

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA

INCORPORADA A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

MECANIZACION EN EL SISTEMA DE ALIMENTACION EN
UNA GRANJA PORCICOLA.

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICO

P R E S E N T A

EDUARDO SANCHEZ LARA

GUADALAJARA, JALISCO. 1988



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE

| | |
|---|----|
| INTRODUCCION | 1 |
| CAPITULO 1. DETERMINACION DEL AREA TOTAL DE LA GRANJA Y DISEÑO DEL SISTEMA DE RECIBO | |
| 1.1 Alimentación en la engorda | 2 |
| 1.2 Distribución de los corrales | 2 |
| 1.3 Determinación de la secuencia de operaciones | 9 |
| 1.4 Determinación del área de la bodega | 9 |
| 1.5 Sistema de llenado de la bodega | 12 |
| 1.5.1 Selección del elevador de camiones | 14 |
| 1.5.2 Cálculo de la fosa | 15 |
| 1.5.3 Selección del elevador | 16 |
| 1.5.4 Selección de los componentes del elevador | 21 |
| 1.5.5 Cálculo de la capacidad, tensión máxima y potencia del motor del elevador | 23 |
| 1.5.6 Selección del motor y del reductor de velocidad del elevador | 26 |
| 1.5.7 Selección del transportador | 28 |
| 1.5.8 Cálculo de los componentes del transportador de llenado de la bodega | 31 |
| 1.5.9 Selección del motorreductor del transportador de de llenado | 35 |
| 1.5.10 Cálculo de los componentes del transportador de vaciado de la bodega | 35 |
| 1.5.11 Selección del motorreductor de velocidad del transportador de vaciado | 38 |
| CAPITULO 2. DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE TRANSPORTE, SELECCION DEL MOLINO DE MARTILLOS Y DE LA REVOLVEDORA | |
| 2.1 Selección del elevador y sus componentes | 40 |
| 2.1.1 Cálculo de la capacidad, tensión máxima y potencia del motor del elevador | 44 |
| 2.1.2 Selección del motorreductor de velocidad del elevador | 45 |
| 2.2 Selección del molino de martillos | 45 |

| | | |
|--|---|----|
| 2.3 | Selección de la revolvedora | 47 |
| 2.4 | Cálculo de la capacidad y diseño de la tolva alimentadora del molino de martillos | 49 |
| 2.5 | Cálculo de la capacidad y diseño de las tolvas dosificadoras alimentadoras de la tolva-báscula | 58 |
| 2.6 | Selección de la tolva-báscula | 65 |
| CAPITULO 3. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE DE LA REVOLVEDORA A LOS SILOS Y SELECCION DE LOS SILOS | | |
| 3.1 | Selección de los componentes del elevador que alimenta a los silos de los corrales | 68 |
| 3.2 | Cálculo de la capacidad, tensión máxima y potencia del motor del elevador | 70 |
| 3.3 | Selección del motorreductor de velocidad del elevador | 73 |
| 3.4 | Cálculo de la capacidad y selección de los silos de los corrales | 74 |
| 3.5 | Cálculo de los componentes del transportador de alimento de los silos a los corrales | 76 |
| 3.6 | Selección del motorreductor de velocidad de los transportadores de alimento de los silos a los corrales | 82 |
| CAPITULO 4. DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AGUA | | |
| 4.1 | Selección del tipo de bebedero | 83 |
| 4.2 | Ubicación del bebedero | 83 |
| CAPITULO 5. COSTOS | | |
| 5.1 | Costos del equipo | 86 |
| CONCLUSIONES | | 90 |
| BIBLIOGRAFIA | | 91 |

INTRODUCCION

El Ingeniero Mecánico tiene un campo de acción muy amplio en la agricultura y la ganadería, en especial en México, donde la tecnología en esta actividad es reducida y con la que se cuenta a veces es obsoleta. Dentro de la ganadería, la producción de carne porcina es una de las más importantes, ya que las existencias por cabezas a nivel nacional ocupan el segundo lugar, mientras que en la producción de carne en canal ocupan el primer lugar (tabla 1).

| <u>EXISTENCIAS GANADERAS</u> | | | | |
|------------------------------|--------|---------|-------|---------|
| Ganado (miles cbz.) | | | | |
| | Bovino | Porcino | Ovino | Caprino |
| 1981 | 35,689 | 17,562 | 6,567 | 10,004 |
| 1982 | 36,834 | 18,373 | 6,657 | 10,290 |
| 1983 | 37,522 | 19,363 | 6,270 | 9,809 |
| 1984 | 30,374 | 19,393 | 6,120 | 10,981 |
| 1985 | 31,094 | 18,597 | 7,373 | 10,981 |

| <u>PRODUCCION DE CARNE EN CANAL POR ESPECIE GANADERA</u> | | | | |
|--|-----------|-----------|--------|---------|
| (Toneladas) | | | | |
| | Bovino | Porcino | Ovino | Caprino |
| 1981 | 1'143,785 | 1'306,618 | 23,649 | 32,581 |
| 1982 | 1'200,544 | 1'365,414 | 23,748 | 33,719 |
| 1983 | 1'030,167 | 1'485,882 | 22,482 | 32,338 |
| 1984 | 962,820 | 1'455,304 | 21,113 | 31,176 |
| 1985 | 967,286 | 1'357,000 | 25,431 | 35,852 |

Fuente: SARH, Dirección General de Economía Agrícola.

Tabla 1.

El cerdo es considerado como el mejor transformador de los alimentos y sus rendimientos son netamente superiores a cualquiera de las otras especies.

Hecha la selección de la raza, la producción de grasa por el cerdo depende sobre todo de la alimentación, así como del peso y

edad de los animales al sacrificio; la proporción de grasa es del 2 por ciento en los lechones recién nacidos, sube al 21 por ciento en los de 20 kg y alcanza el 42 por ciento en los de 100 kg, disminuyendo la proporción de carne en la misma medida.

EL ENGORDE DEL CERDO

El coeficiente de transformación de alimentos en carne es mucho mayor durante los primeros meses del animal. Cuando el cerdo pasa de 100 kg de peso vivo resulta mucho más caro de producir 1 kg de aumento. Sacrificando los cerdos entre los 70 y 80 kg de peso vivo habremos obtenido un rendimiento de 1 kg de carne por 3 de alimento. Cuanto más tardemos, menos ganaremos. Pero no podemos adelantar demasiado la matanza, porque la calidad de la canal resultaría despreciada y porque el precio de compra del lechón gravita sobre el capítulo de gastos.

El gusto de los consumidores obliga a que la producción porcina estandarice el producto que desea obtener, que en los actuales momentos es el cerdo magro de 75 a 100 kg vivo.

En los cerdos, el aumento de peso vivo diario es mayor cuanto mayor es el peso del cerdo, pero el aumento relativo no es proporcional, sino que va disminuyendo.

El consumo de alimentos es menor en cerdos de menor peso. Además, la cantidad necesaria de alimentos para obtener un aumento de peso vivo de 1 kg, es mayor cuanto mayor el cerdo. Según experiencias realizadas en Argentona (Barcelona) por don Salvador Fabra, sobre cerdos del país cruzados con Large-White, se obtuvieron los resultados mostrados en la tabla 2.

Esta tabla nos muestra que el momento óptimo del sacrificio no está en la zona de los pesos mayores, sino en la de los pesos ligeros.

En general, conviene dar a los animales todo el alimento que puedan consumir y llegar al final en el menor tiempo posible, porque si se les da menos, tardan más tiempo en desarrollarse, consumen una parte de la ración para sostenimiento, es decir, que no produce en ellos aumento alguno de peso. Por lo tanto, cuantos más días se tarde en llegar al peso requerido, más alimento de sostenimiento

(que viene a ser inútil) y mayor número de jornales.

| | | |
|----------------------------------|--------------|-----------|
| De 15 a 20 kg de peso vivo ----- | 2.1 U.A. (+) | |
| De 20 a 30 kg de peso vivo ----- | 2.6 U.A. | |
| De 30 a 40 kg de peso vivo ----- | 3.0 U.A. | |
| De 40 a 50 kg de peso vivo ----- | 3.3 U.A. | Promedio |
| De 50 a 60 kg de peso vivo ----- | 3.5 U.A. | 3.38 U.A. |
| De 60 a 70 kg de peso vivo ----- | 3.7 U.A. | por kg de |
| De 70 a 80 kg de peso vivo ----- | 4.1 U.A. | aumento. |
| De 80 a 90 kg de peso vivo ----- | 4.2 U.A. | |

| | | |
|------------------------------------|----------|-----------|
| De 95 a 100 kg de peso vivo ----- | 4.3 U.A. | |
| De 100 a 110 kg de peso vivo ----- | 4.7 U.A. | Promedio |
| De 110 a 120 kg de peso vivo ----- | 5.1 U.A. | 5.3 U.A. |
| De 120 a 130 kg de peso vivo ----- | 5.5 U.A. | por kg de |
| De 130 a 140 kg de peso vivo ----- | 5.9 U.A. | aumento. |
| De 140 a 150 kg de peso vivo ----- | 6.3 U.A. | |

(+) Se toma como unidad de alimento la Unidad Alimenticia de Nils Hansson (U.A.) equivalente a 1 kg de cebada.

Tabla 2.

Debido a lo explicado anteriormente, el engorde del cerdo se hará hasta los 100 kg, por considerarse el óptimo, tomando en cuenta el costo en la alimentación y la aceptación del cerdo en el mercado.

MÉTODOS DE ALIMENTACION

Los cerdos pueden ser alimentados mediante la distribución manual del alimento o por el método de autoalimentación. Este último sistema ahorra mano de obra y suele producir ganancias de peso más rápidas y económicas que las conseguidas mediante la alimentación manual.

En pruebas llevadas a cabo en la Universidad de Illinois, cerdos de 43 kg de peso aumentaron diariamente 720 g mediante el sistema de autoalimentación, mientras que los alimentados a mano aumentaron solo 645 g. Los cerdos autoalimentados emplearon 4.14 kg de alimento para producir una ganancia en peso de 1 kg, mientras que los alimentados a mano necesitaron para este mismo aumento de 4.25 kg de alimento.

4

La autoalimentación, además, favorece la salubridad y proporciona espacio para almacenar el alimento.

La autoalimentación se utiliza en especial en la engorda del cerdo, debido además del ahorro de mano de obra, a la mejor utilización del alimento y al más rápido aumento de peso. Las puercas para cría no requieren de aumentar de peso, sino que ocupan una cantidad específica de alimento diario. Además, a las puercas para cría en granjas modernas se les pone por separado, lo que una mecanización para una autoalimentación en esta área sería muy costoso sin resultar de mucha utilidad.

Para que la autoalimentación sea costeable en la engorda, se requiere que la producción sea grande, ya que de caso contrario resultaría un ahorro mínimo respecto a la mano de obra, que es uno de los objetivos que se buscan.

Por lo tanto, por lo antes mencionado, el mecanizado para el sistema de alimentación que se muestra a continuación es específicamente para la engorda del cerdo, con una capacidad de la granja de 3,000 cerdos.



AJUSTE DE PRODUCCION

ACEITE
GRASA

INDUSTRIAS ROUX

PRODUCTO ANTICORRUPTANTE
6038 NVA

LOTE No. _____

AJUSTE No. _____

ORDENADO POR Rob. L.

FECHA 23 OCT. 85

HORA _____

MOLDE TITEN (LITRO) - 857.7 Kg (765.8 LIT)

PEROX PENTAHIDRATADO - 9 Kg

NITRATO DE COBRO - 1.8 Kg

METASULFATO DE COBRO - 1.3 Kg

ORTOFOSFATO DE COBRO - 4 Kg

TITEN - 1.8 Kg

AGUA DESTILADA - 18 LIT

PLURONIC - 0.18 Kg (180 gramos)

Antiespumante -

CAPITULO 1

DETERMINACIÓN DEL ÁREA TOTAL DE LA GRANJA Y DISEÑO DEL SISTEMA DE RECIBO

1.1 ALIMENTACIÓN EN LA ENGORDA

El cerdo, cuando se le engorda, requiere de un alimento especial, para de esta manera obtener su más rápido crecimiento con el menor costo posible, el cual varía según el peso del cerdo.

La Unión Ganadera Regional de Porcicultores del Estado de Guanajuato recomienda que la engorda se haga en tres fases, las cuáles se muestran a continuación en la tabla 3:

| Fase | Tipo de alimento | Peso del cerdo (kg) | Duración (días) | Consumo p/cerdo (kg) | Consumo diario p/cerdo (kg) |
|------|-----------------------------|---------------------|-----------------|----------------------|-----------------------------|
| 1 | Iniciador | 12 a 25 | 28 | 32 | 1.1429 |
| 2 | 80% sorgo 20% suplemento | 25 a 60 | 61 | 120 | 1.9672 |
| 3 | 85% sorgo 15% suplemento | 60 a 100 | 50 | 160 | 3.2000 |

Tabla 3.

Como podemos observar, el alimento en la primera fase es iniciador, que es un alimento terminado con 18% de proteínas, cuyos ingredientes principales son granos molidos y harina.

La segunda y tercera fase ocupan además del sorgo, suplemento, que es un alimento concentrado con 36% de proteínas y como ingrediente principal, harina. Cualquiera de estos dos alimentos, esto es, el iniciador y el suplemento, pueden ser comprados en la Unión Ganadera, en Purina o en cualquier fábrica de alimentos porcícolas, y por lo general se venden en sacos de 50 kg cada uno.

1.2 DISTRIBUCION DE LOS CORRALES

La alimentación de los cerdos se hará en tres fases, por lo que dividiremos los cerdos en tres fases, cada una de 1,000 cerdos.

El cerdo requiere de un espacio diferente en cada fase, debido

al tamaño de este; la Unión Ganadera Regional de Porcicultores del Estado de Guanajuato recomienda el espacio por cerdo para cada fase como se ve a continuación (tabla 4):

| Fase | Peso del cerdo (kg) | Espacio por cerdo (m ²) |
|------|---------------------|-------------------------------------|
| 1 | 12 a 25 | 0.5 |
| 2 | 25 a 60 | 1.0 |
| 3 | 60 a 100 | 1.2 |

Tabla 4.

De la tabla anterior observamos que tendremos tres dimensiones de corrales diferentes, una para cada fase. Para las dimensiones de los tres diferentes tipos de corrales se debe tomar en cuenta también el espacio que ocupan los comederos. Se escogieron los comederos marca REX por sus dimensiones y capacidad (Fig. 1). El tipo de comedero para cada fase y sus capacidades se muestran a continuación (tabla 5):

| Fase | Tipo | Capacidad (kg) | Dimensiones (cm) (largo x alto x ancho) | Número de cerdos |
|------|------|----------------|---|------------------|
| 1 | C-4 | 100 | 60 x 60 x 45 | 16 a 20 |
| 2 | L-4 | 500 | 120 x 95 x 65 | 16 a 20 |
| 3 | L-4 | 500 | 120 x 95 x 65 | 16 a 20 |

Tabla 5.

En cada corral se colocarán 19 cerdos, para de esta manera tener un mínimo de corrales. No se recomienda poner más cerdos por corral por cuestiones de higiene. Las dimensiones requeridas de los corrales, tomando en consideración el espacio que ocupa el comedero, se muestran en la tabla 6.

Se recomienda además, por cuestiones de higiene, no tener naves con un número mayor de 500 cerdos por nave. Por lo tanto, dividiremos cada fase en 2 naves, por lo que tendremos un total de 6 naves.

Cada nave constará de 26 corrales, lo que nos dará 52 corrales por fase, para un total de 988 cerdos por fase y una capacidad de la granja de 2,964 cerdos.

| Fase | Area requerida para 19 cerdos (m^2) | Dimensiones del corral (m) |
|------|--|-------------------------------|
| 1 | 9.77 | 2.6 x 4 |
| 2 | 19.78 | 5.0 x 4 |
| 3 | 23.58 | 5.9 x 4 |

Tabla 6.

Las medidas y distribución de las naves y corrales se muestran en la figura 2.

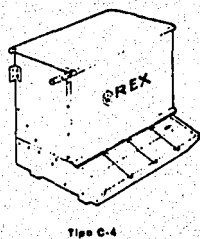
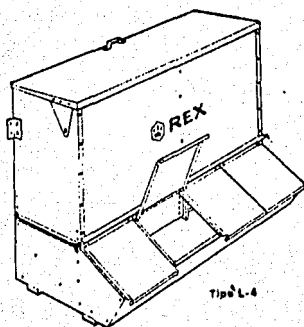
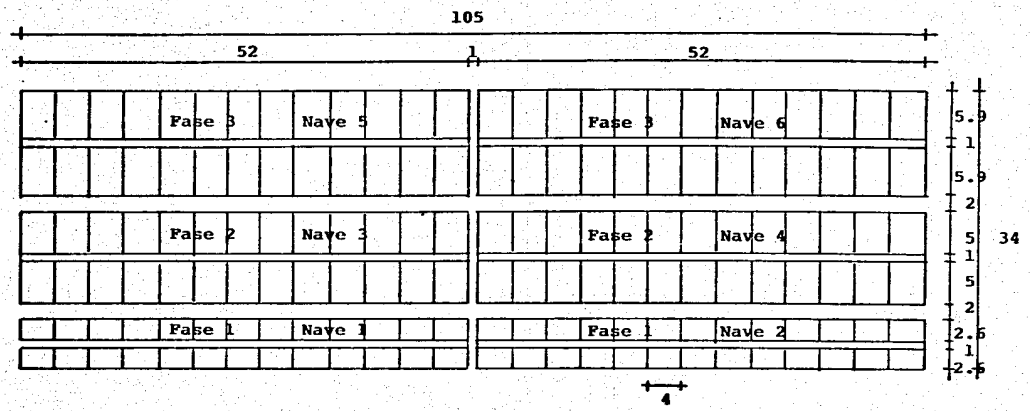


Fig. 1

Fig. 2.



Escala 1:50
Acotaciones : m

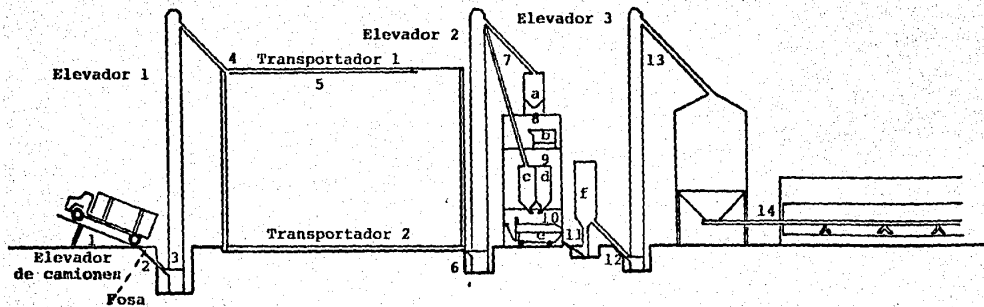
1.3 DETERMINACION DE LA SECUENCIA DE OPERACIONES

Basándonos en la figura 3, a continuación explicaremos los pasos de la secuencia de operaciones:

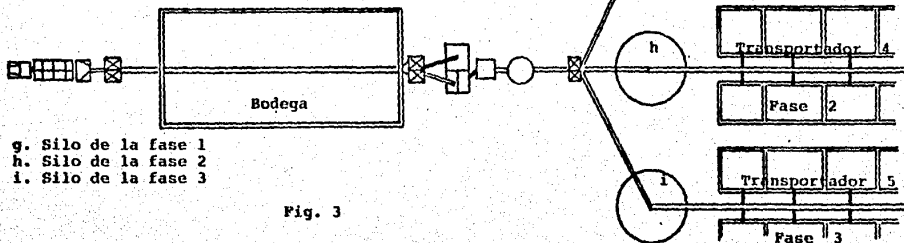
- 1) Llega el camión con sorgo y el elevador de camiones lo descarga;
- 2) El sorgo cae sobre la fosa;
- 3) La fosa a su vez descarga sobre el elevador 1;
- 4) El elevador 1 lo envía hasta el transportador 1;
- 5) El transportador 1 reparte el sorgo dentro de la bodega;
- 6) El transportador 2 saca el sorgo de la bodega y lo envía a el elevador 2;
- 7) El elevador 2 manda el sorgo a la tolva alimentadora del molino de martillos; a su vez, este elevador puede ser cargado para mandar el suplemento a la tolva dosificadora 1, que es una de las que alimenta a la tolva báscula;
- 8) La tolva alimentadora del molino de martillos descarga sobre el molino de martillos, que es el que se encarga de moler el sorgo;
- 9) El molino de martillos descarga sobre la tolva dosificadora 2 el sorgo molido;
- 10) La tolva dosificadora 1, que contiene el suplemento, y la tolva dosificadora 2, que contiene el sorgo molido, descargan sobre la tolva báscula, según la cantidad requerida de sorgo molido y suplemento;
- 11) El alimento es pesado en la tolva-báscula y es enviado después hacia la revolvedora, que se encargará de mezclar el sorgo molido con el suplemento;
- 12) La revolvedora, después de mezclar el alimento, lo envía a el elevador 3;
- 13) El elevador 3 se encarga de enviar el alimento ya preparado a los 3 silos de las 3 fases, por lo que cuenta con 3 salidas;
- 14) Una vez que el alimento se encuentre en su silo correspondiente los transportadores 3, 4 y 5 se encargarán de repartirlo en los comederos de las fases 1, 2 y 3, respectivamente.

1.4 DETERMINACION DEL AREA DE LA BODEGA

Para determinar el área de la bodega necesitamos conocer cual es la capacidad que requerimos de esta. La capacidad la determinamos



- a. Tolva alimentadora del molino de martillos
- b. Molino de martillos
- c. Tolva dosificadora 1
- d. Tolva dosificadora 2
- e. Tolva-báscula
- f. Revolvedora



- g. Silo de la fase 1
- h. Silo de la fase 2
- i. Silo de la fase 3

Fig. 3

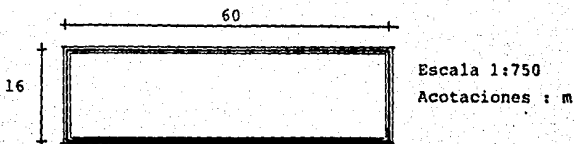
en base a la necesidad que tenemos de sorgo, éste se comprará anualmente, durante el tiempo de cosecha, que es lo que aconsejan los porcicultores, por lo que la bodega se calculará con una capacidad para las necesidades de sorgo durante un año.

De la tabla 3 observamos que solo las fases 2 y 3 requieren de sorgo, por lo tanto, la cantidad que requerimos anualmente, basándonos en dicha tabla, es:

$$\begin{aligned}
 \text{Sorgo} &= (\% \text{ de sorgo de la fase 2})(\text{consumo diario p/cerdo en kg}) \\
 &\quad (1,000 \text{ cerdos})(365 \text{ días}) \quad + \\
 &\quad (\% \text{ de sorgo de la fase 3})(\text{consumo diario p/cerdo en kg}) \\
 &\quad (1,000 \text{ cerdos})(365 \text{ días}) \\
 &= (0.8)(1.9672)(1,000)(365) + (0.85)(3.2)(1,000)(365) \\
 &= 1'567,222 \text{ kg} \\
 &= 1,577 \text{ toneladas métricas (Tm)}
 \end{aligned}$$

Calculamos entonces una bodega con capacidad para 1,600 Tm de sorgo. Para este cálculo tomamos también en cuenta el ángulo de reposo del sorgo, que es de 30° .

La figura 4 nos muestra las dimensiones de la bodega.



Dimensiones de la bodega

Fig. 4

Para la fase 1, como dijimos anteriormente, el alimento es iniciador el cual se compra en costales de 50 kg cada uno. Este alimento no debe estar almacenado durante un largo periodo ya que tiene proteínas que con el tiempo pueden perder sus propiedades; igual pasa con el suplemento que junto con el sorgo forman el alimento de las fases 2 y 3. Así, tanto el iniciador como el suplemento lo adquiriremos semanalmente.

Las cantidades de iniciador y suplemento requeridas semanalmente se muestran a continuación:

$$\begin{aligned} \text{Iniciador} &= (\text{consumo diario p/cerdo})(1,000 \text{ cerdos})(7 \text{ días}) \\ &= (1.1429)(1,000)(7) \\ &= 8,000 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Suplemento} &= (\% \text{ suplemento fase 2})(\text{consumo diario p/cerdo en kg}) \\ &\quad (1,000 \text{ cerdos})(7 \text{ días}) \quad + \\ &\quad (\% \text{ suplemento fase 3})(\text{consumo diario p/cerdo en kg}) \\ &\quad (1,000 \text{ cerdos})(7 \text{ días}) \\ &= (0.2)(1.9672)(1,000)(7) + (0.15)(3.2)(1,000)(7) \\ &= 6,114 \text{ kg} \end{aligned}$$

Por lo tanto, ocuparemos 160 sacos de iniciador (8,000 kg) y 125 sacos de suplemento (6,250 kg), los cuales almacenaremos a un lado de la bodega como se muestra en la figura 5.

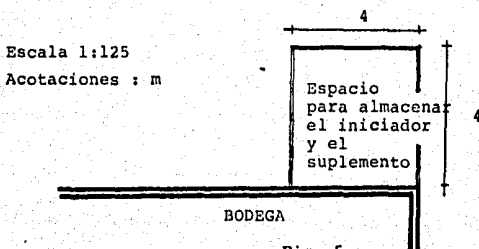


Fig. 5

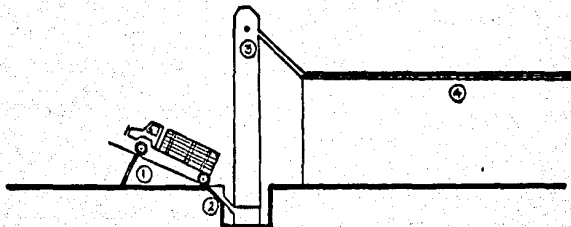
1.5 SISTEMA DE LLENADO DE LA BODEGA

De la secuencia de operaciones (inciso 1.3) podemos ver que para el llenado de la bodega necesitamos de los siguientes elementos:

- 1) Elevador de camiones, que se encarga de vaciar el sorgo del camión;
- 2) Fosa, que es la que recibe el sorgo vertido por el camión;
- 3) Elevador, que vacía la fosa;
- 4) Transportador, que recibe el sorgo del elevador para entregarlo

en la bodega;

En los siguientes puntos diseñaremos y seleccionaremos cada uno de ellos.



Sistema de llenado de la bodega

Fig. 6

1.5.1 SELECCION DEL ELEVADOR DE CAMIONES

Hay varios tipos de elevadores de camiones, pero los más comunes en México son el elevador de cadena y la plataforma elevadora universal; las ventajas de la plataforma sobre el elevador de cadena son las siguientes:

- a) capacidad para levantar cargas más pesadas;
- b) más seguro; en caso de falla, la caída del camión es lenta debida al pistón de elevación con que cuenta, mientras que la caída en el elevador de cadena es directa;

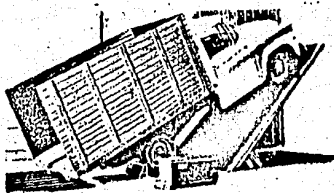
y sus desventajas son:

- a) requiere de una fosa;
- b) más caro.

Por lo anterior mencionado, escogemos la plataforma elevadora universal. Seleccionamos la plataforma fabricada por la Maquinaria Aguila S.A. la cual tiene las siguientes especificaciones:

| | |
|---------------------------------|-------------------------------|
| Modelo ----- | PFL-12 |
| Pistones ----- | 2 de 12.7 cm (5") de diámetro |
| Longitud de la plataforma ----- | 3.65 m (12 pies) |
| Profundidad de la fosa ----- | 33 cm (13") |

| | |
|---|-------------------|
| Altura de la plataforma (abajo) ---- | a ras |
| Angulo de elevación (máximo) ----- | 45° |
| Armazón ----- | acero |
| Plataforma ----- | acero |
| Freno de las ruedas ----- | de dos posiciones |
| Requerimiento de aceite para el hidráulico ----- | 6 gal. (11.6 lt) |
| Motor eléctrico requerido ----- | 3 H.P. |
| Capacidad ----- | 60,000 lb |



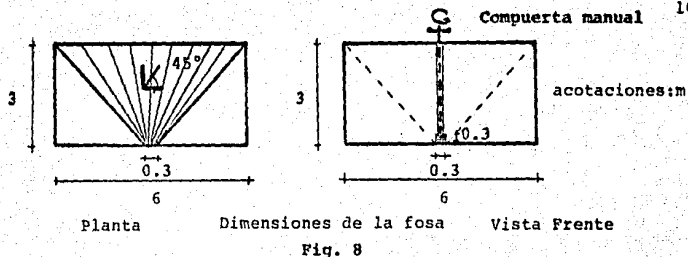
Plataforma elevadora universal

Fig. 7

1.5.2 CALCULO DE LA FOSA

Diseñamos una fosa con una capacidad para 10 toneladas, que es la capacidad aproximada que tiene un camión pequeño. Esta fosa alimenta a el elevador, por lo que debe contar con una compuerta en su descarga para evitar que el elevador se sobrecargue o para que la fosa contenga el sorgo cuando el elevador no esté funcionando. Escogemos un ángulo de 45° de declive para de esta manera hacer que resbale cualquier impureza que pudiera venir junto con el sorgo.

La figura 8 nos muestra las dimensiones de la fosa.



1.5.3 SELECCION DEL ELEVADOR

La elevación de materiales se puede manejar por lo común en forma más económica mediante elevadores de cangilones.

Existen también los elevadores de tornillo o helicoidales, que consisten en un eje de acero sobre el cual está sujeta una espiral, por un borde o nervio, cuyo movimiento rotatorio dentro de un canal, cuyas paredes no roza, provoca el avance del material a lo largo del mismo. El eje va propulsado por un motor mediante engranes o una cadena. Estos transportadores se construyen en secciones o unidades de 2.5 a 4 metros de longitud. El esfuerzo de torsión que sufre el eje puede limitar la longitud del canal de transporte.

Los elevadores de tornillo son compactos, exigen una cámara de carga pequeña y no precisan mecanismo de retorno.

Los elevadores de tornillo se usan para la manipulación de materiales diversos, tales como: granos vegetales, semillas, cenizas, etc. En general materiales que no sean friccionantes.

El consumo de energía de los sinfines y en general, de todos los transportadores que actúan por roscado, puede evaluarse como la suma de las energías necesarias para mover la máquina marchando en vacío, vencer la resistencia de los rozamientos y la exigida para elevar el material a cierta altura.

Por otro lado, los elevadores de cangilones requieren poca energía por kilogramo elevado, en comparación con otros sistemas de elevación de material y son las unidades más sencillas y seguras. Existen en una gama amplia de capacidades y pueden funcionar al aire libre totalmente o encerrados.

Los diferentes tipos de elevador de cangilones son los siguientes:

1. Elevador de cangilones de descarga centrífuga (Fig. 9a). Son los más comunes. Montados sobre banda o cadena, los cangilones se espacian para evitar la interferencia en la carga o la descarga. Este tipo de elevador maneja casi todos los materiales de flujo libre, finos o de terrones pequeños, tales como granos, carbón, arena o productos químicos secos. Los cangilones se cargan parcialmente mediante el material que fluye directamente a ellos y, en parte, al recoger material de la bota, como se muestra en la figura 9e. Las velocidades pueden ser relativamente altas para materiales bastante densos; pero se deben reducir considerablemente para los materiales esponjosos o polvosos, con el fin de evitar la acción del ventilador.

2. Elevador de cangilones de descarga positiva (Fig. 9b). Son esencialmente iguales que las unidades de descarga centrífuga, con excepción de que los cangilones se montan en dos tramos de cadena y se inclinan hacia atrás bajo la rueda dentada principal para su inversión, con el fin de que la descarga sea positiva. Esas unidades se diseñan especialmente para materiales pegajosos o que tienen tendencia a apelmazarse y el impacto ligero de la cadena, asentada sobre la rueda dentada, en combinación con la inversión completa de los cangilones, suele ser suficiente para vaciar por completo los cubos. En casos extremos, se pueden usar golpeadores para sacudir los cangilones en el punto de descarga, con el fin de liberar los materiales pegados. La velocidad de estas unidades es relativamente baja y los cangilones tienen que ser mayores o tener un espaciamiento más estrecho para alcanzar los niveles de capacidad de los elevadores del tipo centrífugo.

3. Elevador de cangilones de descarga continua (Fig. 9c). Se usan en general para los materiales de terrones mayores o los que son demasiado difíciles de manejar con las unidades de descarga centrífuga. Los cangilones están espaciados a distancias cortas, de modo que la parte posterior del cangilón precedente sirve como vertedero de descarga para el que se vacía, al dar la vuelta sobre la polea principal. El espaciamiento estrecho de los cangilones reduce la velocidad a la que debe funcionar el elevador para mantener

capacidades comparables a las del elevador de cangilones de descarga centrífuga. La descarga suave evita la degradación excesiva y hace que este tipo de elevador sea eficiente para manejar materiales esponjosos o de pulverización fina. Las figuras 9f y 9g muestran dos tipos de botas y sus condiciones típicas de carga.

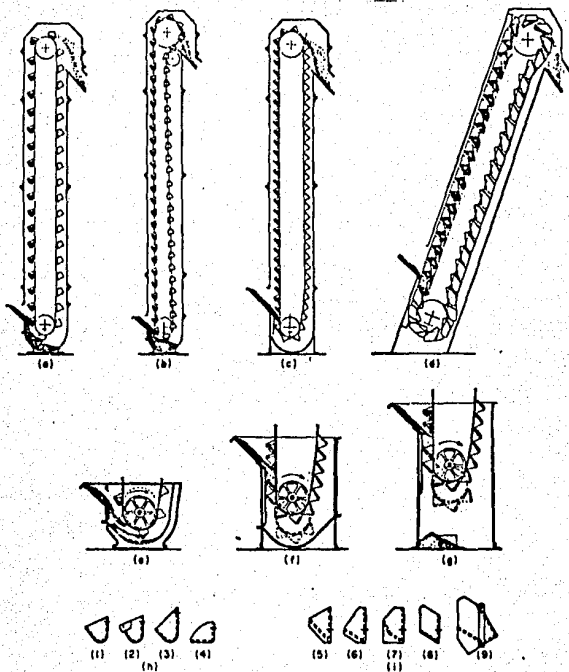
4. Elevador de cangilones de descarga continua de supercapacidad (Fig. 9d). Se diseñan para elevaciones grandes y materiales de terrones grandes. Manejan grandes tonelajes y funcionan por lo común sobre un plano inclinado, para mejorar las condiciones de carga y descarga. Las velocidades de operación son bajas y, debido a las cargas pesadas, la cadena que soporta a los cangilones va habitualmente sobre vías en las corridas de elevación y regreso.

Consideraciones básicas. Hay tres consideraciones básicas involucradas en la selección del elevador y sus componentes:

- a) el material a ser elevado;
- b) la capacidad del elevador - la razón, expresada en toneladas cortas por hora (TPH) o en pies cúbicos por hora (CFH), en la cual el material va a ser elevado;
- c) la distancia entre centros - esta distancia es de la línea de centro del eje motriz (cabeza) a la línea de centro de la contraflecha (bota) - (Fig. 10).

El material a ser elevado es la consideración más importante en la selección y cálculo de los componentes del elevador. Las características del material (tamaño de terrón, grado de abrasividad), determina el tipo de elevador a ser usado, además, éstas son importantes para determinar el tamaño de los componentes del elevador. Los dos tipos de elevadores más utilizados en nuestros días son: el tipo de descarga continua y el tipo de descarga centrífuga. La tabla 7 nos indica las diferencias básicas entre ellos.

La segunda consideración básica para la selección y cálculo de los componentes del elevador es la capacidad de este. Por lo general la capacidad se establece en pies cúbicos por hora (CFH) y puede ser calculado de la siguiente fórmula:



Tipos de elevadores de cangilones y detalles de los cangilones. a) Cangilones espaciados de descarga centrifuga. b) Cangilones espaciados de descarga directa. c) Cangilones continuos de capacidad superior. d) Los cangilones espaciados reciben parte de la carga directamente y parte mediante el arrastre por el fondo. e) Continuos los cangilones se llenan al pasar por el brazo cargador, con la cazoleta de alimentación sobre la rueda posterior. f) Continuos cangilones en caja sin fondo, con registro de limpieza. g) Cangilones espaciados de hierro maleable para descarga centrifuga. h) Cangilones de acero para elevadores de cangilones continuos. (Stephens - Edman's Mfg. Co.)

Fig. 9

$$CFH = \text{Capacidad} = \frac{\text{TPH} \times 2,000}{\text{Densidad del material (lb/pie}^3)} \quad (1)$$

La distancia entre ejes o centros es la tercera consideración y es importante para determinar el tamaño de los componentes del elevador. Mientras que la elevación del material es realmente la máxima distancia a que es elevado, todos los cálculos, incluyendo

tamaño del eje y el requerimiento de los caballos de fuerza (H.P.), se basan en la distancia entre centros.

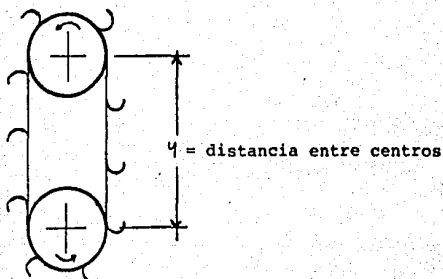


Fig. 10

Por todo lo anterior mencionado, y tomando en cuenta que el material que vamos a elevar es grano, seleccionamos como elevador, el de cangilones de descarga centrifuga.

| Condiciones de aplicación | Descarga centrifuga | Descarga continua |
|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| Descarga principal | Fuerza centrifuga | Gravedad |
| Tamaño de terrón a ser manejado | 2" o menos | 2" a 5" |
| Rango de capacidad | 300 a 4,200 CFH 15 a 200 TPH | 600 a 2,500 CFH 30 a 125 TPH |
| Velocidad típica (FPM) | 250 a 500 | 100 a 250 |
| Máxima temperatura del material | 500°F | 500°F |

Tabla 7

Falta por determinar si usaremos cadena o banda para el elevador. La banda es usada para materiales finos, secos o arenosos y la cadena es mejor para el trabajo duro como la elevación del carbón. Por lo tanto, escogemos el elevador de descarga centrifuga con banda.

VENTAJAS Y LIMITACIONES DEL ELEVADOR DE CANGILONES DE DESCARGA CENTRIFUGA. Este elevador es barato y simple, ocupa poco lugar y no requiere fosas grandes o profundas, además que puede ser instalado fácilmente. Da buen servicio cuando trabaja pocas horas por día, pero para materiales pesados, capacidades grandes y largas horas de servicio es preferible usar una máquina más pesada a velocidades menores, tales como el elevador de descarga continua, de supercapacidad, etc.

1.5.4 SELECCION DE LOS COMPONENTES DEL ELEVADOR

En la selección de los componentes del elevador se siguen 3 pasos:

1. Se determina el tipo de elevador requerido para el material; se determina la densidad del material.
2. Se determina la capacidad y la distancia entre centros para la elevación requerida.
3. En base a lo anterior, se busca en un manual (en nuestro caso en el manual de la Fort Worth-York) las especificaciones de los componentes.

Como se dijo anteriormente, el elevador a utilizar es el elevador de cangilones de descarga centrífuga y la densidad del sorgo es de 650 kg/m^3 (40.6 lb/pie^3).

Un camión grande puede con aproximadamente 20 toneladas de sorgo. Escogemos un elevador que pueda elevar 60 Tm/h , ya que así podremos descargar 3 camiones por hora y llenar la bodega en un mínimo de 4 días con turno de trabajo de 8 horas.

La distancia entre centros, como la figura 11 nos muestra, es de 11.5 m (37.73 pies).

Así, tenemos los siguientes datos:

- Densidad del sorgo = $650 \text{ kg/m}^3 = 40.6 \text{ lb/pie}^3$
- Capacidad requerida = $60 \text{ Tm/h} = 66.15 \text{ TPH (+)}$
- Distancia entre centros = $11.5 \text{ m} = 37.73 \text{ pies}$

(+) La capacidad de los elevadores se especifica con los cangilones cargados al 75%.

Y del manual Fort Worth-York obtenemos las siguientes especificaciones:

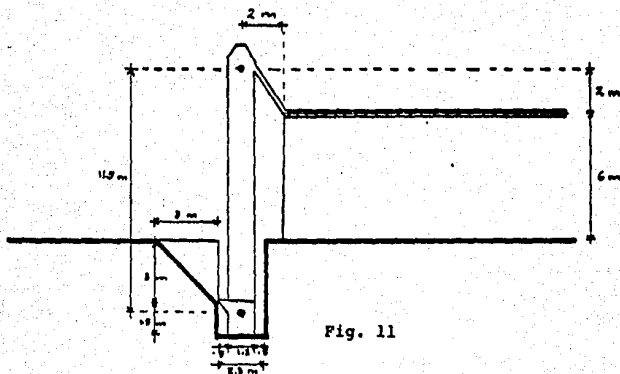


Fig. 11

- Cangilón

Tamaño = 40.6 cm x 20.3 cm (16" x 8")

Capacidad = 8,490 cm³ (0.31 pies³) (+)

Peso por cangilón = 11.43 kg (25.2 lb) (+)

Separación entre cangilones = 45.7 cm (18")

Material = lámina calibre 7 (+)

- Banda

Ancho = 45.7 cm (18")

Peso por pie = 0.51 kg/m (0.345 lb/pie) (*)

Velocidad = 107.59 m/min (353 FPM)

Número mínimo de capas = 2

Longitud = 3.35 m (11 pies) + (2 x distancia entre centros)

= 3.35 + 2 x 11.5

= 26.35 m (87 pies)

- Poleas

Cabeza

Diámetro = 76.2 cm (30")

Diámetro del eje = 7.5 cm (2 15/16")

RPM = 45

Ancho = 48.3 cm (19")

Bota

Diámetro = 76.2 cm (30")

Diámetro del eje = 7.5 cm (2 15/16")

Ancho = 48.3 cm (19")

- Pernos

Tamaño = 0.8 cm x 3.2 cm (5/16" x 1/4")

Cantidad por cangilón = 6

- Caja

Tamaño = 50.8 cm x 129.5 cm (20" x 51")

(+*) Especificaciones obtenidas del manual de la Rexnord Co.

(**) Especificaciones del "Manual de Banda Transportadora y Elevadora" de Gates.

La figura 12 nos muestra las medidas generales del elevador y su cangilón.

1.5.5 CALCULO DE LA CAPACIDAD, TENSION MAXIMA Y POTENCIA DEL MOTOR DEL ELEVADOR

La capacidad en TPH se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$TPH = \frac{0.75(S)(M)}{33.3} \quad (2)$$

Donde:

S = velocidad del elevador (FPM) = 353 FPM;

M = peso del material manejado por pie del elevador (lb/pie);

$$M = \frac{\text{densidad del material} \times \text{capacidad del cangilón}}{\text{Separación entre cangilones (pie)}} \quad (3)$$

Separación entre cangilones (pie)

entonces,

$$M = \frac{(40.6)(0.31)}{(18/12)} = 8.39 \text{ lb/pie}$$

$$TPH = \frac{0.75(353)(8.39)}{33.3} = 66.7 \text{ TPH} = 60.5 \text{ Tm/h}$$

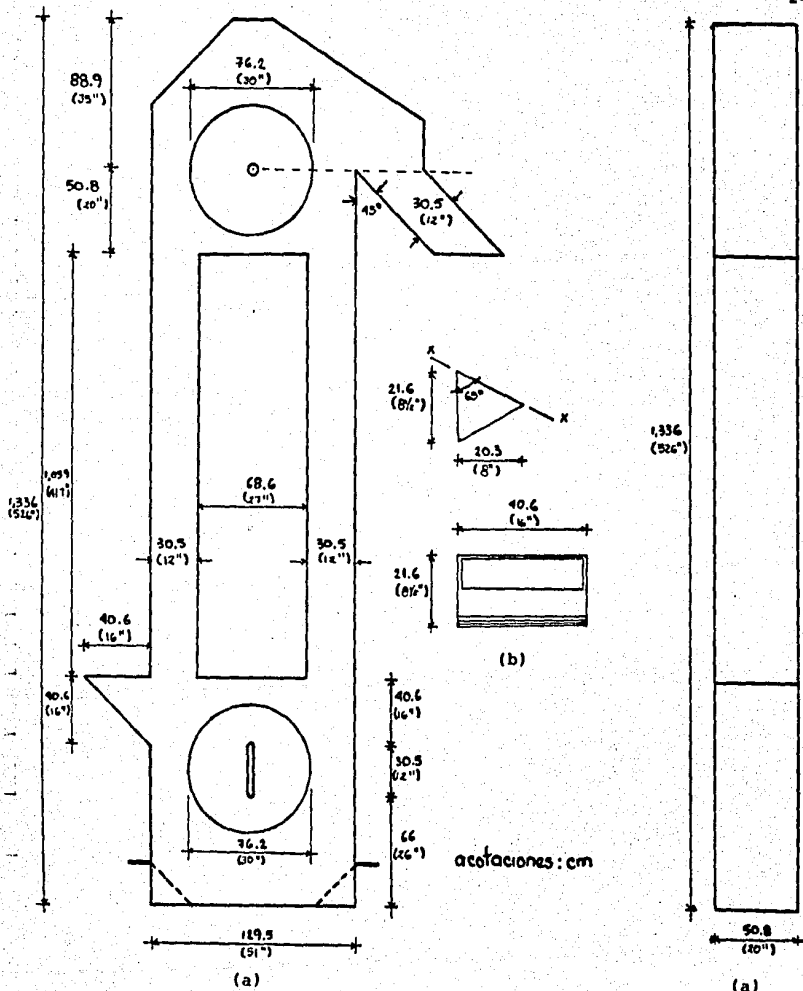
Como se dijo anteriormente, esta capacidad es con los cangilones cargados al 75%.

De la fórmula 1 la capacidad en CFH es:

$$CFH = \frac{TPH \times 2,000}{\text{densidad del material (lb/pie}^3)}$$

$$CFH = \frac{(66.7)(2,000)}{40.6} = 3,285.7$$

40.6



(a) Dimensiones del elevador de cangilones; (b) dimensiones del cangilón.

Fig. 12

TENSION MAXIMA. La tensión máxima se compone de tres partes:

- tensión en la banda debido a su peso (T_B);
- tensión en la banda debido al peso del cangilón (T_b);
- tensión efectiva (T_e) - tensión debida a la suma del peso de la carga, carga de la fuerza de arranque y la fricción en la polea de la bota -.

Por lo tanto, la tensión máxima (T_{max}) es igual a:

$$T_{max} = T_B + T_b + T_e \quad (4)$$

Donde:

$$T_B = BH; \quad (5)$$

$$T_b = \frac{12bH}{s} \quad (6)$$

$$T_e = \frac{12w(H + H_o)}{s} \quad \text{en términos del espaciamiento entre cangilones y la carga de cada cangilón; } (7)$$

$$T_e = \frac{100T(H + H_o)}{3S} \quad \text{en términos de TPH y velocidad de la banda; } (8)$$

Y,

b = peso del cangilón (lb/pie) = 16.6 lb/pie;

B = peso de la banda (lb/pie) = 0.345 lb/pie;

H = distancia entre centros (pie) = 37.73 pies;

H_o = constante usada para representar la fuerza de arranque y la fricción de la polea de la bota = 30; (+)

s = espacio entre cangilones (pulgadas) = 18";

S = velocidad de la banda (FPM) = 353 FPM;

T = carga en la banda (TPH) al 100% = 88.93 TPH;

w = peso de la carga en cada cangilón (lb) = 12.58 lb;

W = ancho de la banda (pulgadas) = 18";

(+) H_o = 30 para elevadores centrífugos.

H_o = 10 para elevadores continuos.

Por lo tanto,

$$T_B = (0.345)(37.73) = 13.02 \text{ lb};$$

$$T_b = \frac{12(16.6)(37.73)}{18} = 417.5 \text{ lb};$$

$$T_e = \frac{12(12.58)(37.73 + 30)}{18} = 568.29 \text{ lb};$$

$$T_e = \frac{100(88.93)(37.73 + 30)}{3(353)} = 568.76 \text{ lb};$$

$$T_{\max} = 13.02 + 417.5 + 568.76 = 999.28 \text{ lb}$$

$$T_{\max} = 999.28 \text{ lb} = 453.18 \text{ kg}$$

POTENCIA DEL MOTOR. La potencia del motor la obtenemos mediante la siguiente fórmula:

$$\text{H.P.} = \frac{(S)(T_e)}{33,000} \quad (9)$$

$$\text{H.P.} = \frac{(353)(568.76)}{33,000} = 6.08 \text{ H.P.}$$

Por lo tanto escogemos el motor inmediato superior, o sea, de 7.5 H.P.

1.5.6 SELECCION DEL MOTOR Y DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD DEL ELEVADOR.

Los motores eléctricos los hay en dos categorías principales: monofásicos y trifásicos.

Los monofásicos los hay de corriente directa y de corriente alterna. La corriente directa no la hay disponible para el uso comercial y los de corriente alterna sólo los hay de un caballaje bajo. Es por estas características que los motores monofásicos no nos sirven para nuestros propósitos, por lo tanto utilizaremos un motor trifásico. Estos motores los hay en 2, 4, 6 y 8 polos..

Los motores trifásicos de 2 polos son de muy altas revoluciones (3,600 RPM), por lo tanto, desde el punto de vista de velocidad, no nos conviene porque hay que reducirlas en una relación muy alta. Esto implicaría utilizar un reductor grande y costoso.

Los motores trifásicos de 4 polos tienen revoluciones un poco altas (1,750 RPM), un consumo de corriente bajo, un índice de eficiencia bastante aceptable y son los más baratos.

Los motores trifásicos de 6 y 8 polos son de bajas revoluciones (del 25% hasta el 50% menor que el de 4 polos). Estos motores desde el punto de vista de velocidad son los más convenientes, sin embargo, son costosos, pesados y con una

eficiencia baja comparada con los anteriores, amén de consumir también mayor cantidad de energía eléctrica.

Del análisis anterior de motores se optó por seleccionar el motor trifásico de 4 polos por ser el más versátil y el que más utiliza la industria.

El motor trifásico recomendado tanto para los elevadores como para los transportadores es el motor trifásico de inducción tipo jaula de ardilla por lo siguiente: comparativamente con los otros tiene un bajo costo por H.P., buen par de arranque y capacidad de sobrecarga, altamente eficiente, resistentes y no requieren de mantenimiento. Este motor puede funcionar en atmósferas que contengan suciedad, humedad o vapores explosivos o corrosivos. Es prácticamente un motor que trabaja a velocidad constante en el sentido que el cambio de la velocidad debido a la cargada no es mayor del 5%.

Para transmitir potencia con una relación mayor a 10 entre el RPM de entrada y el RPM de salida se recomienda usar reductor de velocidad, como es en este caso en que,

$$I = \frac{\text{RPM}_{in}}{\text{RPM}_{out}}$$

$$I = \frac{1,750}{45} = 38.8$$

Hay dos tipos de reductores de velocidad:

1. Reductor tipo corona y sinfín;
2. Reductor tipo tren de engranes.

El primer tipo es más económico por la sencillez del modelo, sin embargo la vida media útil es más baja, su eficiencia es más reducida y el acoplamiento al motor es complicado, debido a que tiene los ejes de entrada y salida en forma perpendicular.

El tipo de tren de engranes tiene la desventaja de ser el más caro, pero su eficiencia es mayor que el de sinfín y corona; tiene también un mayor rango o índice de reducción de velocidad y un tamaño reducido.

Por las ventajas que ofrece el reductor tipo tren de engranes, se le escogió como reductor.

En el mercado se observó que varias marcas como: FALK, RISGA,

SIEMENES, ASEA, RAISA y otras manejan los motorreductores, y de ellas seleccionamos la marca ASEA ya que surte un motorreductor compacto integrado por motor y reductor. Sus especificaciones son las siguientes:

| | |
|----------------------------|---|
| Marca ----- | ASEA tipo MM/UABM |
| Motor ----- | trifásico de inducción tipo jaula de ardilla |
| H.P. ----- | 7.5. |
| Polos ----- | 4 |
| RPM de entrada ----- | 1,750 |
| RPM de salida ----- | 45 |
| Peso con aceite (kg) ----- | 238 |
| Tipo de reductor ----- | tren de engranes |

1.5.7 SELECCION DEL TRANSPORTADOR

El transportador más utilizado para materiales pulverizados o granulares, no corrosivos y no abrasivos, cuando se requiere una capacidad moderada, cuando la distancia no es mayor que 61 m (200 pies) es el transportador de sinfín o espiral.

Este transportador es uno de los tipos de transportadores más antiguos y versátiles. Consiste en un sistema de aspas helicoidales (hélice laminada a partir de una barra plana de acero) o seccionales (secciones individuales cortadas y formadas en hélice, a partir de una placa plana), montadas en una tubería o un eje y que giran en una artesa. La potencia de transporte se debe transmitir a través del eje o la tubería y se ve limitada por el tamaño permisible de sus piezas. Las capacidades de los transportadores de sinfín se limitan en general a aproximadamente $10,000 \text{ pie}^3/\text{h}$ ($283 \text{ m}^3/\text{h}$).

Además de su capacidad de transporte, los transportadores de tornillo sinfín se pueden adaptar a una gran variedad de operaciones de procesamiento. Se puede lograr casi cualquier grado de mezcla con transportadores de tornillo sinfín de aspas cortadas y plegadas o reemplazadas mediante una serie de paletas. El uso de aspas de caucho permite manejar materiales pegajosos. Las unidades de aspas escalonadas o cónicas y de paso variable pueden proporcionar un control excelente para las aplicaciones de alimentación o en

transportadores en los que se requiere un control preciso del índice de desplazamiento. Se usan tornillos de paso corto y aspas doble, que evitan eficientemente la acción de inundación. Además de una gran variedad de diseños de componentes, los transportadores de tornillos sinfín se pueden fabricar en una gran variedad de materiales que van del hierro colado al acero inoxidable.

El uso de tornillos huecos y tuberías para la circulación de fluidos calientes o fríos permite que los transportadores de tornillo sinfín se usan para operaciones de calentamiento, enfriamiento y desecación. Se pueden usar tuberías recubiertas con el mismo fín. Es relativamente fácil sellar un transportador sinfín de la atmósfera exterior, con el fín de que pueda funcionar al aire libre sin protección especial. De hecho se puede sellar en su totalidad para funcionar en su propia atmósfera con una presión positiva o negativa y el tubo se puede aislar para mantener temperaturas internas en regiones de temperaturas ambiente elevadas o bajas. Otra ventaja adicional es el hecho de que se puede diseñar con una descarga por debajo para facilitar la limpieza, con el fín de evitar la contaminación cuando se deban manejar en el mismo sistema materiales diferentes.

Puesto que los transportadores sinfín se hacen por lo común con secciones estándar acopladas, es preciso prestar una atención especial a los esfuerzos de torsión en los acopladores. Los cojinetes de suspensión que sostienen los tramos obstruyen el flujo de los materiales cuando la artesa se carga por encima de su nivel. Así pues, con materiales difíciles, la carga en la artesa se debe mantener por debajo de este nivel o bien utilizar soportes especiales que minimicen la obstrucción. Puesto que los transportadores de tornillo sinfín funcionan a velocidades de rotación relativamente bajas, con frecuencia suele desdiseñarse el hecho de que el borde del tramo exterior puede desplazarse con una velocidad lineal relativamente alta. Esto puede crear un problema de desgaste; si es demasiado intenso, se podrá reducir mediante la utilización de bordes de superficie endurecidas, segmentos desmontables de tramos endurecidos, cubiertas de caucho o aceros con alto contenido de carbón.

El eje suele ser un cilindro hueco de hierro forjado (tubo de

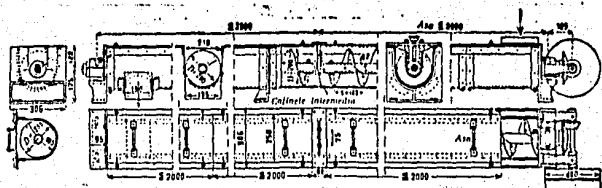


Fig. 14

gas) con gorriones macizos. Sin embargo, para el transporte de mercancías pesadas es preferible el empleo de ejes macizos de hierro forjado o acero. Para soportar el esfuerzo axial se debe fijar el eje a los cojinetes axiales con anillo de retención. Las uniones de los ejes huecos se hacen tal como se indica en la figura 14.

La caja que envuelve al tornillo sinfín y soporta la mercancía es de madera o hierro. Las cajas de fundición o chapa de hierro se adaptan mejor al tornillo sinfín y se conservan más limpias que las de madera.

A la caja van sujetas las tolvas de carga y descarga, que, por lo general, se cierran mediante correderas. La parte superior de la caja se cierra durante el funcionamiento con una tapa atornillada o sujeta con pasadores.

El accionamiento es exterior y, o bien directo con una polea montada sobre el eje del tornillo, o por intermedio de un par de ruedas cónicas.

Las ventajas que tiene sobre otros transportadores son las siguientes:

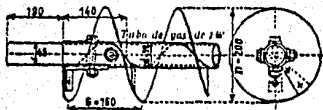
- a) compacto, hermético y a prueba de polvo;
- b) relativamente barato en costo y mantenimiento;
- c) construcción sencilla y de poca altura;
- d) ofrece comodidad para la extracción.

Y sus desventajas son:

- a) consume mucha energía a causa del rozamiento desfavorable que sufre;
- b) para diversas materias se produce una especie de molido, que disminuye el valor de las mismas.

Por lo anterior mencionado escogemos como transportador el tornillo sinfín, tanto para el llenado de la bodega como para cualquier parte del proceso que requiera de un transportador.

La figura 15 nos muestra los componentes del tornillo - eje, cojinetes y tubo -.



El tornillo sinfín o tornillo de Arquímedes consta, en su disposición más corriente de elementos independientes de chapa de 2 a 12 mm de grueso, roblonados y unidos en sus extremos mediante angulares, al eje.

Fig. 15

1.5.8 CALCULO DE LOS COMPONENTES DEL TRANSPORTADOR DE LLENADO DE LA BODEGA

Debido a que el elevador descarga en este transportador, tenemos que calcular este último en base a la capacidad del elevador, ya que de otra manera podemos tener un transportador que se sobrecarga fácilmente o que, en caso contrario, se aprovecha al mínimo de su capacidad.

El elevador de cangilones trabaja a una capacidad promedio del 75%, pero debemos tomar en cuenta que esta puede variar, por lo que debemos considerar que se puede dar el caso en que trabaje a un porcentaje mayor del 75% de su capacidad.

En lo personal consideraré que puede llegar a trabajar hasta un 90% de su capacidad, para evitar cualquier sobrecarga en el transportador, por lo que la capacidad para este transportador será del 90% de la capacidad del elevador calculado anteriormente.

El largo del sinfín, como podemos apreciar en la figura 16, es de 49 m.

Tenemos entonces los siguientes datos:

- Largo del sinfín = 49 m
- Capacidad deseada = 72 Tm/h

CALCULO DEL DIAMETRO.

$$D = 0.45(M/np)^{1/3} \quad (10)$$

Donde:

- M = capacidad de transporte (Tm/h) = 72 Tm/h;
- D = diámetro exterior del sinfín (m) = ?;
- n = número de revoluciones por minuto (RPM) = 134 RPM;
- p = peso específico del material (Tm/m³) = 0.65 Tm/m³;
- (+) Se escogieron 134 RPM, que es una velocidad alta para un sinfín, por considerarse que el sorgo se va a moler posteriormente, por lo que no interesa si el sorgo se muele debido al rozamiento en el sinfín durante el transporte.

y,

$$D = 0.45[72+(134)(0.65)]^{1/3} = 0.42 \text{ m} = 16.62''$$

Las medidas estándares de los tornillos sinfín vienen dadas en pulgadas, por lo que escogemos el diámetro de 16" (0.4064 m).

CALCULO DE LA CAPACIDAD.

Calculamos nuevamente la capacidad, que es la real, en base del diámetro exterior del sinfín, mediante la siguiente fórmula:

$$M = \frac{60nsD^2(Pi)fp}{4} \quad (11)$$

Donde:

- s = paso del tornillo sinfín (m) = 0.8D = 0.325 m;
- f = coeficiente de carga = 0.33 (+).
- (+) f = 0.42 en tornillos sinfín pequeños;
- f = 0.33 en tornillos sinfín grandes.

Por lo tanto,

$$M = \frac{60(134)(0.325)(0.4064)^2(3.1416)(0.33)(0.65)}{4}$$

$$M = 72.73 \text{ Tm/h}$$

CALCULO DE LA DISTANCIA ENTRE COJINETES. La distancia en metros entre cojinetes no debe exceder del valor dado por la relación:

$$e = 2.9(D)^{1/2} \quad (12)$$

$$e = 2.9(0.4064)^{1/2}$$

$$e = 1.84 \text{ m}$$

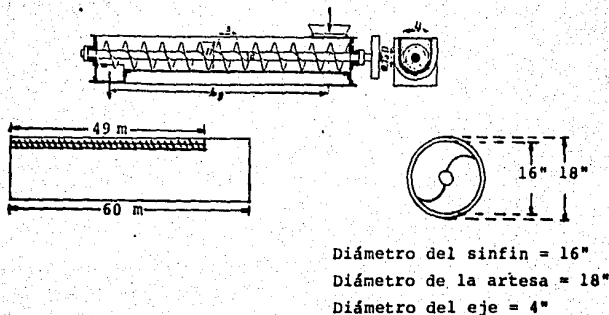


Fig. 16

Por lo que tendremos una separación entre cojinetes de 1.8 m.

DATOS DEL MANUAL FORT WORTH-YORK PARA UN DIAMETRO DE 16":

- espesor de la lámina = 1/8";
- peso por metro = 33 kg/m;
- diámetro del eje = 4".

El eje es hueco de hierro forjado, ya que el material a ser transportado no es pesado.

CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.

La siguiente fórmula nos da los H.P. requeridos para el motor del tornillo sinfín:

$$H.P. = \frac{v}{75e} \left\{ Q_g [L_g G_r + L_g G_r G_s 0.75 (Pi) \frac{D}{s}] (1 + G_a) + Q_f (Pi) \frac{D G_a}{s} \right\} \quad (14)$$

Donde:

H.P. = potencia del motor (H.P.) = ?;

v = velocidad del transportador (m/seg)

$$= \frac{ns}{60} \quad (15)$$

$$= \frac{(134)(0.325)}{60}$$

$$= 0.726 \text{ m/seg;}$$

Q_g = peso contenido en el transportador (kg/m)

$$= \frac{M}{3.6v} \quad (16)$$

$$= \frac{72.73}{(3.6)(0.726)}$$

$$= 27.82 \text{ kg/m;}$$

L_g = longitud del transportador (m)

$$= 49 \text{ m;}$$

G_r = coeficiente de rozamiento de la mercancía sobre la caja

$$= 0.58;$$

G_s = coeficiente de rozamiento de la mercancía sobre las hélices del tornillo

$$= 0.58;$$

G_a = coeficiente de rozamiento en los cojinetes del eje = 0.05

Q_f = peso del transportador en kg por un metro de longitud

$$= 33 \text{ kg/m;}$$

e = eficiencia

$$= 90\%.$$

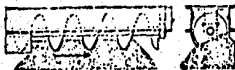
$$\text{H.P.} = \frac{0.726[27.82(49 \times 0.58 + 49 \times 0.58^2 \times 0.75 \times 3.1416 \times 1.25) + 75(0.9)(1 + 0.05) + 33 \times 3.1416 \times 1.25 \times 0.05]}{75(0.9)}$$

$$\text{H.P.} = 24.25$$

La disposición de descarga del transportador de tornillo sinfín la podemos realizar en este caso de dos maneras:

- con aberturas de descarga
- con artesa de fondo abierto (fig. 17)

El primero de los casos nos repartirá el sorgo dentro de la bodega en forma de varios conos invertidos y en el segundo de los casos casos repartirá el sorgo de manera uniforme dentro de la



Artesa de fondo abierto

Fig. 17

bodega, lo que permitirá una mejor utilización de esta, por lo que escogemos como salida del transportador la de artesa de fondo abierto.

1.5.9 SELECCION DEL MOTORREDUCTOR DE VELOCIDAD DEL TRANSPORTADOR DE LLENADO

Debido a que ocupamos 24.25 H.P. escogemos el motor inmediato superior, que es el de 30 H.P.

La relación (I) entre el RPM de entrada y el RPM de salida es de

$$I = \frac{\text{RPM}_{in}}{\text{RPM}_{out}} = \frac{1,750}{134} = 13.1 \text{ (mayor que 10)}$$

por lo que se utilizará un tren de engranes.

Al igual que para el elevador, se escoge un motor de inducción jaula de ardilla con reductor de velocidad tipo tren de engranes de la marca ASEA por lo mencionado en el inciso 1.5.7.

Las especificaciones de este motor son las siguientes:

| | |
|----------------------------|---|
| Marca ----- | ASEA tipo MM/UABM |
| Motor ----- | trifásico de inducción tipo jaula de ardilla |
| H.P. ----- | 30 |
| Polos ----- | 4 |
| RPM de entrada ----- | 1,750 |
| RPM de salida ----- | 134 |
| Peso con aceite (kg) ----- | 346 |
| Tipo de reductor ----- | tren de engranes |

1.5.10 CALCULO DE LOS COMPONENTES DEL TRANSPORTADOR DE VACIADO DE LA BODEGA

Como se dijo anteriormente, usaremos un tornillo sinfín en caso de necesitar un transportador por las ventajas ya mencionadas en el inciso 1.5.7.

Entonces tendremos un tornillo sinfín que se ocupara de vaciar la bodega; este viene ubicado (Fig. 18) al centro de la bodega y a todo lo largo de esta.

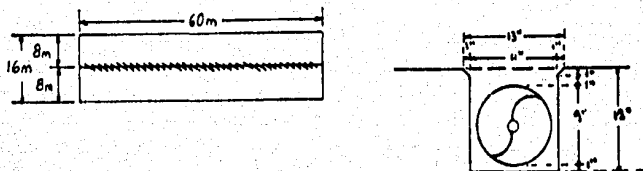


Fig. 18

La capacidad de este transportador no necesita ser grande debido a que, como se puede ver en la secuencia de operaciones, este transportador envía el sorgo a un elevador de cangilones y este a su vez a un molino de martillos el, como se verá adelante, no se requiere de una capacidad grande.

La capacidad del tornillo será de 10 Tm/h.

El largo del sinfín es el del largo de la bodega, que como observamos en la figura 18 es de 60 m.

Tenemos entonces los siguientes datos:

- Largo del sinfín = 60 m
- Capacidad deseada = 10 Tm/h

CALCULO DEL DIAMETRO.

De la fórmula 10:

$$D = 0.45(M/np)^{1/3}$$

Donde:

$$M = 10 \text{ Tm/h}$$

$$D = ?$$

$$n = 106 \text{ RPM}$$

$$p = 0.65 \text{ Tm/m}^3$$

(+) Se escogieron 106 RPM por ser una velocidad alta y ser una velocidad que se encuentra en el mercado

$$D = 0.45[10 + (106 \times 0.65)]^{1/3}$$

$$= 0.2364 \text{ m} = 9.3''$$

Escogemos entonces un tornillo sinfín con diámetro de 9" (0.2286 m).

CALCULO DE LA CAPACIDAD. Con el diámetro exterior del sinfín calculado anteriormente obtenemos la capacidad real. De la fórmula 11:

$$M = \frac{60nsD^2(\text{Pi})fp}{4}$$

Donde:

$$s = 0.8D$$

$$= 0.8(0.2286)$$

$$= 0.1828 \text{ m};$$

$$f = 0.33.$$

$$M = \frac{60(106)(0.1828)(0.2286)^2(3.1416)(0.33)(0.65)}{4}$$

$$M = 10.23 \text{ Tm/h}$$

CALCULO DE LA DISTANCIA ENTRE COJINETES.

De la fórmula 12 obtenemos que:

$$e = 2.9(D)^{1/2}$$

$$= 2.9(0.2286)^{1/2}$$

$$= 1.38 \text{ m}$$

Por lo que tenemos una separación entre cojinetes de 1.3 m.

DATOS DEL MANUAL FORT WORTH-YORK PARA UN DIAMETRO DE 9":

- espesor de la lámina = 1/8";
- peso por metro = 12 kg/m;
- diámetro del eje = 2".

El eje es hueco de hierro forjado, ya que el material a ser transportado no es pesado.

CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.

Utilizamos la fórmula 14 de donde:

$$\text{H.P.} = ?$$

$$v = \frac{ns}{60}$$

$$= \frac{60}{60}$$

$$= \frac{(106)(0.1829)}{60}$$

$$v = 0.323 \text{ m/seg}$$

$$Q_g = \frac{M}{3.6v}$$

$$= \frac{10.23}{3.6(0.323)}$$

$$= 8.79 \text{ kg/m}$$

$$L_g = 60 \text{ m}$$

$$G_r = 0.58$$

$$G_s = 0.58$$

$$G_a = 0.05$$

$$Q_f = 12 \text{ kg/m}$$

$$e = 90\%$$

$$\text{H.P.} = \frac{0.323}{75(0.9)} [8.79(60 \times 0.58 + 60 \times 0.58^2 \times 0.75 \times 3.1416 \times 1.25) + 12 \times 3.1416 \times 1.25 \times 0.05]$$

$$\text{H.P.} = 4.32$$

1.5.11 SELECCION DEL MOTORREDUCTOR DE VELOCIDAD DEL TRANSPORTADOR DE VACIADO

Debido a que necesitamos 4.32 H.P. escogemos el motor con un caballaje inmediato superior, que es el de 5 H.P.

La relación (I) entre el RPM de entrada y el RPM de salida es de

$$I = \frac{\text{RPM}_{in}}{\text{RPM}_{out}}$$

$$= \frac{1,750}{106}$$

$$= 16.5 \text{ (mayor que 10)}$$

por lo que se utilizará un tren de engranes.

Las especificaciones del motorreductor seleccionado son las siguientes:

Marca ----- ASEA tipo MM/UABM
 Motor ----- trifásico de inducción
 tipo jaula de ardilla
 H.P. ----- 5
 Polos ----- 4
 RPM de entrada ----- 1,750

RPM de salida ----- 106
Peso con aceite (kg) ----- 93
Tipo de reductor ----- tren de engranes

CAPITULO 2

DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE TRANSPORTE, SELECCION DEL MOLINO DE MARTILLOS Y DE LA REVOLVEDORA

2.1 SELECCION DEL ELEVADOR Y SUS COMPONENTES

De la secuencia de operaciones observamos que el sinfín de vaciado lleva el sorgo a el elevador 2, el cual además de descargar el sorgo a la tolva alimentadora del molino de martillos, descarga el suplemento en la tolva dosificadora 1. Seleccionamos el elevador de cangilones de descarga centrífuga por las ventajas y características explicadas en el inciso 1.5.3.

Escogemos una capacidad ligeramente mayor para el elevador que la del tornillo sinfín de vaciado para evitar embotellamiento en el proceso; escogemos por lo tanto una capacidad de 12 Tm/h.

La distancia entre centros, como la figura 19 nos muestra, es de 15 m (49.21 pies).

Así, tenemos los siguientes datos:

- Densidad del sorgo = $650 \text{ kg/m}^3 = 40.6 \text{ lb/pie}^3$
- Capacidad requerida = 12 Tm/h = 13.2 TPH
- Distancia entre centros = 15 m = 49.21 pies

(+) La capacidad de los elevadores se especifica con los cangilones cargados al 75%.

Y del manual Fort Worth-York obtenemos las siguientes especificaciones:

- Cangilón

Tamaño = 20.3 cm x 12.7 cm (8" x 5")

Capacidad = $1,981 \text{ cm}^3$ (0.07 pies³) (+)

Peso por cangilón = 2.81 kg (6.2 lb) (+)

Separación entre cangilones = 40.6 cm (16")

Material = lámina calibre 10 (+)

- Banda

Ancho = 22.9 cm (9")

Peso por pie = 0.256 kg/m (0.172 lb/pie) (*)

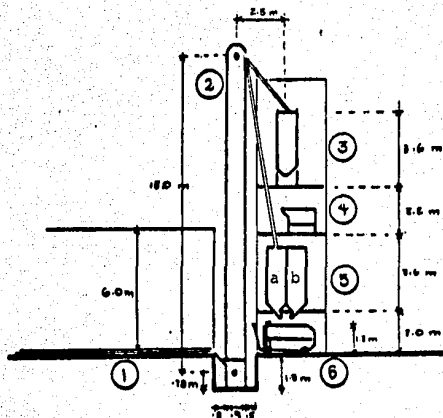
Velocidad = 71.93 m/min (236 FPM)

Número mínimo de capas = 2

Lóngitud = 2.28 m (7.5 pies) + (2 x distancia entre centros)

= 2.28 + 2 x 15

= 32.28 m (106 pies)



- 1) Tornillo sinfín de vaciado;
- 2) Elevador de cangilones;
- 3) Tolva alimentadora del molino de martillos;
- 4) Molino de martillos;
- 5) -a- tolva dosificadora de suplemento,
-b- tolva dosificadora de sorgo molido;
- 6) Tolva-báscula.

Fig. 19

- Poleas

Cabeza

Diámetro = 50.8 cm (20")

Diámetro del eje = 3.6 cm (1 7/16")

RPM = 45

Ancho = 24.1 cm (9 1/2")

Bota

Diámetro = 50.8 cm (20")

Diámetro del eje = 3.6 cm (1 7/16")

Ancho = 24.1 cm (9 1/2")

- Pernos

Tamaño = 0.6 cm x 2.54 cm (1/4" x 1")

Cantidad por cangilón = 3

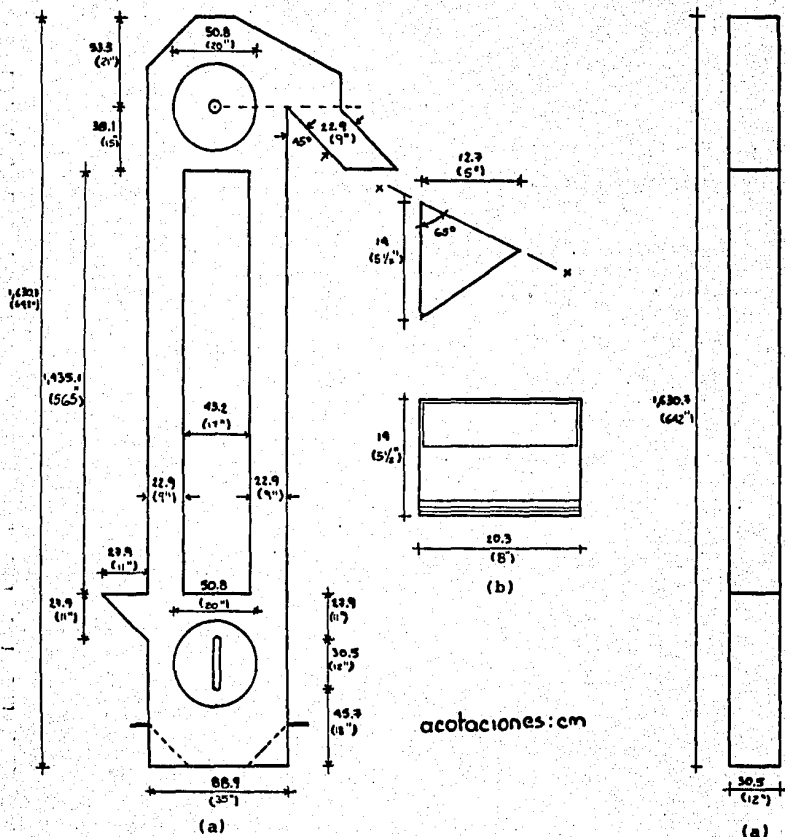
- Caja

Tamaño = 30.5 cm x 88.9 cm (12" x 35")

(+) Especificaciones obtenidas del manual de la Rexnord Co.

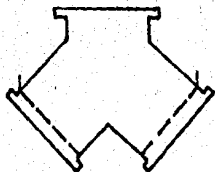
(*) Especificaciones del "Manual de Banda Transportadora y Elevadora" de Gates.

La figura 20 nos muestra las medidas generales del elevador y su cangilón.



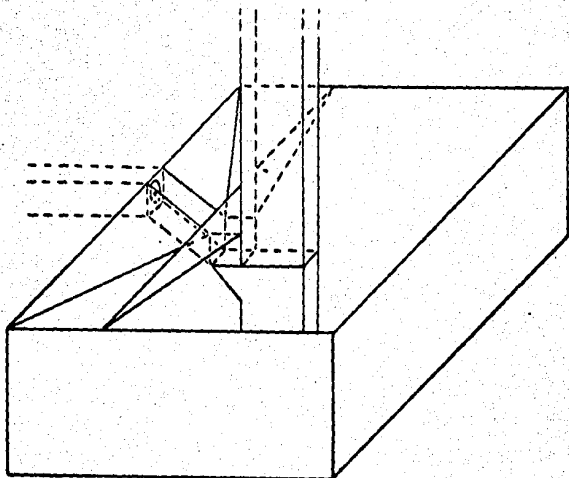
(a) Dimensiones del elevador de cangilones; (b) dimensiones del cangilón.

Fig. 20



Forma de la salida del elevador, que nos permite enviar el material ya sea a la tolva alimentadora del molino de martillos, en el caso del sorgo, o a la tolva alimentadora de la revolvedora (tolva dosificadora 1), en el caso del suplemento.

Fig. 21



En el caso del suplemento éste se carga directamente en la bota por medio de la tolva instalada a nivel piso como muestra esta figura. La tolva es de lámina de acero calibre 14. El suplemento, como se recordará, viene en costales de 50 kg t.

Fig 22

2.1.1 CALCULO DE LA CAPACIDAD, TENSION MAXIMA Y POTENCIA DEL MOTOR DEL ELEVADOR

De la fórmula 2 obtenemos la capacidad:

$$TPH = \frac{0.75(S)(M)}{33.3}$$

Donde:

$$S = 236 \text{ FPM}$$

$$M = \frac{(40.6)(0.07)}{(16/12)} = 2.13 \text{ lb/pie}$$

Y,

$$TPH = \frac{0.75(236)(2.13)}{33.3} = 11.33$$

De la fórmula 1 la capacidad en CFH es:

$$CFH = \frac{TPH \times 2,000}{\text{Densidad del material}} = \frac{(11.33)(2,000)}{40.6} = 558.12$$

TENSION MAXIMA.

De la fórmula 4 tenemos que:

$$T_{\max} = T_B + T_b + T_e$$

Donde:

$$b = 4.6032 \text{ lb/pie}$$

$$B = 0.1725 \text{ lb/pie}$$

$$H = 39.37 \text{ pies}$$

$$H_o = 30$$

$$s = 16''$$

$$S = 236 \text{ FPM}$$

$$T = 15.1 \text{ TPH (al } 100\%)$$

$$w = 2.84 \text{ lb}$$

$$W = 9''$$

Y,

$$T_B = (0.172)(49.21) = 8.49 \text{ lb}$$

$$T_b = \frac{12(4.6032)(49.21)}{16} = 169.89 \text{ lb}$$

$$T_e = \frac{12(2.842)(49.21 + 30)}{16} = 168.84 \text{ lb}$$

$$T_e = \frac{100(15.1)(49.21 + 30)}{3(236)} = 168.93 \text{ lb}$$

así,

$$T_{\max} = 8.49 + 169.89 + 168.93 = 347.31 \text{ lb}$$

$$T_{\max} = 347.31 \text{ lb} = 157.51 \text{ kg}$$

POTENCIA DEL MOTOR.

De la fórmula 9 tenemos que:

$$\text{H.P.} = \frac{(S)(T_e)}{33,000}$$

$$\text{H.P.} = \frac{(236)(168.93)}{33,000} = 1.2$$

2.1.2 SELECCION DEL MOTORREDUCTOR DE VELOCIDAD DEL ELEVADOR

Por las mismas razones mencionadas en el inciso 1.5.6 escogemos un motor trifásico de inducción tipo jaula de ardilla.

Ocupamos 1.2 H.P. por lo que escogemos un motor de 1.5 H.P.

La relación (I) entre las RPM de entrada y salida es de:

$$I = \frac{1,750}{45} = 38.8 \text{ (mayor que 10)}$$

45

Así, escogemos un reductor tipo tren de engranes por las razones también mencionadas en el inciso 1.5.6.

Seleccionamos un motor marca ASEA con las siguientes especificaciones:

| | |
|----------------------------|---|
| Marca ----- | ASEA tipo MM/UABM |
| Motor ----- | trifásico de inducción tipo jaula de ardilla |
| H.P. ----- | 1.5 |
| Polos ----- | 4 |
| RPM de entrada ----- | 1,750 |
| RPM de salida ----- | 45 |
| Peso con aceite (kg) ----- | 33 |
| Tipo de reductor ----- | tren de engranes |

2.2 SELECCION DEL MOLINO DE MARTILLOS

Cada cuarto día se preparará el alimento, pero un día se hará al 15% (alimento para la fase 3) y otro al 20% (alimento para la fase 2), por ejemplo, el lunes se hará el alimento para la fase 2, el martes para la fase 3, el miércoles no se elabora ninguno, el jueves nuevamente el de la fase 2, viernes el de la fase 3 y así

sucesivamente. Hay que recordar que el alimento para la fase 1 es un alimento que se compra ya elaborado, por lo que no requiere de ningún proceso mas que el de ensilado y entrega a los comederos.

La capacidad se calculará en base a el alimento que más ocupa sorgo, que es el que se va a moler.

Requerimiento de sorgo al 20% (fase 2) para 3 días

$$\begin{aligned} 20\% &= (\text{consumo diario p/cerdo})(\text{cantidad de cerdos})(3 \text{ días})(\% \text{ de sorgo}) \\ &= (1.9672)(1,000)(3)(0.8) \\ &= 4,721 \text{ kg} = 4.7 \text{ Tm} \end{aligned}$$

Requerimiento de sorgo al 15% (fase 3) para 3 días

$$\begin{aligned} 15\% &= (\text{consumo diario p/cerdo})(\text{cantidad de cerdos})(3 \text{ días})(\% \text{ de sorgo}) \\ &= (3.2)(1,000)(3)(0.85) \\ &= 8,160 \text{ kg} = 8.16 \text{ Tm} \end{aligned}$$

Por lo tanto, para la capacidad del molino de martillos nos basamos en el alimento al 15%.

Si tomamos un turno de 8 horas al día quiere decir que se necesita un molino de martillos con capacidad para moler de:

$$\text{Capacidad teórica } (C_T) = \frac{8,160 \text{ kg}}{8 \text{ h}} = 1,020 \text{ kg/h}$$

$$\text{Capacidad de diseño } (C_D) = \frac{C_T}{0.85} = \frac{1,020}{0.85} = 1,200 \text{ kg/h}$$

donde 0.85 es el factor debido a la mal eficiencia de trabajo de todos los sistemas recomendado por la MICLE INDUSTRIAL, SA de CV.

Las capacidades más comunes en el mercado dentro de este rango son:

| Capacidad | Capacidad en un turno de 8 horas |
|------------|----------------------------------|
| 1,000 kg/h | 8 Tm |
| 1,250 kg/h | 10 Tm |
| 2,500 kg/h | 20 Tm |

Por lo tanto, escogemos un molino de martillos con capacidad de 1,250 kg/h.

Escogemos el molino de martillos que fabrica la Maquinaria Aguila S.A. ya que cumple con los requerimientos de capacidad que se solicitan.

Las especificaciones del molino de martillos son las siguientes;

| | |
|---------------------------------------|------------------------|
| Marca ----- | Maquinaria Aguila S.A. |
| Modelo ----- | 375 |
| Capacidad ----- | 1,250 kg/m |
| H.P. recomendado ----- | 10 a 15 |
| Abertura del alimentador (cm) ----- | 27 x 23 |
| Area de la criba ----- | 2,419 cm ² |
| Diámetro del rotor ----- | 61 cm |
| RPM ----- | 2,200/2,400 |
| Polea estándar (cm) ----- | 11.5 x 18 |
| Brazos ----- | 12 |
| Martillos reversibles doble filo ---- | 24 |
| Flecha del rotor ----- | 4.4 cm |
| (acero de aleación) | |
| Altura total ----- | 2.10 cm |
| Longitud del molino ----- | 1.78 m |
| Ancho total ----- | 0.86 m |
| Tamaño soplador (cm) ----- | 53 x 13 |
| Peso del molino ----- | 219 kg |

2.3 SELECCION DE LA REVOLVEDORA

Para obtener la capacidad de la revolvedora tomamos como base el tipo de alimento que más se requiere a ser mezclado en 1 día.

Requerimiento de alimento al 20% (fase 2) para 3 días

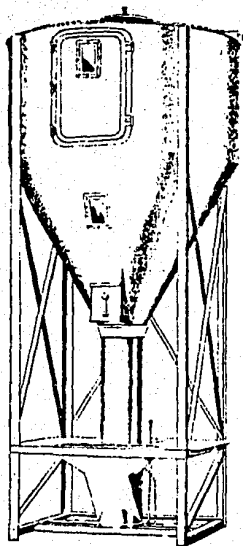
$$\begin{aligned}
 20\% &= (\text{consumo diario p/cerdo})(\text{cantidad de cerdos})(3 \text{ días}) \\
 &= (1.9672)(1,000)(3) \\
 &= 5,902 \text{ kg} = 5.9 \text{ Tm}
 \end{aligned}$$

Requerimiento de alimento al 15% (fase 3) para 3 días

$$\begin{aligned}
 15\% &= (\text{consumo diario p/cerdo})(\text{cantidad de cerdos})(3 \text{ días}) \\
 &= (3.2)(1,000)(3) \\
 &= 9,600 \text{ kg} = 9.6 \text{ Tm}
 \end{aligned}$$

Nos basamos entonces en el alimento al 15% y la capacidad que se ocupa será de:

$$\begin{aligned}
 \text{Capacidad teórica } (C_T) &= \frac{9.6 \text{ Tm}}{1 \text{ día}} = 9.6 \text{ Tm/día} \\
 &1 \text{ día}
 \end{aligned}$$



Revolvedora vertical

Fig. 23

$$\text{Capacidad de diseño } (C_D) = C_T + 0.85$$

$$C_D = \frac{9.6}{0.85} = 11.29 \text{ Tm/día}$$

siendo 0.85 el factor debido a la mal eficiencia de trabajo de todos los sistemas recomendado por la MICLE INDUSTRIAL, S.A. de C.V.

Se encuentran en el mercado dos tipos de revolvedora: la horizontal y la vertical. La mezcladora horizontal tiene la ventaja de una mayor rapidez de carga y descarga, pero su precio es mucho más elevado que la vertical. La mezcladora vertical es más económica, pero más lenta; el tiempo total de carga, revoltura y descarga es de aproximadamente 30 minutos.

Las capacidades más comunes en el mercado para la revolvedora dentro de este rango son:

| Revolvedora vertical | Duración total de carga descarga y mezclado | Mezclado total en 8 h |
|----------------------|--|--------------------------|
| Capacidad | | |
| ½ Tm | 30 min | 8 Tm |
| 1 Tm | 30 min | 16 Tm |

por lo tanto, escogemos una revolvedora vertical con una capacidad de 1 Tm, que aunque más lenta como se dijo anteriormente es mucho más económica que la horizontal, y que como podemos ver cubre fácilmente el requerimiento de 11.29 Tm/día.

Elegimos la revolvedora que fabrica la Maquinaria Aguila S.A. por cumplir con los requerimientos de capacidad y por su economía. Su construcción es en lámina de acero soldada y estructura en fierro ángulo, con una hélice vertical balanceada y apoyada en baleros,

tolva de descarga empotrada en el piso y dos salidas para su descarga.

Las especificaciones de la revolvedora son las siguientes:

| | |
|---|------------------------|
| Marca ----- | Maquinaria Aguila S.A. |
| Modelo ----- | 1,000 |
| H.P. requeridos ----- | 5 |
| RPM ----- | 240 |
| Diámetro poleas (pulgadas) ----- | 18 |
| Capacidad de mezcla en 10 min ----- | 1 Tm |
| Tolva de alimentación ----- | nivel piso |
| Bandas requeridas y tipo ----- | 2 Sec. B |
| Número de Bandas ----- | 2 |
| Cupo en m ³ ----- | 2.60 |
| Diámetro helicoidal ----- | 25 cm |
| Espacio en el piso (cm) ----- | 1.10 x 1.10 |
| Altura total (m) ----- | 3.40 |
| Diámetro (m) ----- | 1.50 |
| Peso (kg) ----- | 425 |
| Volumen que ocupa (m ³) ----- | 6.70 |

2.4 CALCULO DE LA CAPACIDAD Y DISEÑO DE LA TOLVA ALIMENTADORA DEL MOLINO DE MARTILLOS

Como podemos observar de la secuencia de operaciones (inciso 1.3) el elevador de cangilones encargado de sacar el sorgo de la bodega - elevador 2 - depositará el sorgo en una tolva que será la que alimentará al molino de martillos.

La máxima cantidad a moler en un día es de 8.16 Tm por lo que podemos escoger una tolva menor que esta capacidad y llenarla dos veces en el día que se requiera.

Por comodidad escogemos una capacidad de 6 Tm para no esperar a que ésta esté vacía en el caso del alimento al 15% para volverla a llenar, y en el caso del alimento al 20% sobrepasa la necesidad que es de 4.7 Tm.

CAPACIDAD DE LA TOLVA. El tamaño y capacidad de la tolva se escogió en base a ciertas condiciones:

1. Capacidad del molino de martillos

2. Forma de llenado de la tolva

Se sabe que para un cuerpo en forma de prisma truncado el volumen es:

$$V = \frac{1}{3}H[A_1 + A_2 + (A_1A_2)^{1/2}]$$

Donde:

H = altura del prisma

A_1 = área de la cara inferior del prisma

A_2 = área de la cara superior del prisma

V = volumen

Si queremos la tolva con una capacidad para 6,000 kg y la densidad del sorgo es de 650 kg/m^3 tenemos que:

$$\text{densidad} = \frac{\text{peso}}{\text{volumen}}$$

$$\text{volumen} = \frac{\text{peso}}{\text{densidad}} = \frac{6,000}{650} = 9.23 \text{ m}^3$$

En base a este volumen obtenemos una tolva con las dimensiones mostradas en la figura 24.

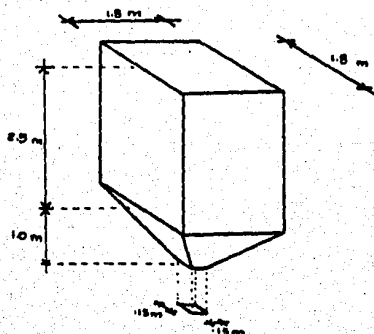


Fig. 24

$$V_{\text{total}} = \frac{H}{3} [A_1 + A_2 + (A_1 A_2)^{\frac{1}{2}}] + A_1 h$$

$$V_{\text{total}} = (1.8)^2 (2.5) + \frac{1}{3} [1.8^2 + \{(1.8)^2 (0.15)^2\}^{\frac{1}{2}} + 0.15^2]$$

$$V_{\text{total}} = 9.27 \text{ m}^3$$

CALCULO DEL ESPESOR DE LA LAMINA.

Tenemos los siguientes datos:

h = altura de la tolva = 3.5 m

w = peso del sorgo por m^3 = 650 kg

r = ángulo de reposo del sorgo = 30°

No hay sobrecarga.

Usando la fórmula de Rankine para rellenos, la presión máxima en el fondo de la tolva será:

$$p = \frac{whl - \text{sen}(r)}{1 + \text{sen}(r)} \quad (17)$$

$$p = (650)(3.5)(0.33) = 758 \text{ kg por pie de ancho}$$

La figura 25, que representa a escala la sección transversal de la tolva, muestra claramente el método usado para determinar las presiones y fuerzas en los lados de la tolva.

Peso del sorgo en el triángulo ABC

$$= \frac{3.5 \times 650 \times 2.8875}{2} = 3,285 \text{ kg}$$

$$\text{Presión de Rankine } P = \frac{758.3 \times 3.5}{2} = 1,327 \text{ kg}$$

$$\text{Resultante } R = (3,285^2 + 1,327^2)^{\frac{1}{2}} = 3,543 \text{ kg}$$

Presión normal a la placa inclinada $N = 2,375 \text{ kg}$

Distancia A a C = 4.54 m

Longitud de la placa inclinada = 1.29 m

Por lo tanto, la presión máxima en la boca paralela a la resultante $R = \frac{3,543 \times 2}{4.54} = 1,561 \text{ kg}$

y la presión normal al lado de la tolva

$$= \frac{2,375 \times 2}{4.54} = 1,046 \text{ kg}$$

Presiones en la parte superior de la placa inclinada:

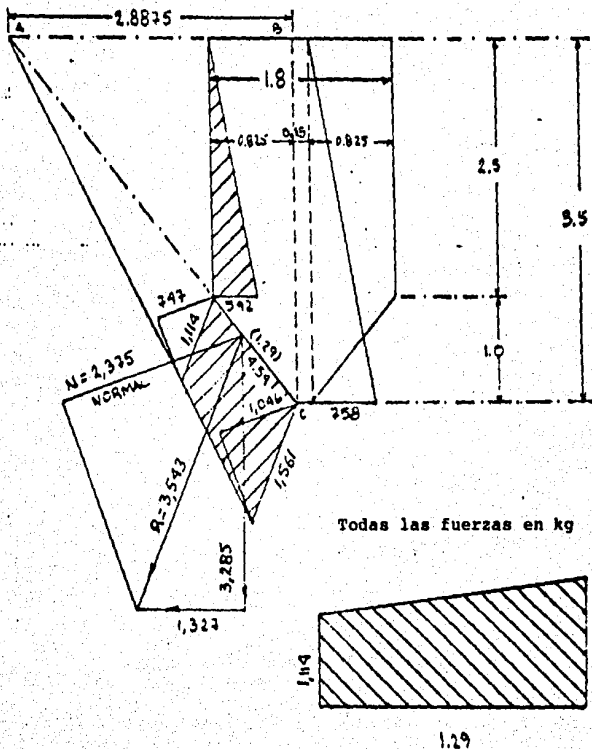


Fig. 25

$$\text{Paralela a R} = \frac{1,561 \times 3.24}{4.54} = 1,114 \text{ kg}$$

$$\text{Normal al lado} = 747 \text{ kg}$$

Pero $R = 3,543$ kg representa la cantidad de presión en el triángulo de base AC y se debe reducir a la cantidad adentro del trapezoide asiurado mostrado en la figura 25.

Centro de gravedad del trapezoide

$$\frac{1,114 + 3,122 \times 1.29}{1,114 + 1,561} = 0.68 \text{ m desde arriba}$$

o bien,

$$\frac{747 + 2,092 \times 1.29}{747 + 1,046} = 0.68 \text{ m desde arriba}$$

Ahora la R_1 máxima (ver figura 26)

$$= \frac{(1,114 + 1,561) \times 1.29}{2} = 1,725 \text{ kg}$$

y los cortantes son

$$R^B \text{ abajo} = \frac{1,725 \times 0.68}{1.29} = 909 \text{ kg}$$

$$R^T \text{ arriba} = 1,725 - 909 = 816 \text{ kg}$$

La cantidad de sorgo sobre la boca de 0.15 m de ancho se debe agregar al diagrama y es igual a $3.5 \times 0.15 \times 650 = 341 \text{ kg}$ (ver Fig. 26).

La presión horizontal en los lados verticales de la tolva (Rankine) se debe calcular.

A la profundidad de 2.5 m, $P = \frac{542 \times 2.5}{2} = 678 \text{ kg}$, siendo

los cortantes 226 y 452 kg.

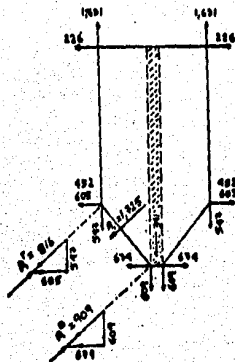


Fig. 26

La figura 27 representa, a escala, la planta del nivel inferior de la tolva mostrando las fuerzas que actúan en los lados de la tolva a este nivel.

La figura 28 representa, a escala, la planta del nivel superior de la tolva mostrando las fuerzas que actúan en los lados de la tolva a este nivel.

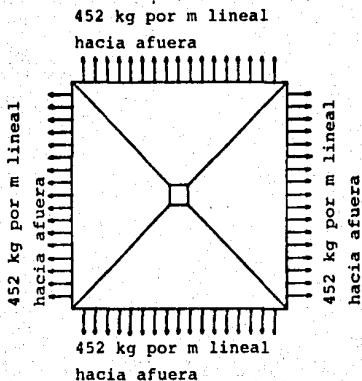


Fig. 27

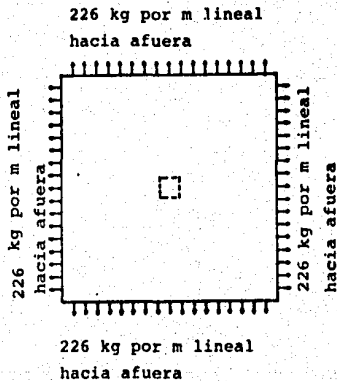


Fig. 28

El punto crítico será en el fondo de la tolva ya que en esta, la longitud del lado es de solo 15 cm. La presión máxima ejercida sobre este lado será la de la resultante (R_1 , de la figura 26).

Usaremos lámina de acero A-36 según normas de la ASTM, debido a que es un material fácil de encontrar en el mercado, resistente, de buen precio, además de ser el que utilizan muchos fabricantes de tolvas.

Así, si consideramos que el acero A-36 tiene una resistencia de $1,265 \text{ kg/cm}^2$ (f_s) tenemos que:

$$\text{cm}^2 = \frac{1,725 \text{ kg}}{1,265 \text{ kg/cm}^2} = 1.36$$

por lo que,

$$\text{espesor} = \frac{1.36 \text{ cm}^2}{15 \text{ cm}} = 0.09 \text{ cm} = 0.9 \text{ mm}$$

Duplicamos el espesor por factores tales como son la corrosión y la oxidación por lo que el espesor será de 1.81 mm que equivale a una lámina calibre 14 de 1.90 mm de espesor y 14.3 kg/m² de peso.

DISEÑO Y CALCULO DE LOS SOPORTES DE LA TOLVA. La tolva constará de 8 paredes principales:

4 paredes del depósito, con área de 18 m²

4 paredes de la tolva, con área de 5.08 m²

Tomando en consideración el peso de la lámina calibre 14 que es de 14.3 kg/m² tenemos que el peso de las paredes es de 330 kg por lo que redondeamos el peso en 400 kg.

La tolva se soportará en 4 columnas, soldadas a la tolva y atornilladas a la plataforma sostén.

Para diseñar las columnas, es necesario conocer las cargas máximas,

$$W_{\text{máximo}} = W_{\text{tolva}} + (2)W_{\text{sorgo}} = 400 + 2 \times 6,000 = 12,400 \text{ kg}$$

Donde 2 es el factor de carga que recomienda Aceros Monterrey por cargas de impacto.

Por lo tanto, el peso sobre cada columna será de 12,400 ÷ 4 = 3,100 kg.

Usaremos como soporte un ángulo APS de acero A-36 de lados iguales de perfil estándar debido a la forma de la tolva y que es además el que recomiendan los fabricantes tales como la Maquinaria Aguila S.A. y MICLE INDUSTRIAL, S.A. de C.V.

Las especificaciones del acero A-36 según normas de la ASTM son:

- E = módulo de Young = 2.1 x 10⁶ kg/cm²;
- S_y = límite elástico mínimo aparente o esfuerzo en el punto de cedencia o fluencia = 2,531 kg/cm²;
- L = longitud de la columna = 110 cm.

Ya que tanto el área A como el radio de giro r no son

conocidos, y no se puede establecer una relación conveniente entre ambos, la selección del perfil tiene que hacerse por ensayo y error. Los pasos son:

1. suponga un esfuerzo de trabajo;
2. calcule el área requerida;
3. seleccione el ángulo más ligero según área calculada en el punto 2.
4. para este perfil, calcule la carga admisible según las especificaciones de las columnas.

Si esta carga es igual (o ligeramente mayor que) la carga aplicada, el perfil seleccionado es el adecuado. Si la carga admisible es menor que la aplicada, debe buscarse un perfil más robusto y repetirse el procedimiento. Una recomendación es que se suponga un esfuerzo de trabajo inicial del 80% del esfuerzo para $L + r = 0$, determinando de las especificaciones para columnas.

Para el acero A-36 con $S_y = 2,531 \text{ kg/cm}^2$, la relación de esbeltez, según el AISC (American Institute of Steel Construction) es:

$$\text{Relación de esbeltez } (C_C) = [2(\text{Pi})^2 E + S_y]^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

$$C_C = \frac{[2(\text{Pi})^2 (2.1 \times 10^6)]^{\frac{1}{2}}}{(2,531)^{\frac{1}{2}}} = 127.97$$

$$C_C = 128$$

Para columnas de longitud efectiva L_e y radio de giro mínimo r , el AISC especifica que para L_e/r mayor que C_C , el esfuerzo de trabajo (S_T) está dado por

$$S_T = \frac{12(\text{Pi})^2 E}{23(L_e/r)^2} \quad (19)$$

y

$$L_e = KL \quad (20)$$

Para L_e/r menor que C_C , el AISC especifica la fórmula parabólica

$$S_T = \left| 1 - \frac{(L_e/r)^2}{2C_C^2} \right| \frac{S_y}{FS} \quad (21)$$

donde el factor de seguridad (FS) está dado por

Area sección transversal = 2.79 cm^2

Radio de giro = 0.97 cm

Espesor = $3/16''$ (4.8 mm)

Peso por metro = 2.20 kg/m

2.5 CALCULO DE LA CAPACIDAD Y DISEÑO DE LAS TOLVAS DOSIFICADORAS ALIMENTADORAS DE LA TOLVA BASCULA

De la secuencia de operaciones (inciso 1.3) podemos observar que el molino de martillos descarga el sorgo ya molido en una tolva dosificadora - tolva dosificadora 2 - mientras que por el otro lado la tolva dosificadora 1 recibe directamente el suplemento de el elevador de cangilones 2. Estas tolvas serán las encargadas de alimentar, en sus debidas proporciones, a la tolva-báscula.

Para escoger la capacidad de la tolva tomamos en cuenta la capacidad del molino de martillos, de la revolvedora y la máxima cantidad a mezclarse de suplemento por día. El molino de martillos seleccionado como es ya sabido, muele $1,250 \text{ kg/h}$ mientras que la revolvedora mezcla 2 Tm/h . Por otro lado, la máxima cantidad a mezclar de suplemento por día es de:

Requerimiento de suplemento del alimento al 20% para 3 días

$$\begin{aligned} 20\% \text{ suplemento} &= (\text{requerimiento de alimento al } 20\% \text{ para } 3 \text{ días}) \\ & \quad (\% \text{ de suplemento}) \\ &= (5,901.6 \text{ kg})(0.2) \\ &= 1,180.3 \text{ kg} \end{aligned}$$

Requerimiento de suplemento del alimento al 15% para 3 días

$$\begin{aligned} 15\% \text{ suplemento} &= (\text{requerimiento de alimento al } 15\% \text{ para } 3 \text{ días}) \\ & \quad (\% \text{ de suplemento}) \\ &= (9,600)(0.15) \\ &= 1,440 \text{ kg} \end{aligned}$$

Por lo tanto, el alimento al 15% es el que más suplemento ocupa, $1,440 \text{ kg}$.

Así, escogemos una capacidad de 2 Tm por tolva dosificadora; por comodidad de instalación se diseñarán las dos del mismo tamaño.

Si tenemos que la capacidad requerida es de $2,000 \text{ kg}$ y la densidad del sorgo de 650 kg/m^3 , el volumen que necesitamos es de

$$\text{volumen} = \frac{\text{peso}}{\text{densidad}} = \frac{2,000}{650} = 3.07 \text{ m}^3$$

En base a este volumen obtenemos una tolva con las dimensiones en la figura 29.

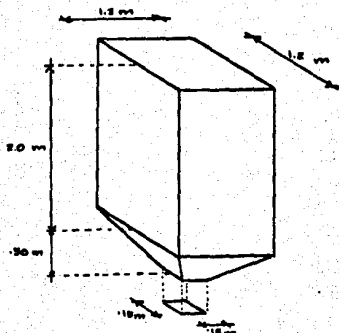


Fig. 29

Y el volumen total será,

$$V_{\text{total}} = (1.2)^2(2.0) + \frac{0.5\{(1.2)^2 + [(1.2)^2(0.15)^2]^{\frac{1}{4}} + (0.15)^2\}}{3}$$

$$V_{\text{total}} = 3.15 \text{ m}^3$$

CALCULO DEL ESPESOR DE LA LAMINA.

Tenemos los siguientes datos:

h = altura de la tolva = 2.5 m

w = peso del sorgo por m^3 = 650 kg

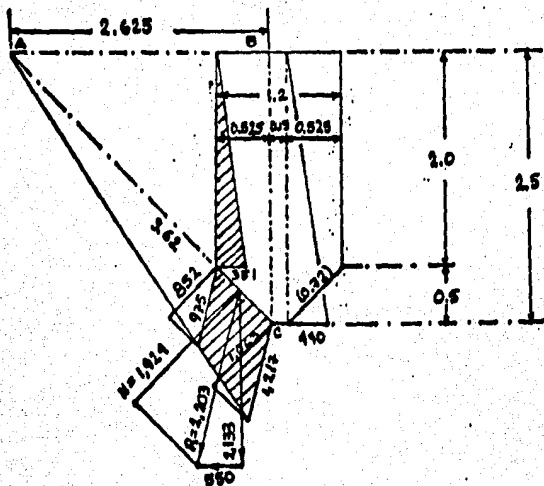
r = ángulo de reposo del sorgo molido = 35°

No hay sobrecarga.

De la fórmula 17 obtenemos la presión máxima en el fondo de la tolva:

$$p = \frac{whl - \text{sen}(r)}{1 + \text{sen}(r)} = \frac{(650)(2.5)(0.27)}{1 + \text{sen}(r)} = 440 \text{ kg por pie de ancho}$$

La figura 30 representa a escala la sección transversal de la tolva; muestra claramente el método usado para determinar las presiones y fuerzas en los lados de la tolva.



Todas las fuerzas en kg.

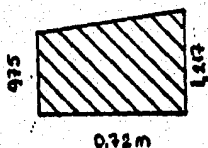


Fig. 30

$$\text{Peso del sorgo en el triángulo ABC} = \frac{(2.5)(650)(2.625)}{2} = 2,133 \text{ kg}$$

$$\text{Presión de Rankine } P = \frac{440 \times 2.5}{2} = 550 \text{ kg}$$

$$\text{Resultante } R = (2,133^2 + 550^2)^{1/2} = 2,203 \text{ kg}$$

$$\text{Presión normal a la placa inclinada } N = 1,924 \text{ kg}$$

$$\text{Distancia A a C} = 3.62 \text{ m}$$

$$\text{Longitud de la placa inclinada} = 0.72 \text{ m}$$

$$\text{Por lo tanto, la presión máxima en la boca paralela a la resultante } R = \frac{2,203 \times 2}{3.62} = 1,217 \text{ kg}$$

y la presión máxima normal al lado de la tolva

$$= (1,924 \times 2) + 3.62 = 1,063 \text{ kg}$$

Presiones en la parte superior de la placa inclinada:

Paralela a R = $\frac{1,217 \times 2.9}{3.62} = 975 \text{ kg}$

Normal al lado = $\frac{1,063 \times 2.9}{3.62} = 852 \text{ kg}$

Pero R = 2,203 kg representa la cantidad de presión en el triángulo de base AC y se debe reducir a la cantidad adentro del trapecioide asiurado mostrado en la fig. 30.

Centro de gravedad del trapecioide

$$\frac{975 + 2,434}{3} \times \frac{0.72}{3} = 0.37 \text{ m desde arriba}$$

o bien,

$$\frac{852 + 2,126}{3} \times \frac{0.72}{3} = 0.37 \text{ m desde arriba}$$

Ahora la R_1 máxima (ver figura 31)

$$= \frac{(975 + 1,217) \times 0.72}{2} = 789 \text{ kg}$$

y los cortantes son

$$R^B \text{ abajo} = \frac{789 \times 0.37}{0.72} = 405 \text{ kg}$$

$$R^T \text{ arriba} = 789 - 405 = 384 \text{ kg}$$

La cantidad de sorgo sobre la boca de 0.15 m de ancho se debe agregar al diagrama y es igual a $2.5 \times 0.15 \times 650 = 244 \text{ kg}$ (ver Fig. 31).

La presión horizontal en los lados verticales de la tolva (Rankine) se debe calcular.

A la profundidad de 2.0 m, $P = \frac{351 \times 2}{2} = 351 \text{ kg}$, siendo los

cortantes 117 kg y 234 kg.

La figura 32 representa, a escala, la planta del nivel inferior de la tolva mostrando las fuerzas que actúan en los lados de la tolva a este nivel.

La figura 33 representa, a escala, la planta del nivel superior de la tolva mostrando las fuerzas que actúan en los

lados de la tolva a este nivel

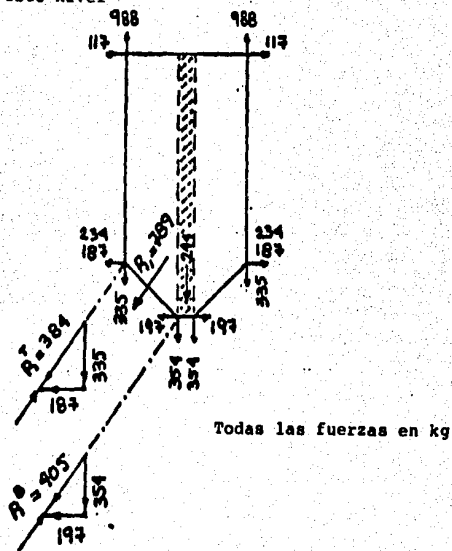


Fig. 31

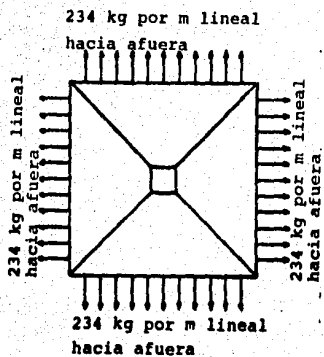


Fig. 32

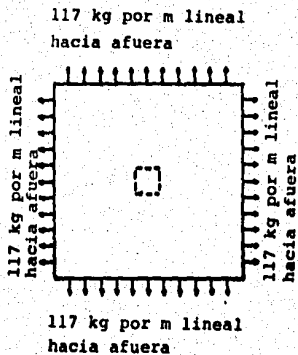


Fig. 33

El punto crítico será en el fondo de la tolva ya que en esta, la longitud del lado es de solo 15 cm. La presión máxima ejercida sobre este lado será la de la resultante (R_1 de la figura 31).

Así, utilizando lámina de acero A-36 con una resistencia de $1,265 \text{ kg/cm}^2$ (f_y) tenemos que:

$$\text{cm}^2 = \frac{789 \text{ kg}}{1,265 \text{ kg/cm}^2} = 0.623$$

por lo que,

$$\text{espesor} = \frac{0.623 \text{ cm}^2}{15 \text{ cm}} = 0.041 \text{ cm} = 0.41 \text{ mm}$$

Tripliquemos el espesor por factores tales como la corrosión y la oxidación, por lo que el espesor será de 1.24 mm que equivale a una lámina calibre 18 de 1.21 mm de espesor y 9.8 kg/m^2 de peso.

DISEÑO Y CALCULO DE LOS SOPORTES DE LA TOLVA. La tolva constará de 8 paredes principales:

4 paredes del depósito, con área de 9.6 m^2

4 paredes de la tolva, con área de 1.94 m^2

Tomando en consideración el peso de la lámina de calibre 18 (9.8 kg/m^2) tenemos que el peso de las paredes es de 113 kg por lo que redondeamos el peso en 200 kg.

La tolva se soportará en 4 columnas, soldadas a la tolva y atornilladas a la plataforma sostén.

La carga máxima es de,

$$\begin{aligned} W_{\text{máximo}} &= W_{\text{tolva}} + (2)W_{\text{sorgo}} \\ &= 200 \text{ kg} + 2(2,000) \\ &= 4,200 \text{ kg} \end{aligned}$$

El peso sobre cada columna será de $4,200/4 = 1,050 \text{ kg}$.

Usamos nuevamente un ángulo APS de acero A-36 de lados iguales de perfil estándar para una longitud por columna de 1 m.

Primer ensayo.

Para $L + r = 0$, $FS = 5/3$

$$\text{y } S_T = \frac{S_y}{FS} = \frac{2531}{5/3} = 1,518.6 \text{ kg/cm}^2$$

Suponiendo un esfuerzo inicial de $0.80(1,518.6) = 1,214.8 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$

el área requerida es

$$A = \frac{P}{s} = \frac{1,050 \text{ kg}}{1,214.8 \text{ kg/cm}^2} = 0.86 \text{ cm}^2$$

Seleccionamos un ángulo APS de lados iguales de perfil estándar de perfil 3/4" (19 mm) y espesor 1/8" (3.2 mm) con una área (A) de 1.11 cm² y un radio de giro (r) de 0.58 cm.

Para este perfil

$$\frac{KL}{r} = \frac{(0.65)(100)}{0.58} = 112$$

Como podemos observar C_c es mayor que 112 por lo que tenemos una columna corta.

Así, el esfuerzo de trabajo para esta sección es, de la fórmula 21:

$$S_T = \frac{1 - [(112)^2 + 2(128)^2]}{5/3} \cdot 2531$$

$$S_T = 937 \text{ kg/cm}^2$$

Así, la carga admisible para esta sección es

$$P = SA = 937 \times 1.11 = 1,040 \text{ kg}$$

Como es menor que la fuerza aplicada de 1,050 kg se rechaza este ángulo.

Segundo ensayo.

Escogemos un ángulo con mayor área que el anterior, esto es, un ángulo de perfil 7/8" (22.2 mm) y espesor de 1/8" (3.2 mm). El área (A) para este ángulo es de 1.32 cm² y el radio de giro (r) de 0.66 cm.

De las fórmulas 20, 21 y 22.

$$L_e = KL = 0.65 \times 100 = 65 \text{ cm}$$

y

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3(65/0.66)}{8(128)} - \frac{(65/0.66)^3}{8(128)^3}$$

$$FS = 1.89$$

por lo tanto

$$S_T = \frac{1 - [(65/0.66)^2 + 2(128)^2]}{1.89} \cdot 2531$$

$$S_T = 943 \text{ kg}$$

Así, la carga admisible para esta sección es

$$P = SA = 943 \times 1.32 = 1,244 \text{ kg}$$

Como es mayor que la fuerza aplicada de 1,050 kg se acepta este ángulo que tiene las especificaciones siguientes:

Perfil = Ángulo APS de lados iguales de 7/8" de acero A-36

Momento de inercia = 0.58 cm^4

Area sección transversal = 1.32 cm^2

Radio de giro = 0.66 cm

Espesor = 1/8" (3.2 mm)

Peso por metro = 1.04 kg/m

Las tolvas dosificadoras tendrán una descarga como muestra la figura 34. Esta tiene para su descarga una compuerta de cuchilla que nos permitirá dosificar el alimento, ya sea el sorgo molido o el suplemento. La descarga será del mismo calibre que el de la tolva, esto es, lámina calibre 18 de acero A-36 y la compuerta de descarga será de lámina 14 de acero A-36.

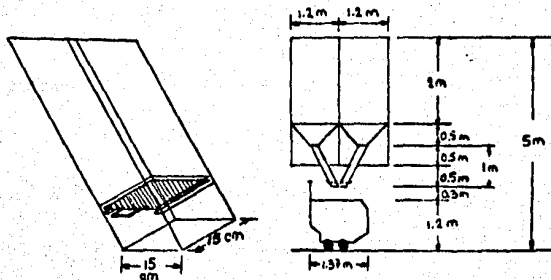


Fig. 34

2.6 SELECCION DE LA TOLVA-BASCULA

La tolva báscula, como se dijo anteriormente, será la que recibirá y pesará el alimento (suplemento y sorgo molido) para luego vertirlo en la revolvedora. La capacidad de la revolvedora es de 1 Tm y la duración de carga es de 10 minutos por lo que podemos seleccionar una tolva-báscula con capacidad de $\frac{1}{2}$ Tm y de esta

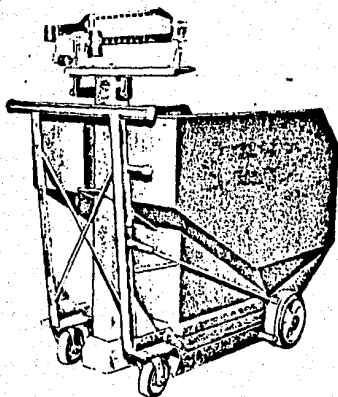


Fig. 35

manera llenarla 2 veces para darnos la tonelada que requiere la revoladora, por lo tanto ocupamos una tolva-báscula de la siguiente capacidad:

$$\text{volumen} = \frac{\text{peso}}{\text{densidad}} = \frac{500 \text{ kg}}{650 \text{ kg/m}^3} = 0.77 \text{ m}^3$$

En el caso del alimento de la fase 2 se vaciará suplemento en la tolva-báscula hasta que la báscula marque 200 kg y después se vaciará sorgo molido en esta hasta que la báscula marque 500 kg, luego se vertirá todo este alimento en la revoladora para luego cargarla de 500 kg de sorgo molido y vertirla nuevamente en la revoladora. En el caso de la fase 3 se vaciará suplemento hasta que la báscula marque 150 kg e inmediatamente después se vaciará sorgo molido en dicha tolva-báscula hasta que esta marque 500 kg. luego se vertirá este alimento en la revoladora para después cargarla de 500 kg de sorgo molido y vertirlos nuevamente en la revoladora. De esta manera se habrán dado los porcentajes solicitados por cada alimento.

La Maquinaria Aguila S.A. construye una unidad móvil con una capacidad de 0.8 m^3 . Está construida de lamina de acero de calibre 14 con calibre 12 en el fondo y trae además frenos en la ruedas delanteras.

Las especificaciones de la tolva-báscula son las siguientes:

| | |
|---|---------------------------|
| Marca ----- | Maquinaria Aguila S.A. |
| Altura del piso al brazo de la balanza ----- | 1.6 m |
| Altura de la tolva ----- | 1.2 m |
| Altura del frente de la tolva ----- | 1 m |
| Longitud de la tolva ----- | 1.37 m |
| Llantas delanteras ----- | 0.3 m x 0.07 m (12" x 3") |
| Llantas traseras ----- | 0.2 m x 0.05 m (8" x 2") |
| Capacidad de escala ----- | 600 kg |
| Volumen aproximado ----- | 0.8 m ³ |

CAPITULO 3

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSPORTE DE LA REVOLVEDORA A LOS SILOS Y SELECCION DE LOS SILOS

3.1 SELECCION DE LOS COMPONENTES DEL ELEVADOR QUE ALIMENTA A LOS SILOS DE LOS CORRALES

Como se observa de la secuencia de operaciones (inciso 1.3), la revolvedora después de tener preparado el alimento lo vertirá sobre el elevador y este a su vez se encargará de depositarlo en el silo apropiado. En el caso del iniciador (alimento de la fase 1), se vertirá directamente al elevador, que a su vez se encargará de depositarlo en el silo de la fase 1.

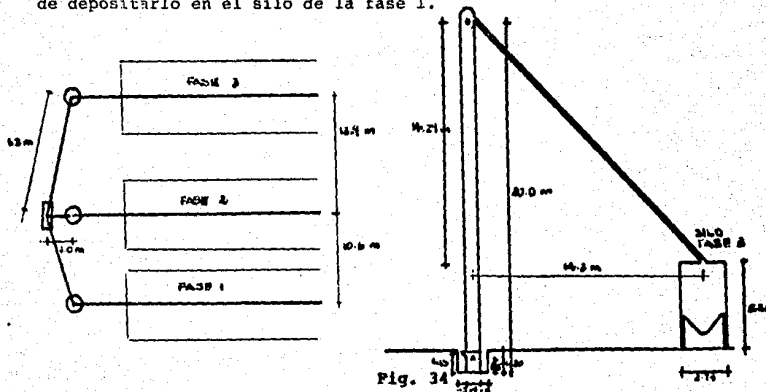


Fig. 34

Para la selección de los componentes del elevador se seguirán los pasos mostrados en el inciso 1.5.4.:

1. Determinar el tipo de elevador y la densidad del material;

El elevador a utilizar será el elevador de cangilones de descarga centrífuga por las razones mostradas en el inciso 1.5.3.

En este elevador se manejarán tres tipos de alimentos, cada uno con diferente densidad, los cuales se muestran a continuación.

$$\text{Densidad del iniciador} = 450 \text{ kg/m}^3 (*)$$

$$\text{Densidad del alimento al } 20\% = 650(0.8) + 450(0.2) = 610 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Densidad del alimento al } 15\% = 650(0.85) + 450(0.15)$$

$$= 620 \text{ kg/m}^3$$

El iniciador se cargará como se muestra en la Fig. 22.

* Dato proporcionado por la Unión Regional de Porcicultores del Estado de Guanajuato. La densidad de el iniciador y el suplemento es la misma.

2. Determinar la capacidad y distancia entre centros;
Escogemos una capacidad de 6 Tm/h, que es una capacidad pequeña.

La distancia entre centros la obtenemos basándonos en las alturas de los silos y en el ángulo de reposo del alimento.

Así, la distancia entre centros será de 20 m (65.62 pies) como se muestra en la figura 36.

3. Obtener las especificaciones del manual de la Fort Worthfork.

Así, tenemos los siguientes datos, de dicho manual:

- Cangilón

Tamaño = 15.2 cm x 10.2 cm (6" x 4")

Capacidad = 849 cm³ (0.03 pies³) (+)

Peso por cangilón = 1.81 lb (4 lb) (+)

Separación entre cangilones = 33 cm (13")

Material = lámina calibre 12 (+)

- Banda

Ancho = 17.8 cm (7")

Peso por pie = 0.199 kg/m (0.134 lb/pie) (*)

Velocidad = 86.26 m/min (283 FPM)

Número mínimo de capas = 2

Longitud = 3.96 m (13 pies) + (2 x distancia entre centros)

= 3.96 + 2 x 20

= 43.96 m (144 pies)

- Poleas

Cabeza

Diámetro = 60.9 cm (24")

Diámetro del eje = 4.1 cm (1 5/8")

RPM = 45

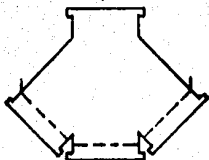
Ancho = 19 cm (7½")

Bota

Diámetro = 60.9 cm (24")

Diámetro del eje = 4.1 cm (1 5/8")

Ancho = 19 cm (7½")



Forma de la salida del elevador, que nos permite enviar el alimento a los tres diferentes silos.

Fig. 37

- Pernos

Tamaño = 0.6 cm x 1.9 cm ($\frac{1}{8}$ " x $\frac{3}{4}$ ")

Cantidad por cangilón = 2

- Caja

Tamaño = 25.4 cm x 91.4 cm (10" x 36")

(+) Especificaciones obtenidas del manual de la Rexnord Co.

(*) Especificaciones del "Manual de Banda Transportadora y Elevadora" de Gates.

La figura 38 nos muestra las medidas generales del elevador y su cangilón.

3.2 CALCULO DE LA CAPACIDAD, TENSION MAXIMA Y POTENCIA DEL MOTOR DEL ELEVADOR

Como mencionamos en el anterior inciso, el elevador manejará diferentes tipos de alimentos, cada uno con diferente densidad, por lo que la capacidad variará según el alimento que se maneje.

Cuando se eleve el alimento más denso (alimento al 15%) se obtendrá la máxima capacidad del elevador, y cuando se eleve el alimento menos denso (iniciador) se obtendrá la mínima capacidad.

Así, para el iniciador (TPH mínima):

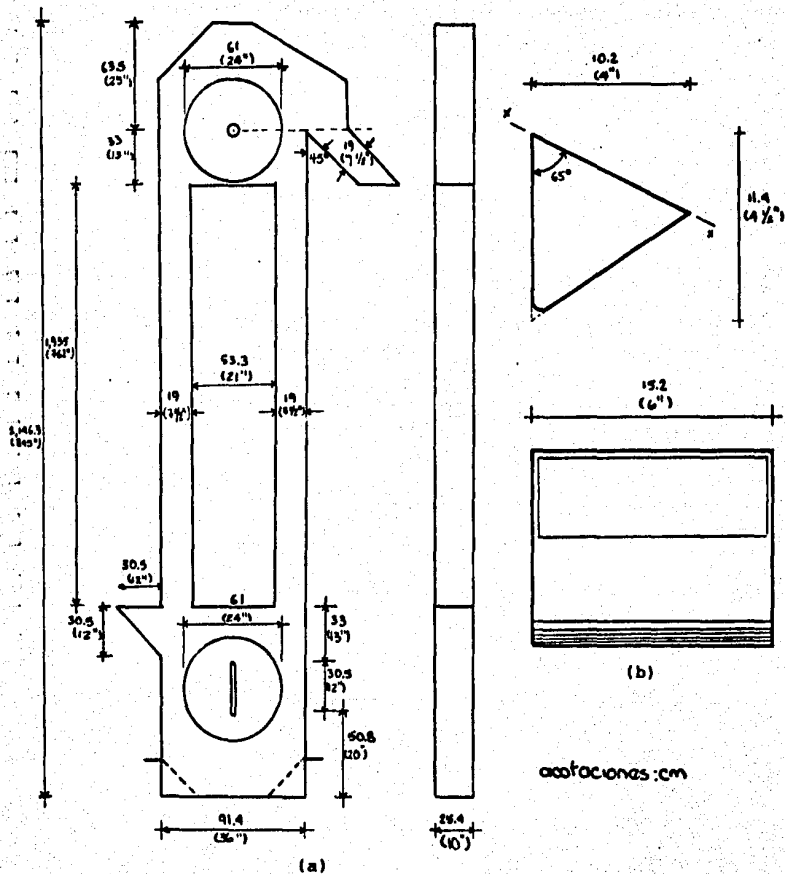
$$S = 283 \text{ FPM}$$

$$M = \frac{(28.1)(0.03)}{(13/12)}$$

$$= 0.78 \text{ lb/pie}$$

$$\text{TPH}_{\min} = \frac{(0.75)(283)(0.78)}{33.3}$$

$$= 4.96$$



(a) Dimensiones del elevador de cangilones; (b) dimensiones del cangilón.

Fig. 38

Para el alimento al 15% (TPH máxima):

$$S = 283 \text{ FPM}$$

$$M = \frac{(38.7)(0.03)}{(13/12)}$$

$$= 1.07 \text{ lb/pie}$$

$$\text{TPH}_{\text{max}} = \frac{(0.75)(283)(1.07)}{33.3}$$

$$= 6.83$$

De la fórmula 1 la capacidad en CFH es:

$$\text{CFH} = \frac{\text{TPH} \times 2,000}{\text{Densidad del material}}$$

$$\text{CFH} = \frac{(4.96)(2,000)}{28.1} = 353$$

$$\delta \quad \text{CFH} = \frac{(6.83)(2,000)}{38.7} = 353$$

TENSION MAXIMA.

De la fórmula 4 tenemos que:

$$T_{\text{max}} = T_B + T_b + T_e$$

Donde:

$$b = 3.3685 \text{ lb/pie}$$

$$B = 0.134 \text{ lb/pie}$$

$$H = 65.62 \text{ pies}$$

$$H_o = 30$$

$$s = 13''$$

$$S = 283 \text{ FPM}$$

$$T = 9.1 \text{ TPH (al 100\%)} \quad (*)$$

$$w = 1.16 \text{ lb}$$

$$W = 7''$$

* Datos tomando como base la densidad del alimento al 20% por ser el más denso y el que da por lo tanto una mayor tensión.

Así,

$$T_B = (0.134)(65.62) = 8.79 \text{ lb}$$

$$T_b = \frac{12(3.6385)(65.62)}{13} = 220.39 \text{ lb}$$

$$T_e = \frac{12(1.16)(65.62 + 30)}{13} = 102.39 \text{ lb}$$

$$T_e = \frac{100(9.1)(65.62 + 30)}{3(283)} = 102.49 \text{ lb}$$

así,

$$T_{\max} = 220.39 + 8.79 + 102.49 = 331.67 \text{ lb}$$

$$T_{\max} = 331.67 \text{ lb} = 150.41 \text{ kg}$$

POTENCIA DEL MOTOR.

De la fórmula 9 tenemos que:

$$\text{H.P.} = \frac{(S)(T_e)}{33,000}$$

$$\text{H.P.} = \frac{(283)(102.49)}{33,000} = 0.88$$

3.3 SELECCION DEL MOTORREDUCTOR DE VELOCIDAD DEL ELEVADOR

Por las mismas razones mencionadas en el inciso 1.5.6 escogemos un motor trifásico de inducción tipo jaula de ardilla.

Ocupamos 0.88 H.P. por lo que escogemos un motor de 1 H.P.

La relación (I) entre las RPM de entrada y salida es de:

$$I = \frac{1,750}{45}$$

$$= 38.8 \text{ (mayor que 10)}$$

Así, escogemos un reductor tipo tren de engranes por las razones también mencionadas en el inciso 1.5.6.

Seleccionamos un motor marca ASEA con las siguientes especificaciones:

| | |
|----------------------------|---|
| Marca ----- | ASEA tipo MM/UABM |
| Motor ----- | trifásico de inducción tipo jaula de ardilla |
| H.P. ----- | 1 |
| Polos ----- | 4 |
| RPM de entrada ----- | 1,750 |
| RPM de salida ----- | 45 |
| Peso con aceite (kg) ----- | 41 |
| Tipo de reductor ----- | tren de engranes |

3.4 CALCULO DE LA CAPACIDAD Y SELECCION DE LOS SILOS DE LOS CORRALES

De la secuencia de operaciones (inciso 1.3) podemos observar que el elevador de cangilones 3 se encargará de llenar 3 silos que corresponden a las 3 fases de alimentación del cerdo, cada fase con diferente tipo de alimento.

Silo de la fase 1

Este silo albergará al iniciador y su llenado se hará cada semana, requiriéndose 8,000 kg, como se mencionó en el inciso 1.4.

Sabemos que la densidad del iniciador es de 450 kg/m³ por lo que el volumen requerido es de:

$$\text{Volumen} = \frac{\text{peso}}{\text{densidad}} = \frac{8,000}{450} = 17.78 \text{ m}^3$$

La Maquinaria Aguila S.A. ofrece silos construidos con acero galvanizado de bajo calibre, cúpula a 50° para que se use el silo a su mayor capacidad y sellado herméticamente entre la cúpula y el cuerpo para evitar fugas de alimento (Fig. 39).

Seleccionamos el modelo T-20 de la marca mencionada que tiene las siguientes especificaciones:

| | |
|-----------------------------------|------------|
| Diámetro (m) ----- | 2.74 |
| Altura del cuerpo (m) ----- | 2.31 |
| Altura total (m) ----- | 5.21 |
| Calibre cúpula ----- | 20 |
| Número de anillos ----- | 3 |
| Calibre de anillos ----- | 16, 18, 22 |
| Calibre zona inferior ----- | 16 |
| Capacidad (m ³) ----- | 20.00 |

Silo de la fase 2

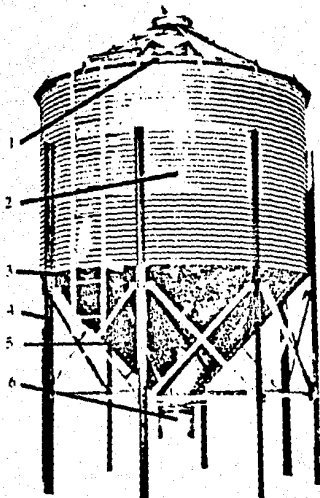
Este silo albergará al alimento al 20% y su llenado se hará cada que se prepare este alimento, o sea, cada cuarto día, como se mencionó en el inciso 2.2.

El requerimiento de este alimento se obtuvo en el inciso 2.3 y es de 5.9 Tm por lo que requerimos un silo con una capacidad de 6,000 kg.

Sabemos que la densidad del alimento al 20% es de 610 kg/m³

por lo que el volumen requerido es de:

$$\text{Volumen} = \frac{\text{peso}}{\text{densidad}} = \frac{6,000}{610} = 9.84 \text{ m}^3$$



1. La cúpula está construida en módulos, con un resistente doblez en los costados. Lleva una entrada superior de 50 cm de diámetro.
2. El cuerpo está construido con hojas de acero galvanizado de bajo calibre, las cuales van unidas con tornillos.
3. Escalera.
4. Estructura de sustentación.
5. Cono inferior de 50°.
6. Compuerta de descarga de 35 cm de diámetro.

Fig. 39

Seleccionamos de la Maquinaria Aguila S.A. el modelo T-10 el cual tiene las siguientes especificaciones (Fig. 39):

| | |
|-----------------------------------|----------------|
| Diámetro (m) ----- | 1.82 |
| Altura del cuerpo (m) ----- | 3.08 |
| Altura total (m) ----- | 5.98 |
| Calibre cúpula ----- | 20 |
| Número de anillos ----- | 4 |
| Calibre de anillos ----- | 18, 20, 22, 22 |
| Calibre zona inferior ----- | 18 |
| Capacidad (m ³) ----- | 9.88 |

Silo de la fase 3

Este silo albergará al alimento al 15% y su llenado se hará como el anterior, esto es, cada cuarto día.

El requerimiento del alimento al 15% se obtuvo en el inciso 2.3 y es de 9.6 Tm por lo que requerimos un silo con capacidad de 10,000 kg.

Sabemos que la densidad de este alimento es de 620 kg/m³ por lo que el volumen requerido es de:

$$\text{Volumen} = \frac{\text{peso}}{\text{densidad}} = \frac{10,000}{620} = 16.13 \text{ m}^3$$

Seleccionamos de la Maquinaria Aguila S.A. el modelo T-20, que es el mismo tipo de silo que se utilizará para la fase 1, por lo tanto, las especificaciones son las mismas.

3.5 CALCULO DE LOS COMPONENTES DEL TRANSPORTADOR DE ALIMENTO DE LOS SILOS A LOS CORRALES

De la secuencia de operaciones (inciso 1.3) se observa que cada silo cuenta con un transportador encargado de llevar el alimento a cada uno de los corrales.

Usaremos como transportador el tornillo sinfín por las razones mencionadas en el inciso 1.5.7.

De la figura 2 vemos que el largo de cada fase es de 105 m, por lo que un tornillo sinfín de esta longitud nos crearía problemas debido a la torsión que sufriría el eje, además que el Manual del Ingeniero Mecánico de Max nos recomienda una longitud máxima de 61 m. Debido a lo anterior instalaremos dos tornillos sinfín como se muestra en la figura 40, cada uno con su motor

correspondiente, al inicio de los corrales y al final de estos.

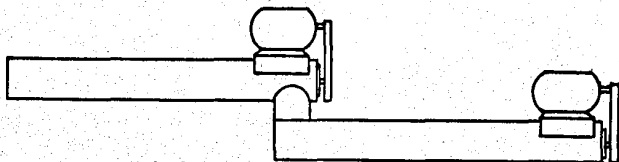


Fig. 40

Por lo tanto, tendremos que el tornillo sinfín a calcular será de una longitud de 53 m.

Por facilidad de cálculo diseñaremos un solo tornillo sinfín para las 3 diferentes fases con una capacidad de 4 Tm/h y densidad de 450 kg/m^3 - densidad del iniciador -; el único componente que podría variar sería el motor ya que la capacidad del transportador varía en cada fase debido a la diferente densidad de cada alimento.

Como el alimento viene ya molido podemos utilizar una velocidad relativamente alta, esto es, de 160 RPM.

Tenemos entonces los siguientes datos:

- Largo del sinfín = 53 m
- Capacidad deseada = 4 Tm/h

CALCULO DEL DIAMETRO.

De la fórmula 10 tenemos que:

$$D = 0.45(M/np)^{1/3}$$

Donde:

$$M = 4 \text{ Tm/h}$$

$$D = ?$$

$$n = 160 \text{ RPM}$$

$$p = 450 \text{ kg/m}^3 = 0.45 \text{ Tm/h}$$

y,

$$D = 0.45[4 + (160)(0.45)]^{1/3} = 0.17 \text{ m} = 6.76''$$

Seleccionamos un diametro de 6" (0.1524 m).

CALCULO DE LA CAPACIDAD.

La capacidad real, en base al diámetro obtenido, será para cada fase la siguiente:

Fase 1 (iniciador con densidad de 0.45 Tm/m³)

De la fórmula 11:

$$M = \frac{60nsD^2(\pi)fp}{4}$$

Donde:

$$\begin{aligned} D &= 0.1524 \text{ m} \\ p &= 0.45 \text{ Tm/m}^3 \\ s &= 0.8D = 0.1219 \text{ m} \\ f &= 0.42 \end{aligned}$$

y,

$$\begin{aligned} M &= \frac{60(160)(0.1219)(0.1524)^2(3.1416)(0.42)(0.45)}{4} \\ M &= 4.03 \text{ Tm/h} \end{aligned}$$

Fase 2 (alimento al 20% con densidad de 0.61 Tm/m³)

Para calcular la capacidad en el transportador de esta fase el único dato que varía respecto al anterior (fase 1) es la densidad.

$$p = 0.61 \text{ Tm/m}^3$$

y,

$$\begin{aligned} M &= \frac{60(160)(0.1219)(0.1524)^2(3.1416)(0.42)(0.61)}{4} \\ M &= 5.46 \text{ Tm/h} \end{aligned}$$

Fase 3 (alimento al 15% con densidad de 0.62 Tm/m³)

En este caso también el único dato que cambia respecto a la fase 1 es la densidad.

$$p = 0.62 \text{ Tm/m}^3$$

y,

$$\begin{aligned} M &= \frac{60(160)(0.1219)(0.1524)^2(3.1416)(0.42)(0.62)}{4} \\ M &= 5.55 \text{ Tm/h} \end{aligned}$$

Como se puede observar el transportador de la fase 1 es el de menor capacidad, pero también el que menos alimento requiere

de entregar a los corrales (ver tabla 3). Esto ayuda a que el tiempo que tarda cada transportador en entregar su alimento en las 3 diferentes fases sea aproximadamente el mismo.

CALCULO DE LA DISTANCIA ENTRE COJINETES.

La distancia entre cojinetes será la misma para las 3 fases y de la fórmula 12 sabemos que:

$$\begin{aligned} e &= 2.9(D)^{\frac{1}{2}} \\ &= 2.9(0.1524)^{\frac{1}{2}} \\ &= 1.13 \text{ m} \end{aligned}$$

Por lo que tendremos una separación entre cojinetes de 1.1 m.

DATOS DEL MANUAL FORT WORTH-YORK PARA UN DIAMETRO DE 6":

- espesor de la lámina = 1/8";
- peso por metro = 10 kg/m;
- diámetro del eje = 2".

El eje es hueco de hierro forjado, ya que el material no es pesado.

CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.

Debido a que cada fase tiene un transportador con diferente capacidad de los otros la potencia del motor también variará para cada uno, ya que la capacidad interviene en el cálculo de los H.P. requeridos, por lo tanto tenemos que:

H.P. de la fase 1.

De la fórmula 14:

$$\text{H.P.} = \frac{v}{75e} [Q_g [L_g G_r + L_g G_r G_B 0.75(\pi D)] (1 + G_a) + Q_f (\pi) D G_a]$$

Donde:

$$\text{H.P.} = ?$$

$$v = \frac{ns}{60}$$

$$= \frac{(160)(0.1219)}{60}$$

$$= 0.32 \text{ m/seg}$$

$$= 0.32 \text{ m/seg}$$

$$Q_g = \frac{M}{36v}$$

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

$$= \frac{4.03}{3.6(0.3251)}$$

$$= 3.45 \text{ kg/m}$$

$$L_g = 53 \text{ m}$$

$$G_r = 0.58$$

$$G_s = 0.58$$

$$G_a = 0.05$$

$$Q_f = 10 \text{ kg/m}$$

$$e = 0.9 \text{ (90\%)}$$

$$H.P. = \frac{0.3251(3.45(53 \times 0.58 + 53 \times 0.58^2 \times 0.75 \times 3.1416 \times 1.25))}{75(0.9) \quad (1 + 0.05) + 10 \times 3.1416 \times 1.25 \times 0.05}$$

$$H.P. = 1.46$$

H.P. de la fase 2.

Los datos para obtener la potencia del motor de la fase 2 son los mismos al de la fase 1, a diferencia de los siguientes:

$$M = 5.46 \text{ Tm/h}$$

$$Q_g = \frac{M}{3.6v} = \frac{5.46}{3.6(0.3251)} = 4.66 \text{ kg/m}$$

y,

$$H.P. = \frac{0.3251(4.66(53 \times 0.58 + 53 \times 0.58^2 \times 0.75 \times 3.1416 \times 1.25))}{75(0.9) \quad (1 + 0.05) + 10 \times 3.1416 \times 1.25 \times 0.05}$$

$$H.P. = 1.97$$

H.P. de la fase 3.

Los datos para obtener la potencia del motor de la fase 3 son los mismos al de la fase 1, a diferencia de los siguientes:

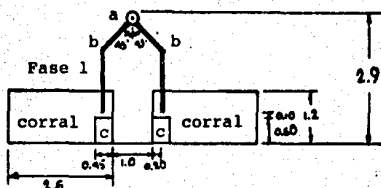
$$M = 5.55 \text{ Tm/h}$$

$$Q_g = \frac{M}{3.6v} = \frac{5.55}{3.6(0.3251)} = 4.74 \text{ kg/m}$$

y,

$$H.P. = \frac{0.3251(4.74(53 \times 0.58 + 53 \times 0.58^2 \times 0.75 \times 3.1416 \times 1.25))}{75(0.9) \quad (1 + 0.05) + 10 \times 3.1416 \times 1.25 \times 0.05}$$

$$H.P. = 2.00$$

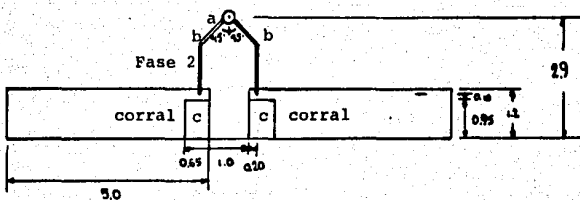


Diámetro del sinfín = 6"

Diámetro de la artesa = 8"

Acotaciones : m

Diámetro de el tubo de descarga = 4"

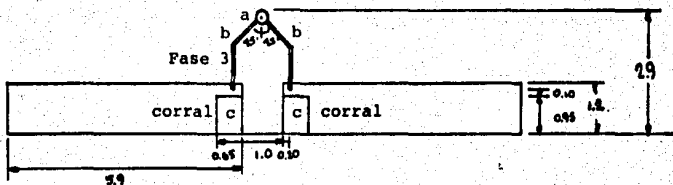


Diámetro del sinfín = 6"

Diámetro de la artesa = 8"

Acotaciones : m

Diámetro de el tubo de descarga = 4"



Diámetro del sinfín = 6"

Diámetro de la artesa = 8"

Acotaciones : m

Diámetro de el tubo de descarga = 4"

a. Tornillo sinfín

b. Tubos de descarga del alimento a los corrales

c. Comederos

Nota: Hay un tubo de descarga por cada comedero, o lo que es lo mismo, un tubo de descarga por cada corral

Fig. 41

3.6 SELECCION DEL MOTORREDUCTOR DE VELOCIDAD DE LOS TRANSPORTADORES DE ALIMENTO DE LOS SILOS A LOS CORRALES.

Fase 1

En esta fase se requiere una potencia de 1.46 H.P. por lo que escogemos el motor inmediato superior, que es el de 1.5 H.P.

Las especificaciones de este motor son las siguientes:

| | |
|----------------------------|---|
| Marca ----- | ASEA tipo MM/UABM |
| Motor ----- | trifásico de inducción tipo jaula de ardilla |
| H.P. ----- | 1.5 H.P. |
| Polos ----- | 4 |
| RPM de entrada ----- | 1,750 |
| RPM de salida ----- | 160 |
| Peso con aceite (kg) ----- | 33 |
| Tipo de reductor ----- | tren de engranes |
| | ($I = 1,750 \div 160 = 10.93$, mayor que 10) |

Fase 2 y 3

En la fase 2 se requiere de una potencia de 1.97 H.P. mientras que para la fase 3 se requiere de una potencia de 2.00 H.P., para ambos casos, el motor inmediato superior es de 3 H.P.

Las especificaciones de este motor son las siguientes:

| | |
|----------------------------|---|
| Marca ----- | ASEA tipo MM/UABM |
| Motor ----- | trifásico de inducción tipo jaula de ardilla |
| H.P. ----- | 3 H.P. |
| Polos ----- | 4 |
| RPM de entrada ----- | 1,750 |
| RPM de salida ----- | 160 |
| Peso con aceite (kg) ----- | 61 |
| Tipo de reductor ----- | tren de engranes |
| | ($I = 1,750 \div 160 = 10.93$, mayor que 10) |

CAPITULO 4

DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AGUA

4.1 SELECCION DEL TIPO DE BEBEDERO

Tanto si la alimentación es distribuida en seco como en líquido, los cerdos deben disponer de bebederos, es decir de agua libre a su disposición, dado que constituye junto con el oxígeno el alimento más económico de que dispone el hombre para los cerdos.

Naturalmente, son más recomendables los bebederos automáticos que permiten a los cerdos beber cuando lo precisan.

Disponemos de dos sistemas generales:

a. El depósito de nivel constante y cubierto para evitar que se contamine o ensucie.

b. El sistema de mamadera que evita que se desperdicie agua, y además que alrededor del bebedero se encharque el corral.

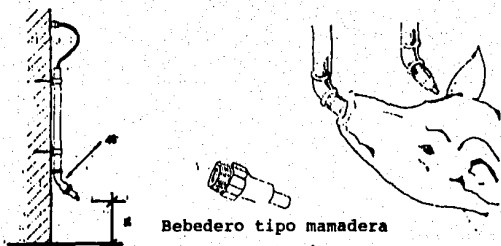
Escogemos el bebedero de tipo mamadera ya que es más higiénico, funcional, simple y económico que cualquier otro.

El bebedero tipo mamadera está compuesto por una pieza de bronce en forma de chupete, que tiene en su interior una válvula de goma presionada por una pieza de hierro en forma de clavo. Un brazo de bronce, lata o hierro mantiene cerrada la válvula por presión, impidiendo la salida de agua. Cuando el cerdo tiene sed succiona el chupete. Para realizar esta operación, levanta el brazo con el hocico, la válvula se suelta y sale el agua. Cuando el animal retira la boca del chupete, el brazo baja por su propio peso y se cierra la salida de agua. Los cerdos aprenden a tomar agua en el bebedero tipo mamadera instintivamente y de manera inmediata.

4.2 UBICACION DEL BEBEDERO

El extremo más interesante es el del punto en donde instalar el bebedero, este es instalado lo más alejado posible del comedero para evitar las pérdidas de alimento.

Por lo tanto, instalamos el bebedero enfrente del comedero.

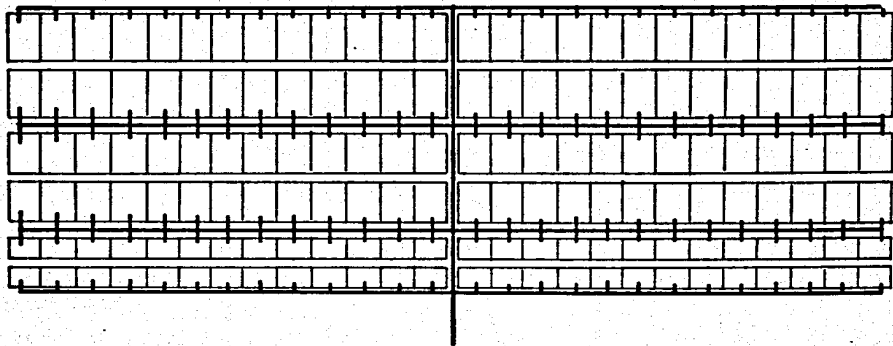


Bebedero tipo mamadera
o chupón
Fig. 42

La Unión Ganadera de Porcicultores del Estado de Guanajuato nos recomienda las siguientes alturas a que debe venir instalado el bebedero, dependiendo de cada fase:

| Fase | Altura |
|------|--------|
| 1 | 0.3 m |
| 2 | 0.5 m |
| 3 | 0.5 m |

La tubería a utilizar será de 1" de diámetro en la línea principal y de $\frac{1}{2}$ " de diámetro en las líneas secundarias las cuales se distribuyen como viene en la figura 43.

Sistema de distribución del agua

Diámetro de la tubería de la línea principal = 1"

Diámetro de la tubería de las líneas secundarias = $\frac{1}{2}$ "

Fig. 43

CAPITULO 5

COSTOS

5.1 COSTO DEL EQUIPO

A continuación se presenta el equipo requerido para la instalación del mecanizado de la granja y su respectivo costo:

| <u>Partida</u> | <u>Descripción</u> | <u>Precio</u> <u>unitario</u> | <u>Precio</u> <u>total</u> |
|----------------|---|----------------------------------|-------------------------------|
| 1/24 | 52 Pz. Comedero marca Rex tipo C-4 con capacidad de 100 kg | 67,300 | 3,499,600 |
| 2/24 | 104 Pz. Comedero marca Rex tipo L-4 con capacidad para 500 kg | 93,200 | 9,692,800 |
| 3/24 | 1 Pz. Plataforma elevadora universal con capacidad de 60,000 lb (27,215 kg) modelo PFL-12 | 2'327,400 | 2'327,400 |
| 4/24 | 1 Pz. Elevador de cangilones de descarga centrífuga con capacidad de 3,300 CFH y distancia entre centros de 11.5 m (37.73 pies) | 12'544,600 | 12'544,600 |
| 5/24 | 1 Pz. Motorreductor trifásico de inducción tipo jaula de ardilla, de 7.5 H.P., 4 polos, 1,750 RPM de entrada y 45 RPM de salida marca ASEA | 1'413,700 | 1'413,700 |
| 6/24 | 1 Pz. Tornillo sinfín de 49 m de largo y diámetro exterior del sinfín de 16" | 17'327,000 | 17'327,000 |

| <u>Partida</u> | <u>Descripción</u> | <u>Precio unitario</u> | <u>Precio total</u> |
|----------------|---|------------------------|---------------------|
| 7/24 | 1 Pz. Motorreductor trifásico de inducción tipo jaula de ardilla, de 30 H.P., 4 polos, 1,750 RPM de entrada y 134 RPM de salida marca ASEA | 4'339,100 | 4'339,100 |
| 8/24 | 1 Pz. Tornillo sinfín de 60 m de largo y diámetro exterior del sinfín de 9" | 21'813,000 | 21'813,000 |
| 9/24 | 1 Pz. Motorreductor trifásico de inducción tipo jaula de ardilla, de 5 H.P., 4 polos, 1,750 RPM de entrada y 106 RPM de salida marca ASEA | 954,500 | 954,500 |
| 10/24 | 1 Pz. Elevador de cangilones de descarga centrífuga con capacidad de 560 CFH y distancia entre centros de 15 m (49.21 pies) | 8'875,000 | 8'875,000 |
| 11/24 | 1 Pz. Motorreductor trifásico de inducción tipo jaula de ardilla, de 1.5 H.P., 4 polos, 1,750 RPM de entrada y 45 RPM de salida marca ASEA | 712,500 | 712,500 |
| 12/24 | 1 Pz. Molino de martillos con una capacidad de 1,250 kg/m modelo 375 marca Maquinaria Aguila S.A. | 1'275,000 | 1'275,000 |

| <u>Partida</u> | <u>Descripción</u> | <u>Precio unitario</u> | <u>Precio total</u> |
|----------------|--|----------------------------|-------------------------|
| 13/24 | 1 Pz. Revolvedora vertical con una capacidad de mezcla en 10 minutos de 1 Tm modelo 1,000 marca Maquinaria Aguila S.A. | 1'315,000 | 1'315,000 |
| 14/24 | 1 Pz. Tolva con volumen de 9.3 m ³ | 6'121,000 | 6'121,000 |
| 15/24 | 2 Pz. Tolva con volumen de 3.1 m ³ | 3'987,000 | 7'974,000 |
| 16/24 | 1 Pz. Tolva-báscula con un volumen de 0.8 m ³ y una capacidad de escala de 600 kg marca Maquinaria Aguila S.A. | 1'220,400 | 1'220,400 |
| 17/24 | 1 Pz. Motorreductor trifásico de inducción tipo jaula de ardilla, de 1 H.P., 4 polos, 1,750 RPM de entrada y 160 RPM de salida marca ASEA | 624,000 | 624,000 |
| 18/24 | 1 Pz. Silo con una capacidad de 20 m ³ modelo T-20 marca Maquinaria Aguila S.A. | 13'217,000 | 13'217,000 |
| 19/24 | 2 Pz. Silo con una capacidad de 9.88 m ³ modelo T-10 marca Maquinaria Aguila S.A. | 8'450,000 | 16'900,000 |
| 20/24 | 6 Pz. Tornillo sinfín de 53 m de largo y diámetro exterior del sinfín de 6" | 13'375,000 | 80'250,000 |

| <u>Partida</u> | <u>Descripción</u> | <u>Precio unitario</u> | <u>Precio total</u> |
|----------------|--|----------------------------|-------------------------|
| 21/24 | 1 Pz. Elevador de cangilones de descarga centrífuga con capacidad de 360 CFH y distancia entre centros de 20 m (65.62 pies) | 12'941,000 | 12'941,000 |
| 22/24 | 1 Pz. Motorreductor trifásico de inducción tipo jaula de ardilla, de 1.5 H.P., 4 polos, 1,750 RPM de entrada y 160 RPM de salida marca ASEA | 693,200 | 693,200 |
| 23/24 | 2 Pz. Motorreductor trifásico de inducción tipo jaula de ardilla, de 3 H.P., 4 polos, 1,750 RPM de entrada y 160 RPM de salida marca ASEA | 804,600 | 1'609,200 |
| 24/24 | 156 Pz. Bebederó tipo chupón | 13,750 | 2'145,000 |

A los precios anteriores se les deberá agregar el 15% de IVA.

Esta cotización fue hecha con una paridad con el dolar de
2,260 pesos.

CONCLUSIONES

La actual crisis por la que atraviesa el país nos ha mostrado que las empresas con una buena organización y tecnología han sido las que han podido soportar mejor los embates de la carestía, en caso contrario, empresas que carecen de dichas cualidades han sufrido una reducción muy grande en sus ganancias o en el peor de los casos, ido a la quiebra. Lo mismo ha pasado en las granjas porcícolas; las granjas que de alguna manera tenían un método o mecanismo que les permitía o permite aprovechar al máximo el alimento han podido, sino obtener ganancias, evitar que tengan pérdidas, pero aquellas que carecían completamente de algún método como es el de la autoalimentación o preparación del alimento vieron cómo vendían el kilo de cerdo a un precio menor de lo que a ellos les costaba producirlo, originándoles graves pérdidas.

Es evidente que mecanizar una granja implica un gasto muy grande, es por eso que se ha tratado de utilizar los mecanismos más económicos y sencillos existentes en el mercado. Es claro que si, por ejemplo, en el caso de la fosa se utiliza un tornillo sinfín para alimentar el elevador de cangilones subirá de una manera considerable el costo, cosa que se ve a menudo en algunas bodegas mecanizadas del país.

El principal objetivo de éste trabajo ha sido entonces, el mostrar como se puede obtener un mejor aprovechamiento tanto del alimento como del cerdo a través de una mecanización sencilla de la granja y cómo el ingeniero mecánico puede trabajar en áreas tales como son la agricultura y la ganadería,

BIBLIOGRAFIA

MEXICO. INFORMACION SOBRE ASPECTOS GEOGRAFICOS, SOCIALES Y ECONOMICOS

Coordinación General de los Servicios Nacionales de Estadística Geográfica e Informática
SPP, Vol III, México 1985

10 AÑOS DE INDICADORES ECONOMICOS Y SOCIALES DE MEXICO

Instituto Nacional de Estadística, Geografía e Informática
SPP, México 1986

RESISTENCIA DE MATERIALES

Ferdinand L. Singer, Andrew Pytel
Ed. Harla, México 1982

LA ESCUELA DEL TECNICO MECANICO

G. D. Jerie, W. Heepke
Ed. Labor, Tomo Cuarto, Barcelona 1962

CONSTRUCCIONES PRACTICAS PORCINAS

Antonio Concellón Martínez
Ed. AEDOS, Barcelona 1968

LOS CERDOS

Luis Carlos Pinheiro Machado
Ed. Hemisferio Sur, Buenos Aires 1980

MANUAL DE REXNORD Co.

Rexnord Co., U.S.A. 1978

MANUAL PARA SELECCION Y APLICACION DE BANDA TRANSPORTADORA Y ELEVADORA DE GATES

Gates Rubber de México, S.A. de C.V., México 1983

MANUAL DE FORT WORTH-YORK

Fort Worth-York Co., U.S.A. 1971

GANADERIA PRACTICA

Antonio Concellón M., José Valle A.

Ed. Ramón Sopena, Barcelona 1977

PRODUCCION PORCINA

Clarence E. Bundy, Ronald V. Diggins, Virgil W. Christensen

Ed. CECSA, U.S.A. 1975

CONSTRUCCIONES PARA CERDOS

Gobierno del Estado de Guanajuato

Unión Regional de Porcicultores, México 1971

KENT'S MECHANICAL ENGINEER'S HANDBOOK

Wiley Engineering Handbook Series, Design and Production Volume,

U.S.A. 1977

MANUAL PARA CONSTRUCTORES

Compañía Fundidora de Hierro y Acero de Monterrey, México 1965

PROYECTO DE ESTRUCTURAS

Cyril S. Benson

Ed. CECSA, México 1959.

MARKS, MANUAL DEL INGENIERO MECANICO

Theodore Baumeister, Eugene A. Avallone, Theodore Baumeister III

Ed. Mc. Graw-Hill, México 1978

copi•offset express

TEMAS • MEMORIAS • INFORMES
AV. MEXICO No. 2210
Casí Esquina Con Américas
Tel. 15-19-68

GUADALAJARA AL
COPIAS TESIS
TRANSCRIPCIONES
HELIOGRAFICAS
ENCUADERNACION
ENCARGOLADOS
REDUCCIONES
EN M/CADOS
IMPRESIONES DE:
FORMAS INTERNAS
FACTURAS, VOLANTES
PASAJES SU TESIS
EN MAQUINA IBM



USAMOS EQUIPOS XEROX Y OFFSET

• REPRODUCCION • REPRODUCCION DE BROS
• IMPRESION DE PLANOS • IMPRESION

HELIOGRAFICAS

• COPIAS BOND
• PAPELERIA PARA SU EMPRESA
• REDUCCIONES
• AMPLIFICACIONES