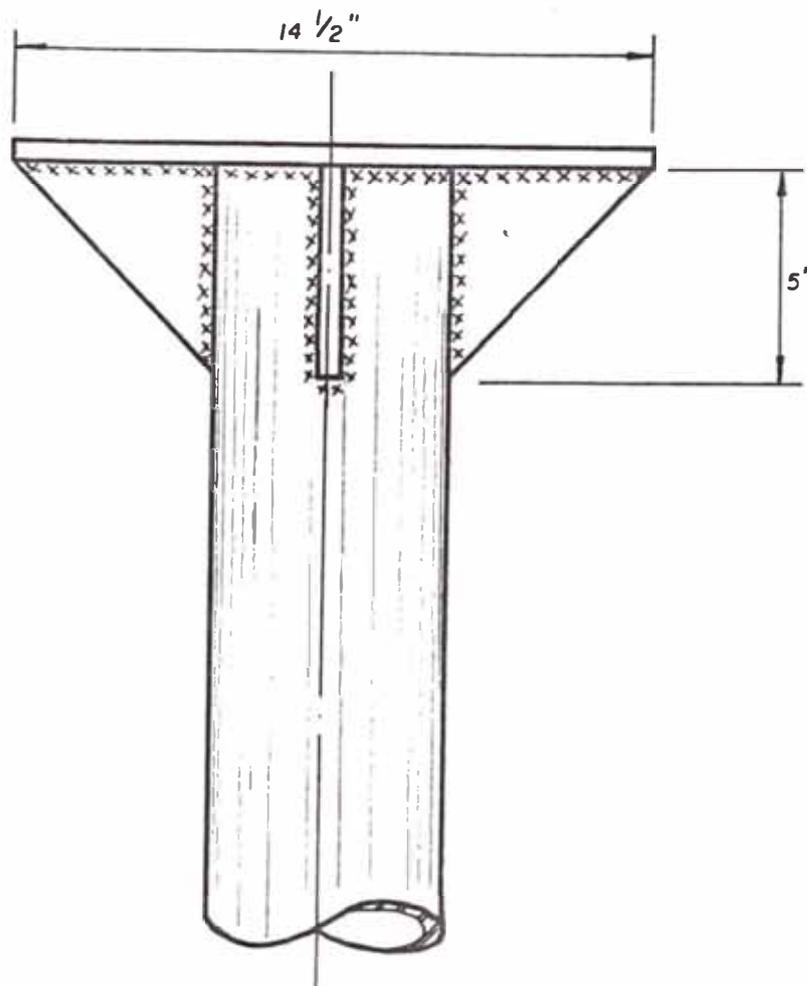


FIGURA 4.1.5 BRAZO ACCIONADOR DE LA PALANCA ANGULAR

4.2 Calculo de la estructura de la Palanca angular

De acuerdo al diagrama de fuerzas actuantes sobre la Palanca Angular, figura 4.2.1.

$$\text{sen } \theta = 0.8499$$

$$\text{cos } \theta = 0.5269$$

En el punto A, se cumple:

$$\Sigma F_x = P \cos \theta \quad (4.2.1)$$

$$\Sigma F_y = 0 = P \text{ sen } \theta - W_p \quad (4.2.2)$$

De la relación 4.2.1 $P = 12,127 \text{ Lbs.}$

De la relación 4.2.2 $Q = 6,390 \text{ Lbs.}$

4.2.1 Cálculo de las tracciones de los pozos

Para calcular la máxima y mínima carga en las líneas de tracción de las Unidades accionados por la Palanca Angular instalada en la Unidad de Bombeo **Convencional** se considera tres factores: La carga del pozo, fricción e inercia de las **líneas de** transmisión de fuerza a los pozos y se calcula de la siguiente manera:

Las cargas de fricción dependen del peso de la **tira**, velocidad de bombeo, **topografía** del terreno, métodos de lubricación usados. Para fines prácticos, el coeficiente de fricción, f , se considera igual a 0.2

Las cargas de aceleración debido a la **inercia**

de la línea de tracción se calcula aplicando el factor de aceleración para velocidades menores de 15 carreras por minuto; teniendo en consideración lo anterior, las cargas máxima y mínima se calculan aplicando las fórmulas:

$$FC_2 = PRLJ + 0.2W + W \left(\frac{1}{J} \right) \frac{S \times SPM}{5,400} \quad (4.2.3)$$

$$FC_1 = PRLJ - 0.2W - W \left(\frac{1}{J} \right) \frac{S \times SPM}{5,400} \quad (4.2.4)$$

Donde :

FC_2 FC_1 , son cargas máxima y mínima respectivamente en las líneas de tracción de las dos Unidades Adicionales en el vástago pulido en libras.

J - $\frac{\text{carrera del jack pump}}{\text{carrera de la línea de tracción}}$

J : relación de jack.

W peso de la línea de tracción en libras.

S = carrera del vástago pulido, en Pulg.

SPM = carreras por minuto

f = 0.2 = coeficiente de fricción

$PRL = W_{VARILLAS} \times \text{Factor de impulso}$

$W_{VARILLAS} = 8,668$ Lbs. (Promedio)

Factor de impulso = 1.120 luego

$PRL = 9,708$ Lbs.

Carrera del Jack Pump = 36"

Carrera de la línea de tracción = 33"

$$J = \frac{36''}{33''} = 1.091$$

Reemplazando los datos anteriores en las ecuaciones 4.2.3 y 4.2.4 obtenemos respectivamente:

$$FC_2 = 11,149 \text{ Lbs.}$$

$$FC_1 = 6,638 \text{ Lbs.}$$

La tracción neta será:

$$N = FC_2 - FC_1 = 4,511 \text{ Lbs.} \quad (4.2.5)$$

4.2.2 Cálculo de las vigas de la Palanca

Angular

Escogiendo dos vigas canal de 3" x 1 1/2"

Tiene las siguientes características:

$$(F_y = 36 \text{ KPSI})$$

$$F_a = 17,000 \text{ PSI.}$$

$$A = 1.76 \text{ Pulg}^2$$

Del diagrama de fuerzas sobre el lado más crítico de la Palanca Angular, lado AC, figura 4.2.2, la fuerza de compresión a la que se somete el lado AC, de la Palanca Angular será:

$$\Sigma F_x : K \cos \theta = 4,511 \quad (4.2.6)$$

$$\Sigma F_y : K \sin \theta = L \quad (4.2.7)$$

De la ecuación 4.2.6, $K = 8,561 \text{ Lbs.}$

De la ecuación 4.2.1

$$P = 12,127 \text{ Lbs.}$$

La fuerza de compresión en el lado AC será de:

$$P_{AC} = P \quad K = 3,566 \text{ Lbs.}$$

Luego el area será:

$$A_1 = \frac{P_{AC}}{F_a} = 0.210 \text{ Pulg}^2$$

El area de dos vigas de la Palanca Angular es:

$$A \text{ (dos vigas)} = 1.76 \times 2 = 3.52 \text{ Pulg}^2 > A_1$$

(correcto)

$$r = 0.416 \quad (2)$$

$$L = 0.8 \times 32 = 25.2 \text{ Pulg} \quad (32" \text{ de largo del sector AC})$$

$$\frac{L}{r} = 172.6 < 200 \quad (\text{correcto})$$

$$E_c = 126 \quad (2)$$

De la relación 4.1.5 calculamos el factor de seguridad:

$$F_s = 1.882$$

El **esfuerzo** axial permisible **verdadero** calculamos con la fórmula 4.1.6

$$F_a = 16,850 \text{ PSI.}$$

Luego el area tendrá el valor siguiente:

$$A = \frac{P_{AC}}{F_a} = 0.2116 \text{ Pulg}^2 < 3.52 \text{ Pulg}^2$$

(correcto)

La viga que debe usarse tiene las siguientes características:

C 3 X 6 con un area $A = 3.52 \text{ Pulg}^2$
(correcto)

Luego usaremos 2 vigas canal de C 3" X 6" de acero estructural ASTM A36, para los tres lados de la Palanca Angular.

4.2.3 Cálculo del soporte de la estructura de la Palanca Angular

Del diagrama de fuerzas del soporte Palanca Angular, figura 4.2.3

$$\cos \sigma = 0.95122$$

$$\text{sen } \sigma = 0.30851$$

En el punto C:

$$\Sigma F_x : P \cos \theta \quad N = 1.879 \text{ Lbs.}$$

$$\Sigma F_y : P \text{ sen } \theta = 10,307 \text{ Lbs.}$$

Escogiendo un tubo de 3" de diámetro SCH 40 de acero ASTM A53 grado B, cuyas características son:

$$\text{Diámetro interior} = 3.068"$$

$$\text{Diámetro exterior} = 3.500"$$

$$\text{Area} = 2.23 \text{ Pulg}^2$$

$$35,000 \text{ PSI}$$

Por tratarse de 2 soportes verificamos la resistencia de un tubo por deflexión si el esfuerzo admisible F_a es:

$$F_a = 17,000 \text{ PSI}$$

Del diagrama de fuerzas del soporte de la

Palanca Angular figura 4.2.3

$$W_s = \frac{P \sin \theta \cos \sigma}{2} = 4,902 \text{ Lbs. (4.2.8)}$$

El area del tubo capaz de soportar la carga de 4,902 Lbs. será:

$$A = \frac{4,902}{17,000} = 0.2884 \text{ Pulg}^2$$

Estudiaremos nuestro material escogido

Tubo de 3" de diámetro.

$$\text{Area} = 2.23 \text{ Pulg}^2$$

$$r = 1.16 \quad (2)$$

$$k = 1 \quad (2)$$

$$C_c = 126.1 \quad (2)$$

$L = k_1 = 30''$ (30" es la longitud del soporte)

$$\frac{L}{r} = \frac{30}{1.16} = 25.8 < 200 \text{ correcto}$$

Reemplazando datos para obtener el factor de seguridad dado por la fórmula 4.1.5.tenemos:

$$F_s = 1.7435$$

Reemplazando datos en la fórmula 4.1.6 obtenemos el esfuerzo axial permisible verdadero:

$$F_a = 20,065 \text{ KPSI}$$

$$A = \frac{4,902}{20,065} = 0.2443 \text{ Pulg}^2 < 2.23 \text{ Pulg}^2$$

correcto

Luego usaremos un tubo de 3" de diámetro SCH 40 de acero ASTM A53 grado B.

4.2.4 Cálculo de la plancha del soporte de la Palanca Angular

Para calcular el espesor de la plancha soporte tenemos la siguiente fórmula :

$$t = \sqrt{\frac{3 F_p m^2}{F_b}} \quad (4.2.9)$$

El esfuerzo admisible sobre el cemento (F_p) :

$$F_p = 0.375 F_{RC}$$

$$F_{RC} = \text{Resistencia del concreto} = 1,987 \text{ PSI}$$

$$F_b = \text{Esfuerzo permisible en la plancha}$$

$$F_p = 745 \text{ PSI}$$

$$m = 1.5" \text{ (valor asumido)}$$

$$F_y = 35,000 \text{ PSI.}$$

$$- 0.75 F_y = 0.75 \times 35,000 = 26,250 \text{ PSI}$$

Reemplazando datos en la fórmula 4.2.9

el espesor de la plancha será :

$$t = 0.4376 "$$

Podemos considerar $1/2 "$ como espesor de la plancha. Los pernos de anclaje se diseñan en base al criterio de la fuerza de fricción entre el acero y el concreto.

De la figura 4.2.3

$$f_F = 0.20 M.$$

$$f_p = 2,061 \text{ Lbs.}$$

fuerza horizontal es:

$$F \cos \theta + N = 10,900 \text{ Lbs.}$$

como son 4 platinas de soporte la fuerza será:

$$F = \frac{10,900}{8} = 1,362.5 \text{ Lbs.}$$

La resistencia al corte de un perno de especificación ASTM A 307 es de 35,400 PSI

$$S_c = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

De los datos anteriores obtenemos:

$$d = 0.2213''$$

Según normas del Manual de la AISI el mínimo diámetro de perno de anclaje en este caso para platina de 1/2" de 5/8" usamos pernos de anclaje de 5/8" de diámetro x 1 3/4" de largo de especificación ASTM A 307.

4.3 Cálculo de los ejes de la Palanca Angular

4.3.1 Cálculo del eje del brazo accionador de la Palanca Angular

Para calcular los ejes del brazo accionador de la Palanca Angular nos remitiremos al Diagrama de fuerzas actuantes sobre el eje del Brazo Accionador de la Palanca Angular, figura 4.3.1, en el punto A con los siguientes datos:

$$W_p = 10,307 \text{ Lbs.}$$

$$N = 4,511 \text{ Lbs.}$$

Se obtiene la suma de fuerzas en el eje Y:

$$\Sigma F_y = W_p - N \tan \theta$$

Reemplazando los datos anteriores.

$$\Sigma F_y = 3,031 \text{ Lbs.}$$

$$F_{C_x} = \frac{8,561 \text{ Lbs.}}{\cos \theta}$$

La fuerza resultante sobre el pin en el punto A será:

$$R_H = \sqrt{(F_{C_x} \cos \theta)^2 + (W_p - F_{C_x} \sin \theta)^2} \quad (4.3.1)$$

$$R_H = 5,435 \text{ Lbs.}$$

Tomando un pin de 3" de diámetro SAE 1020 x 10" de largo. Por aplastamiento dicho pin debe resistir un esfuerzo de:

$$\sigma_a = \frac{5,435}{3 \times 10} = 181 \text{ PSI}$$

La resistencia al aplastamiento de este acero es de 55,000 PSI > 181 PSI (correcto)

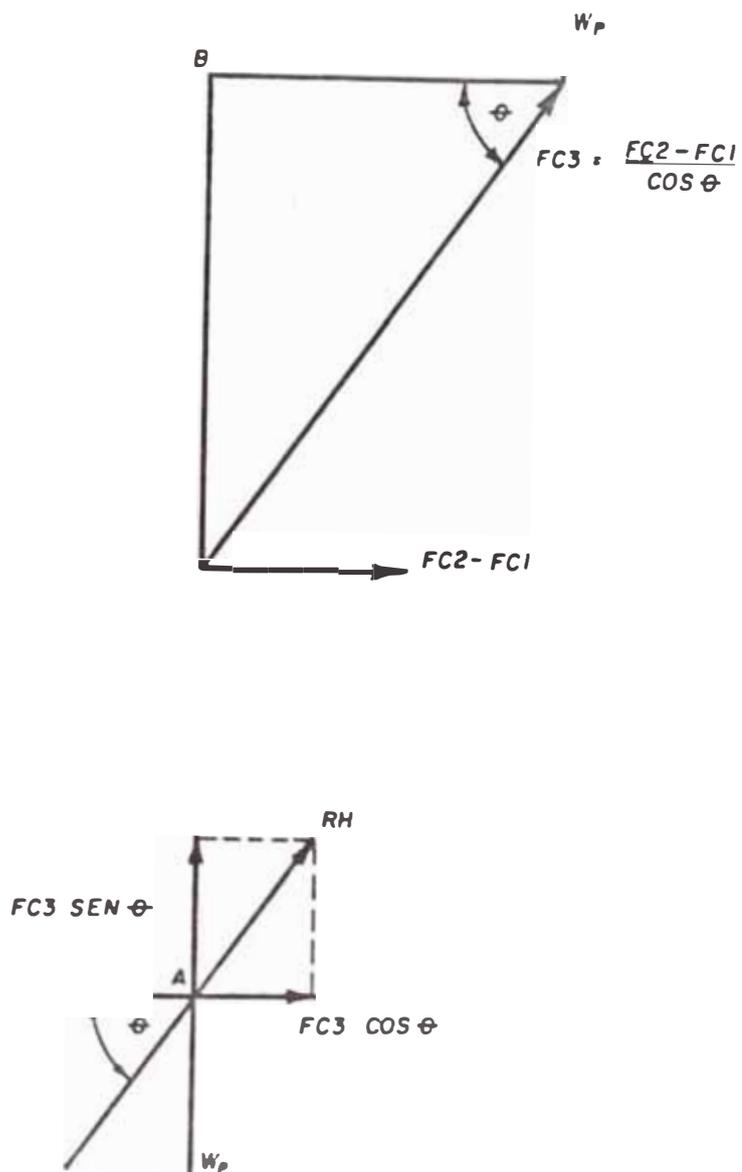


FIGURA 4.3.1

DIAGRAMA DE FUERZAS ACTUANTES SOBRE EL EJE DEL BRAZO ACCIONADOR DE LA PALANCA ANGULAR

Por tanto el pin mension será lo suficiente para las condiciones que está sometido

CALCULO POR CORTE

$$S_c = \frac{RH}{\frac{\pi d^2}{4}} = 769 \text{ PSI} \quad (4.3.2)$$

769 PSI < 55,000 PSI (correcto)

Luego podemos concluir que el pin o eje ubicado en el lado A de la figura 4.3.1 tiene las siguientes características:

diámetro : 3 "

largo : 10 "

material : Acero con especificación SAE 1020.

Como el lado A, figura 4.3.1, es el más crítico, para el lado B de la Palanca Angular tomamos también el mismo eje de 3 Pulg. de diámetro por 20 Pulg. de largo.

4.3.2 Cálculo de los ejes de las líneas de tracción a las Unidades Adicionales

Analizando el diagrama de fuerzas actuantes sobre los ejes de las líneas de tracción, figura 4.3.2, en el punto C tendremos las siguientes relaciones:

$$\Sigma F_x : P \cos \theta + N = 10,900 \text{ Lbs.}$$

$$\Sigma F_y : P \sin \theta = 10,300 \text{ Lbs.}$$

La fuerza resultante (FR) sobre el pin en el punto C será :

$$FR = \sqrt{(P \cos \theta + N)^2 + (P \sin \theta)^2}$$

$$FR = 15,002 \text{ Lbs.}$$

Cálculo por Aplastamiento

Tomando pines de 3" de diámetro por 8.5" SAE 1020.

El esfuerzo a que está sometido es:

$$S_a = \frac{15,002}{3 \times 8.5} = 588 \text{ PSI} < 55,000 \text{ PSI}$$

Como la resistencia al aplastamiento es de 55,000 PSI mayor que 588 PSI, estamos en lo correcto de nuestra elección.

Cálculo por corte

$$S_c = \frac{FR}{\frac{\pi d^2}{4}} = 2,122 \text{ PSI} < 55,000 \text{ PSI (correcto)}$$

En resumen los pines a usarse en la tracción de los pozos tendrán las siguientes características:

Diámetro = 3"

largo = 8.5 "

material = acero con especificación SAE 1020 o acero BOEHLER tipo WH.

4.4 Selección de chumaceras en los puntos de apoyo

4.4.1 Selección de chumaceras en el extremo del brazo accionador de la Palanca Angular

Con referencia a la figura 4.1.2, en el punto A seleccionamos una chumacera con un diámetro interior de 3.006" y 7" de largo, de acuerdo al pin diseñado la luz recomendable a usarse según el manual de Marks, debe ser como sigue:

Para velocidades menores de 3000 RPM.

$$luz = 0.001 d + 0.002" \text{ y}$$

Para velocidades mayores de 3000 RPM.

luz $0.002 d$ luego dicha luz debe ser de 0.005" a 0.006" entre el pin y la chumacera.

Luego las características de la chumacera será:

Diámetro interior : 3.006 "

Largo : 7 "

Material : bronce ASTM B584,
aleación 93200

Soporte de la chumacera : Un tubo de acero al carbono de 4" de diámetro SCH 80 API 5L GR B. Usará dos sellos de 3.006" de diámetro interior y 3.876" de diámetro exterior y 0.5" de ancho.

Para la lubricación se abrirá canales diametralmente opuestos, asimismo se instalará una grasería en la parte superior y una válvula de alivio en la parte inferior

4.4.2 Selección de la chumacera en el punto de

Conexión de la platina con las líneas de tracción de los pozos adicionales

En el punto de la figura 4.1.2 seleccionaremos una chumacera de las siguientes características:

Diámetro interior : 3.006"

Largo : 6"

Material : Bronce fundido ASTM

B584 aleación C93200

Soporte de la chumacera : tubo de 4" de acero al carbono SCH 80 API 5L GR K

Con el mismo criterio de lo mencionado en el punto 4.4.1 respecto a la luz, la recomendable es de 0.005" a 0.006" entre el pin y la chumacera de bronce lubricado con grasa en los dos casos.

4.5 Cálculo de la platina accionadora a las líneas de tracción a los pozos adicionales

Tomamos una platina de 3" x 1/2"

Donde: N = 4,511 Lbs. = tracción neta en las líneas de transmisión a los pozos adicionales, luego: El esfuerzo de tracción será:

$$S = \frac{N}{A}$$

A 3" x 1/2" reemplazando

$$S = 3,007 \text{ lbs/Pulg}^2$$

Tomando en cuenta que el material de la platina tiene $S_y = 35,000 \text{ PSI}$ (correcto)

Cálculo de la Soldadura

Escogemos una platina de 1/2 x 3" , el cordón a usarse será 3/4 x 1/2 3/8"

La resistencia (carga estática en Lbs./ Pulg.) de la soldadura es de:

$$f = 3,600 \text{ lbs/Pulg.}$$

Cada cordón toma $\frac{4,511}{2} = 2,255 \text{ Lbs.}$

La longitud de la soldadura será:

$$- \frac{2,255}{3,600} = 0.6264"$$

$$L_{REAL} = 0.6264" + 0.5" = 1.1264"$$

$$L_{REAL} = 1.1264"$$

Con mayor factor de seguridad se debe soldar a lo largo de la platina en ambos lados total 6" de soldadura con un cordón de 3/8"

Usar electrodo.clase AWS E-7018 que tiene una resistencia a la tracción de 80,000 - 85,000 PSI. y límite de fluencia de 70,000 - 74,000 PSI.

4.6 Cálculo de las varillas de tracción de los pozos adicionales

Sabemos que la máxima tensión neta en estas líneas es de 4,511 Lbs. y el diámetro de las varillas es de 5/8".

El esfuerzo de tensión será de:

$$S = \frac{N}{\frac{\pi}{4} (d)^2} \quad \text{reemplazando datos:}$$

$$S = 14,703 \text{ PSI.}$$

Como $F_y = 36,000 \text{ PSI} > 14,703 \text{ PSI.}$ (correcto)

4.7 Cálculo de la viga I, pase de las platinas de las líneas de tracción a los pozos adicionales

Escogemos una viga I de 8 1/4" x 5"

Verificaremos por deflexión

La deflexión máxima es:

$$D_{max} = \frac{F_D \times l^3}{192 E I} \quad (4.7.1)$$

$$P_D = N + P \cos \theta = 10,900 \text{ Lbs.} \quad (4.7.2)$$

$$E = 29,000,000 \text{ FSI.}$$

$$I = 9.22 \text{ Pulg}^4$$

$$l = 38.5"$$

De la figura 4.2.1 reemplazando en la ecuación

$$Q = P \cos \Sigma = 6,390 \text{ Lbs.}$$

$$P_D = 10,900 \text{ Lbs.}$$

Luego reemplazando en la ecuación 4.7.1

$$D_{\text{max}} = 0.012"$$

El D_{max} permisible es:

$$D_{\text{max}} (\text{perm.}) = \frac{L}{360} = 0.1069" > 0.012"$$

correcto

Cálculo de la Soldadura.

$$f = 3,600 \text{ lbs/ Pulg}$$

$$\text{cada cordón toma} = \frac{10,900}{2} = 5,450 \text{ Lbs.}$$

$$\text{luego: } L = \frac{5,450}{3,600} = 1.5138"$$

$$L_{\text{REAL}} = 1.5138" + 0.5 = 2.0138"$$

$L_{\text{REAL}} = 2.0138"$

luego se puede soldar ambos lados de la platina de 3" de largo con un cordón de 3/8" quedando sobredimensionado. Usar electrodo clase AWS E-7018 que tiene una resistencia a la tracción de 80,000 - 85,000 PSI y límite de fluencia de 70,000 - 74,000 PSI.

4.8 Calculo de la polea de cambio de dirección de las líneas de tracción de los pozos adicionales

Según la norma DIN 4130 considerando el movimiento y carga parcial para nuestro caso tenemos:

Cable de 3/4" de diámetro

El perfil de garganta se define de acuerdo figura 4.8.1.

De acuerdo a norma:

$$a = 3"$$

$$b = 2"$$

$$c = 1 \frac{1}{2}"$$

$$r = 1/2"$$

Material : acero fundido.

Según la tabla de clasificación:

$$\text{Diámetro del cable} = k \sqrt{S} = d$$

$$\text{De la tabla } k = 0.34 - 0.37$$

Diámetro de poleas:

$$D = c \sqrt{S} = \frac{c d}{k}$$

$$\text{De la tabla } c = 9 - 12$$

Reemplazando datos:

$$D = 18.24"$$

Luego el diámetro de la polea de cambio de dirección es de 18" y el material de acero fundido.

4.9 Cálculo de las bases y anclaje de la Polea de cambio de dirección

De acuerdo al diagrama de momentos mostrado en la figura 4.9.1, tenemos:

Tomando momentos respecto al punto D:

$$N \times 9" < W_z \times L \quad (4.8.1)$$

De los datos siguientes:

recordando la ecuación 4.2.5. $N = 4,511 \text{ Lbs.}$

Peso específico de concreto = $p_c = 2,200 \text{ Kgr/m}^3$

Volumen de la base de concreto = $V_c = 48,690 \text{ pulg}^3$

Se asume ciertas medidas de ancho, largo y altura

$W_z = p_c \times V_c$ reemplazando datos:

$$W_z = 3,862 \text{ Lbs.}$$

Reemplazando en la desigualdad (4.8.1)

$$40,599 \text{ Lbs-pulg} < 92,688 \text{ Lbs-pulg}$$

Luego podemos decir que las dimensiones de la base dado inicialmente están correctas.

De acuerdo a las normas de Construcción Civil (*), el tamaño de los pernos de anclaje debe ser la mitad de la altura del concreto armado, luego se usará 8 pernos de 3/4" de diámetro x 13" de largo con especificación ASTM A307.

La Cantidad de elementos como cemento, arena,

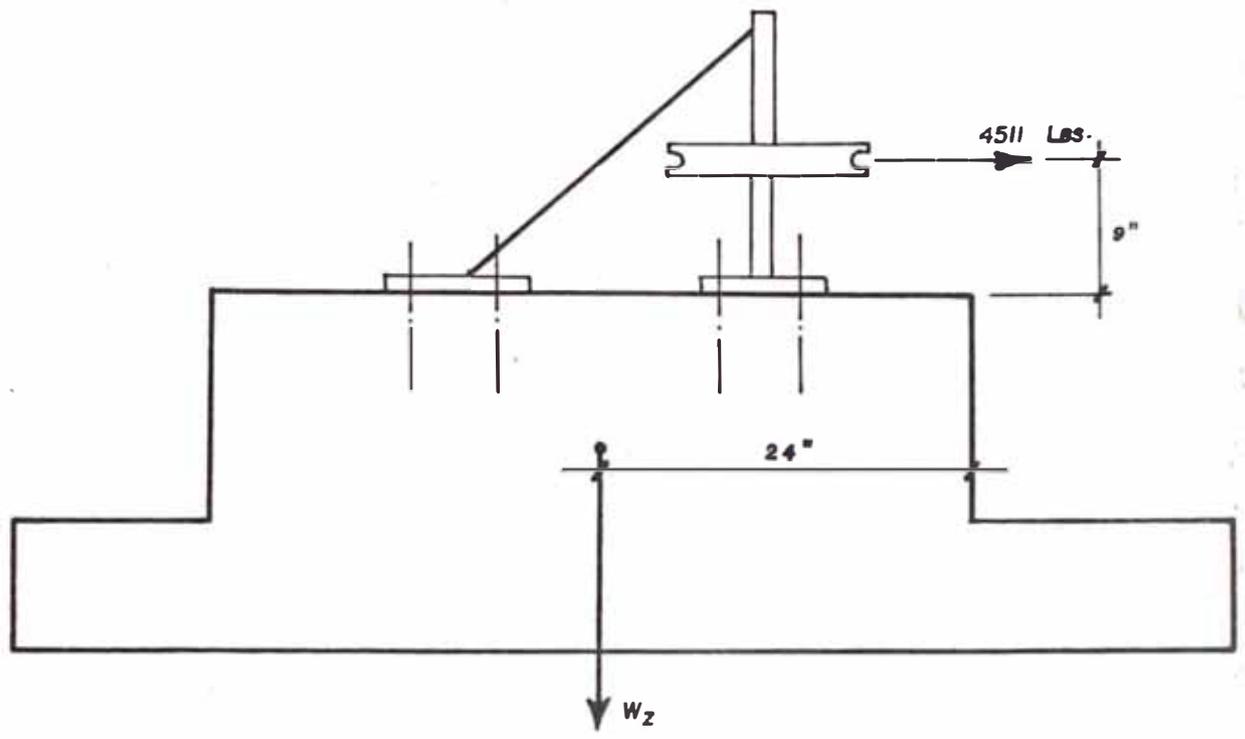


FIGURA 4.9.1. BASES Y ANCLAJE DE LA POLEA DE CAMBIO DE DIRECCION

hormigón y piedra para el vaciado de la base es:

40 sacos de cemento.

43 sacos de hormigón.

2 m³ de arena.

4 m³ de piedra.

1 m³ de agua.

4.10 Tabla de resultados

Descripción	Referencia	resultados
4.8.1 Brazo accionador Fuerza sobre biela	Ec. 4.1.4 Fig. 4.1.3	$F_1=16,530$ Lbs.
Fuerza sobre el Brazo accionador.	Ec. 4.1.3 Fig. 4.1.4	$Wp=10,307$ Lbs.
Material Escogido: Tubo de 3" Dia. SCH 40 ASTM A 53 Grado B		
Verificación por Deflexión Esfuerzo admisible Area	$Fa=17,000$ PSI $A= Wp/Fa$	$A= 0.606$ pulg ²
Factor de seguridad	Ec. 4.1.5	$Fs=1.78$
Relación de Esbeltez	Ec. 4.1.7	$Cc=127.88$
Esfuerzo Admisible verdadero	Ec. 4.1.6	$Fa=18,470$ PSI
Area Verdadera	$A= Wp/Fa$	$A=0.558$ pulg ² $A<2.23$
Material a usarse: Tubo de 3" de Dia. SCH 40 ASTM A53 Gr B		

4.8.2 Estructura de la Palanca Angular		
Material escogido: 2 vigas canal de 3" x 1 1/2		
Fuerza en el punto A	Ec. 4.2.6. Fig.4.2.2	K=8,561 Lbs.
Fuerza de compresión	Ec. 4.2.1	P= 12,127 Lbs.
Fuerza neta sobre AC	$P_{ac} = P - K$	$P_{ac} = 3,566$ Lbs.
Area de Compresión	$A_1 = P_{ac} / F_a$	$A_1 = 0.210$ pulg ²
Area 2 vigas	$A = 1.76 \times 2$	$A = 3.52$ pulg ² $A > A_1$ correcto
Verificación por deflexión Factor de seguridad	Ec. 4.1.5	$F_s = 1.882$
Esfuerzo axial permisible verdadero	Ec. 4.1.6	$F_a = 16,850$ PSI
Area verdadera	$A = P_{ac} / F_a$	$A = 0.2116$ pulg ² $A < 3.52$ correcto
Material a usarse: 2 vigas canal de 3" x 6" para los tres lados de la Palanca Angular.		
4.8.3 Soporte de la estructura de la Palanca Angular		
Material escogido: Tubo de 3" Dia. SCH 40 d Acero ASTM A53 grado B		
Fuerza de compresión	Ec. 4.2.8 Fig. 4.2.3	$W_s = 4,902$ Lbs.
Esfuerzo admisible	AISI	$F_a = 17,000$ PSI
Area	$A = W_s / F_a$	$A = 0.2884$ Pulg ²
Verificación por deflexión		$e = 25.8$
Relación de esbeltez	$e = kl/r$	$25.8 < 200$ correcto

Factor de seguridad	Ec. 4.1.5	$F_s=1.7435$
Esfuerzo axial permisible verdadero	Ec. 4.1.6	$F_a=20,065$ PSI
Area verdadera	$a= W_s/F_a$	$A=0.2443$ Pulg ² $0.2443 < 2.2$ Pulg ² correcto
Material a usarse: Tubo de 3" Dia. SCH 40 de acero ASTM A53 grado B		
4.8.4 Plancha de soporte de la Palanca Angular		
Resistencia del concreto		$F_{RC}=1,987$ PSI.
Es: fuerza admisible sobre el cemento	$F_p=0.375F_{RC}$	$F_p=745$ PSI
Esfuerzo de fluencia	$F_y=35$ KPSI	
Espesor de la plancha	Ec. 4.2.9	$t=0.4376$
Plancha a usarse: Plancha de acero de 1/2" de espesor		
4.8.5 Ejes de la Palanca Angular		
Eje escogido: De 3" de Dia. SAE 1020 x 10" largo		
Verificación por aplastamiento		
Fuerza resultante en punto A	Ec. 4.3.1 Fig. 4.3.1	$R_H=5,435$ Lbs.
Area de aplastamiento	$A= 3" \times 10"$	$A=30$ pulg ²
Esfuerzo por aplastamiento	$S_a= R_H / A$	$S_a=181$ PS $S_a < 55,000$ PSI OK
Verificación por corte		
Esfuerzo por corte	Ec. 4.3.2	$S_c=769$ $S_c < 55,000$ PSI correcto
Material a usarse: Eje de 3" Dia. x 10" largo SAE 1020		

4.8.6 Ejes de las líneas de tracción a los pozos		
Eje escogido: De 3" Dia. x 8.5" Largo SAE 1020		
Fuerza actuante	Ec. 4.3.3	$F_R=15,002$ Lbs.
Verificación por Aplastamiento Area de Aplastamiento	$A=8.5"x3"$	$A=25.5$
Esfuerzo de Aplastamiento	$S_a=F_R/A$	$S_a=588$ PS $S_a < 55,000$ PSI correcto
Verificación por corte Area	$A=\pi r^2$	$A=7.07F$ Pulg ²
Esfuerzo al corte	$S_c=F_R/A$	$S_c=2,122$ PSI correcto
Material a usarse: Eje de 3" Dia. x 8.5" largo SAE 1020		
4.8.7 Selección de chumaceras en los puntos de Apoyo		
Chumacera en el punto A	API fig. 4.1.2	3.006" Dia. x 9" largo Bronce ASTM BS 84
Chumacera en el punto C	API fig. 4.1.2	3.006" Dia. x 6" largo Bronce ASTM BS 84

4.8.8 Platina accionadora a las líneas de tracción de los pozos adicionales		
Platina escogida: De 3" x 1/2"		
Verificación por tracción		
Fuerza de tracción	Ec. 4.2.5	N=4,511 Lbs.
Área	A= 3" x 1/2"	A=1.5 pulg ²
Esfuerzo de tracción	S= N/A	S=3,007 PSI S<35,000 PSI
4.8.9 Varilla de tracción de los pozos		
Área	A= $\pi \times d^2/4$ d= 5/8"	A=0.3069 pulg ²
Esfuerzo de tensión	S = N/A	S=14,703 PSI S<34,000 PSI correcto
4.8.10 Viga I pase de las platinas de las líneas de tracción		
Material escogido: Viga I de 8 1/4" x 5"		
por deflexión	Ec. 4.7.1	D _{MAX} = 0.012"
Deflexión permisible	D _{PER} =0.1069	D _{PER} >D _{MAX} correcto

4.11 Ventajas del sistema de bombeo múltiple con Palanca Angular

- 1.- El costo de la Unidad de Bombeo Adicional es menor que el de Unidad de Bombeo Convencional.

- 2.- El costo de mantenimiento de la Unidad de Bombeo Adicional del motor y reductor es cero.
- 3.- El costo de Mantenimiento preventivo de la Unidad de Bombeo Adicional es menor que el de la Unidad de Bombeo Convencional.
- 4.- El consumo de Energía diario de la Unidad de Bombeo Adicional es cero.
- 5.- El contrapeso de la Unidad de Bombas Adicional es menor que el de la Unidad Convencional y por lo tanto su costo es menor.

4.12 Desventajas del sistema de bombeo múltiple con palanca Angular

- 1.- La eficiencia volumétrica de la Unidad de Bombeo Adicional es menor que la convencional.
2. Cualquier parada de la Unidad de Bombeo Convencional origina la parada de los dos Unidades Adicionales.

EVALUACION ECONOMICA

5.1 Costo de equipos

De acuerdo con los datos de diseño dados en el capítulo IV los costos de los equipos son los siguientes:

Unidad de Bombeo	I/m 5,918.40
Motor	I/m 5,574.60
Reductor	I/m 8,848.80

Total	I/m 20,341.80

El costo por la compra de 2 Unidades de Bombeo, 2 motores y 2 reductores será:

$$C_1 = 2 \times 20,341.80 = \text{I/m } 40,683.60$$

**5.2 Presupuesto para construcción e instalación de una
Unidad de Bombeo Convencional con el sistema de
Palanca Angular**

Costo de materiales

Descripción	Costo unitario I/m	Cant.	Costo I/m
Viga canac 3x1½"	13.50	20'	270.00
Tubo de 3"SCH 40	2.54	10'	25.40
Tubo de 4"SCH40	15.40	6'	92.40
Plancha de ½"	18.40	10'	184.00
tubo de 2"SCH40	4.02	10'	40.20
Bocina de bronce	26.14	2	52.28
Graceras de ¼"	0.35	3	1.05
Válv. de alivio	0.37	3	1.11
Barra de acer.3"	52.80	4.5'	237.60
Tubo de 4"SCH80	2.93	3'	8.79
Rodaje	42.34	1	42.34
Cemento	4.61	40	184.40
Agregado	3.10	49	151.90
Fierro corrugado	5.10	4	20.40
Barra de acero	56.5	2'-0"	127.13
Total material = I/m			1,437.88

Costo de mano de obra

Dos soldadores (2 días) = 32 Hr-H

Dos Caldereros (2 días) = 32 Hr-H

Dos maquinistas (2 días) = 128 Hr-H

Dos mecánicos (2 días) 32 Hr-H

TOTAL Hr-H - 224 Hr-H

224 Hr-H x 5.40 /Hr-H = I/m 1,209.60

costo mano de obra= I/m 1,209.60

Total - Total de material + costo mano de obra.

Total - I/ m 2,647.48

Otros gastos (10% del total)=I/m 264.75

Costo de la Unidad de Bombeo Adicional (Jack Pump)

Costo de Jack Pump = I/m 3,551.04

Costo de 2 Unidades Jack Pump = I/m 7,102.08

5.3 Costo total de instalación de una unidad de bombeo

Convencional con el sistema de Palanca Angular

Total + otros gastos + costo de las 2 unidades

adicionales = I/m 10,014.31

5.4 Rentabilidad

La Rentabilidad se define como la diferencia entre el costo que se ahorra al comprar 2 Unidades de Bombeo **Adicionales**, Motores, y 2 Reductores, al instalar el nuevo Sistema de Bombeo Múltiple, y el costo total invertido al instalar el mismo.

40,683.60 - 10,014.31 = I/m 30,669.29

CONCLUSIONES

- 1.- La instalación del sistema de Palanca Angular para Bombeo Múltiple de Petróleo significa un ahorro de I/m 31,246.85 por cada instalación que se efectúa. Desde el punto de vista de mantenimiento significa también un ahorro de I/m 91.79, puesto que se deja de efectuar el mantenimiento de dos motores y dos reductores.
- 2.- Operativamente contrapesar las Unidades de Bombeo Adicionales es más sencillo porque una se contrapesa con su oponente.
- 4.- Se incentiva la fabricación de elementos de Unidades de Bombeo en el País, impulsando la Industria Nacional, evitando de ésta manera la fuga de divisas.

BIBLIOGRAFIA

1. H. DUBBEL, "Manual del constructor de Máquinas " tomo I y II Edición Alemana. Editorial Labor 1945 y 5a Edición año 1980.
2. HAROLD A. ROTHBART, "Mechanical Design and Systems Handbook" Editorial Mc Graw-Hill Book Company.
3. SHIGLEY, JOSEPH E. "El Proyecto de Ingeniería Mecánica" Editorial Mc Graw Hill Edición 1976
4. JUAN J. HORI "Esfuerzos y Deformaciones" Lima año 1975
5. AISC "Steel of Construccion " sétima edición
6. API "Specification for Pumping units" Publicación de la API
7. LUFKIN INDUSTRIES INC "Catálogo de Unidades de Bombeo LUFKIN
8. HUGHES TOOL, RIVADAVI S.A. ARGENTINA "Unidades de Bombeo Convencionales, Manual del operador"
9. ACEROS BOEHLER "Catálogo de existencias;
10. ELECTRODOS OERLIKON "Catálogo de Clasificación de Electrodo Oerlikon" año 1982
11. FAG S.A. "Programa estandar FAG catálogo 41510 S.A."
12. CAPECO "Análisis de costos Unitarios por la Construcción Civil"
13. STANDAR API.
14. STANDAR ASTM.
15. STANDAR SAE.
16. STANDAR ASME.