



UNIVERSIDAD CENTRAL "MARTA ABREU" DE LAS VILLAS
VERITATE SOLA NOBIS IMPONETUR VIRILIS TOGA. 1948

Facultad de Ciencias Agropecuarias
Departamento de Ingeniería Agrícola

Trabajo de Diploma

Título: Definición de los parámetros de diseño de una máquina descascaradora de maní de pequeño formato

Autor: Manuel Acevedo Darías.

Tutor: Dr. Miguel Herrera Suárez

2014



PENSAMIENTO



“Cuida tus pensamientos porque se volverán actos.

Cuida tus actos porque se harán costumbre.

*Cuida tus costumbres porque formarán tu
carácter.*

Cuida tu carácter porque formará tu destino.

Y tu destino será tu vida”

Gandhi

DEDICATORIA.



Dedicatoria

*A mis padres, sin su apoyo todo hubiera sido
más difícil.*

AGRADECIMIENTOS.



Agradecimientos.

A mis padres, por su incondicionalidad, por su constante seguimiento y desempeño, mostrándome el camino correcto.

Agradezco también a mis restantes familiares.

A mi tutor por hacer de mi un buen diplomante y estudiante digno de su confianza.

A mi novia y amigos que siempre estuvieron presentes.

A todos los que de una forma u otra contribuyeron en mi formación profesional.

A todos aquellos profesores que han dado lo mejor en cada clase que han impartido.

RESUMEN.



Resumen.

Esta investigación consiste en determinar los principales parámetros para el diseño de una máquina descascaradora de maní de pequeño formato, para ello se realizó una revisión bibliográfica en la literatura especializada. En esta investigación se ajustaron los parámetros de diseño de este tipo de máquinas a una de menores dimensiones y potencia, suficiente para el volumen de producción existente en Cuba, se determinaron además las dimensiones, y el régimen de trabajo para una cantidad menor a 4 qq/h de maní. Utilizando las metodologías para el cálculo de las principales partes componentes de las mismas se obtuvieron como resultados la efectiva capacidad teórica de esta para realizar con calidad la labor de descascarado, así como se determinó la potencia demandada por la misma, dada la productividad y dimensiones de esta máquina se constata que es ideal para una agricultura familiar.

ABSTRACT.



Abstract.

This investigation consists on determining the main parameters for the design of a machine sheller of peanut of small format, that was carried out it a bibliographical revision in the specialized literature. In this investigation the design parameters were adjusted from this type of machines to one of smaller dimensions and power, enough for the volume of existent production in Cuba, also was determined the dimensions, and the work régime for a smaller quantity of 4 qq/h. Using the methodologies for the calculation of the main parts components of the same ones was obtained as results the effective theoretical capacity of this to carry out with quality the work of having shelled, as well as the demanded power was determined by the same, given the productivity and dimensions of this machine it is verified that it is ideal for a family agriculture.

ÍNDICE.



ÍNDICE

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I. SITUACIÓN ACTUAL DEL TEMA INVESTIGADO

- 1.1. Importancia agroalimentaria del cultivo del maní
- 1.2 Desarrollo de las máquinas descascaradoras de maní
- 1.3 Principales elementos teóricos que definen el cálculo de las maquinas descascaradoras de maní. Cálculos del sistema de descascarado.
 - 1.3.1 Parámetros cinemáticos, geométricos, y energéticos del cilindro descascarador, que influyen en el descascarado de maní
 - 1.3.2. Elementos de cálculo de los ventiladores agrícolas
 - 1.3.3. Parámetros de diseño de las zarandas
- 1.4 Condiciones para que el grano pase por la sección transversal del orificio de la criba
 - 1.4.1 Régimen cinemático de movimiento de la criba.
 - 1.4.2 Velocidad media de movimiento del material por la superficie de la criba
- 1.5 Carga del sacudidor

CAPÍTULO II. MATERIALES Y MÉTODOS

- 2.1. Cálculo de los parámetros del cilindro descascarador.
- 2.2. Cálculo de la Potencia del rodillo desgranador de maní
- 2.3 Parámetros del sacudidor de pajas.
- 2.4 Cálculo de la potencia consumida en el trabajo del sacudidor de paja
- 2.5 Parámetros de diseño del sistema de limpieza neumático
- 2.6 Cálculo de las Dimensiones del Ventilador
- 2.7 Calculo de las dimensiones de la tobera

2.8 Cálculo de la potencia demandada por la máquina

CAPÍTULO III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Análisis de los resultados del cálculo de parámetros de diseño del cilindro descascarador

3.2. Demanda de potencia del cilindro descascarador

3.3. Resultados de la determinación de los parámetros de diseño del sacudidor de pajas

3.4 Resultado del cálculo de parámetros de cribas vibratorias de separación bajo el criterio de la velocidad límite de las partículas

3.5. Resultados de la determinación de las características dimensionales de los agujeros de las cribas

3.6 Resultados del cálculo de los parámetros de diseño del sistema de limpieza neumático

3.7 Resultados del cálculo de la demanda de potencia de la máquina

CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

INTRODUCCIÓN.



INTRODUCCIÓN

El cultivo del maní o cacahuete es rico en nutrientes y representa una gran fuente para la alimentación humana y animal, además de poseer múltiples propiedades medicinales.

Es una importante fuente de vitaminas y posee propiedades antioxidantes, lo cual ha aumentado su demanda tanto en el sector alimentario como farmacéutico. En la actualidad se elevan cada día los niveles de producción de aceite de maní.

Dada la importancia agrícola que ha alcanzado el maní su producción se ha venido incrementando, llegando a ocupar en el año 2013 uno de los lugares punteros entre las leguminosas de granos, siendo antecedido solamente por la Soja, la Cánola y el Algodón (Eleconomista, 2009).

La República Popular China lidera a escala global la producción del maní abarcando el 44 % de la producción mundial, seguido por la India con el 20 %, EEUU 6 %, Nigeria 4,5 %, e Indonesia 4 %, estos países cubren más del 80% de la producción mundial (Cacahuatesusa, 2012).

Como principales países exportadores en el ámbito mundial se definen, la República Popular China (55 786 t/año); EEUU con 22 743 t/año; y Paraguay con 14 158 t/año. También se destacan otros países como: India; Israel; Indonesia; Bélgica; Tailandia; México; y Holanda.

Dentro de los países de mayor consumo se destacan EEUU con el 38,3% de la producción mundial, seguido de Indonesia que importa un 12.8%, México 7,6%, Rusia 6,7% y Canadá 6,6% (Frutas-hortalizas).

En Cuba, la producción del maní es muy limitada, se considera como uno de los cultivos poco explotados, pues las producciones se destinan fundamentalmente al autoconsumo de los propios campesinos, motivo por el cual se le destinan pequeñas áreas o parcelas para su producción.

No obstante en las últimas décadas el maní se ha convertido en una importante fuente de alimento, constituyendo paulatinamente en una gran alternativa para la alimentación del cubano, fundamentalmente en forma de repostería, pues no existe aún la infraestructura necesaria para obtener del mismo de manera industrial aceite, pastas, mantequilla, etc.

Teniendo en cuenta la necesidad de diversificar e incrementar la producción de alimentos, y las características que posee el cultivo de maní en cuanto a su poder de adaptación a las condiciones de suelo y clima cubanos, además de los niveles de aceptación de la producción se hace imprescindible la intensificación de sus producciones, problemática que pasa por el desarrollo del sistema de máquinas para su procesamiento postcosecha.

Una de las operaciones más importantes en el procesamiento del maní es el proceso de descascarado, aspecto que está dado por la laboriosidad del proceso. En la actualidad, se han desarrollado una gran cantidad de máquinas destinadas al descascarado de las vainas de maní, dando lugar al surgimiento de variantes que van desde el accionamiento manual hasta el mecanizado, empleando como fuentes energética motores eléctricos o de combustión interna de manera indistinta (cooparroyocabral.com.ar).

En Cuba a saber, no se producen este tipo de máquinas industrialmente, el mayor peso de las producciones de máquinas agrícolas se centra en las demandadas del sector cañero, así como por el Ministerio de la Agricultura (MINAG). Dichas producciones se dirigen fundamentalmente a la fabricación y desarrollo de aperos de labranza, cultivo y fertilización entre otros.

La fabricación de este tipo de máquinas se ha limitado a iniciativas del sector privado, las cuales han dado lugar al surgimiento de variantes que han sido desarrolladas de una forma muy empírica, con los materiales y recursos que se tengan disponibles, sin tomar en cuenta los cálculos ingenieriles que permitan un diseño óptimo, así como la definición adecuada de los parámetros de operación.

La mayoría de las descascaradoras de maní de pequeño formato que se comercializan internacionalmente poseen una demanda de potencia superior a los 4,41 kW (6 hp), lo cual dificulta la producción local de estas máquinas en Cuba. Esto está asociado a que la productividad promedio de las mismas es superior a los 400 kg/h equivalente a 1 600 kg en una jornada de cuatro horas de trabajo continuo, cifras que sobrepasan los volúmenes de procesamiento diario de los pequeños productores cubanos (Perez, 2004).

Tomando en cuenta esta problemática se decide realizar el presente trabajo, que tiene como **objeto de estudio**: los parámetros de diseño de las máquinas descascaradoras de maní.

A partir de la situación el **problema científico** consiste, en determinar: ¿Cuáles son los parámetros de diseño óptimos de una máquinas descascaradora de maní de pequeño formato para la agricultura familiar?

A partir de estos elementos se define la siguiente **hipótesis**: Si se establece un límite de productividad de la máquina descascaradora de maní no mayor de 400 kg/h y una máxima demanda energética 0,73 kw (1hp), además de tomarse en cuenta los principales elementos teóricos que definen el cálculo de sus principales órganos de trabajo se podrán fundamentar los parámetros de diseño óptimos de una máquina descascaradora de maní de pequeño formato para la agricultura familiar.

Objetivo general: Fundamentar los parámetros de diseño de una máquina descascaradora de maní de pequeño formato, para una agricultura familiar.

Para cumplimentar dicho objetivo se deben desarrollar las siguientes **tareas de investigación:**

1. Analizar la situación actual del desarrollo actual y perspectiva de las máquinas descascaradoras de maní.
2. Elaborar el procedimiento metodológico para el cálculo de los parámetros de diseño de los principales órganos de trabajo de la descascaradora.
3. Definir los parámetros de diseño de los principales órganos de trabajo de la máquina descascaradora.
4. Elaborar recomendaciones para el diseño de una máquina descascaradora de maní de pequeño formato, para una agricultura familiar.

CAPÍTULO I.



CAPÍTULO I. SITUACIÓN ACTUAL DEL TEMA INVESTIGADO

1.1. Importancia agroalimentaria del cultivo del maní

Desde el punto de vista nutritivo, el maní posee gran cantidad de nutrientes de vital importancia para la alimentación, además de muchas propiedades medicinales (Plantasparacurar, 2006; Venelogia, 2013). Por ejemplo, es un hipocolesterolemiante porque ayuda a reducir los niveles de colesterol en la sangre, y posee propiedades digestivas y antioxidantes por ser rico en vitamina E, lo que ayuda a eliminar radicales libres presentes en el organismo responsables de enfermedades degenerativas como el cáncer, cataratas, y síntomas del envejecimiento entre otras.

De acuerdo con estudios realizados por científicos de la Universidad de Florida en Estados Unidos (Usda, 2012), el maní protege al organismo de las enfermedades coronarias y es tan beneficioso como la fresa, e incluso más que la zanahoria o la manzana. Contiene además elevados niveles de proteínas y de grasas mono insaturadas, por lo que con pequeñas cantidades el organismo obtiene casi la mitad de las 13 vitaminas que requiere. Posee folatos, que son fundamentales en la formación del tubo neural de los embriones y posee minerales como el Potasio, Sodio, Hierro, Calcio, Magnesio, Flúor, Zinc, Cobre y Selenio, siendo rico además en ácido oleico y linoleico benéficos para la salud cardiovascular y el funcionamiento del cerebro. La riboflavina que contiene lo hace útil en los procesos de respiración de las células de la piel, las uñas y el cabello, y la niacina (vitamina B₃), lo convierte en un ingrediente vital para el fortalecimiento muscular y evitar la osteoporosis.

Desde el punto de vista agrícola, el maní es un cultivo que ha ido ganando en importancia a nivel mundial, por lo que su producción se ha extendido rápidamente hasta ocupar en el año 2013 el cuarto lugar entre las leguminosas de granos (Figura 1.1), solo aventajado por la Soja, la Cánola y el Algodón (Eleconomista).

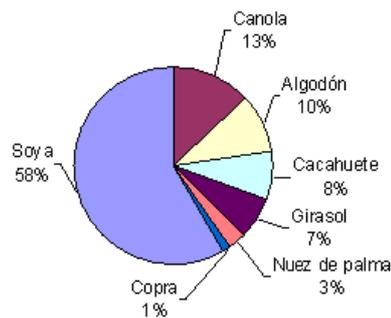


Figura 1.1. Principales oleaginosas producidas en el mundo en el año 2013 (Usda).

La producción mundial de maní (Figura 1.2), está encabezada por la República Popular China quien lidera su producción a escala global con el 44% de la producción mundial, seguido por la India con el 20%, EEUU 6%, Nigeria 4,5%, e Indonesia 4%, lo que demuestra el alto nivel de concentración de la oferta, pues solo cinco países cubren más del 80% de la misma (Cacahuatesusa)

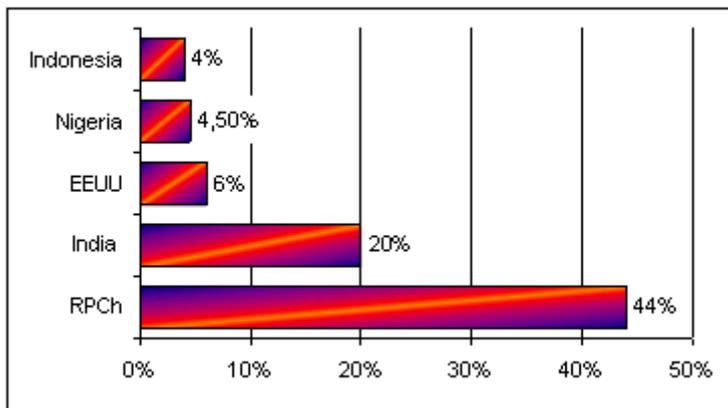


Figura 1.2. Principales países productores de cacahuates a nivel mundial en el año 2013 (Usda).

Entre los principales países exportadores a escala global se destacan un grupo de 10 países (Figura 1.3), encabezados nuevamente por la República Popular China, con un total de 55 786 t/anales.

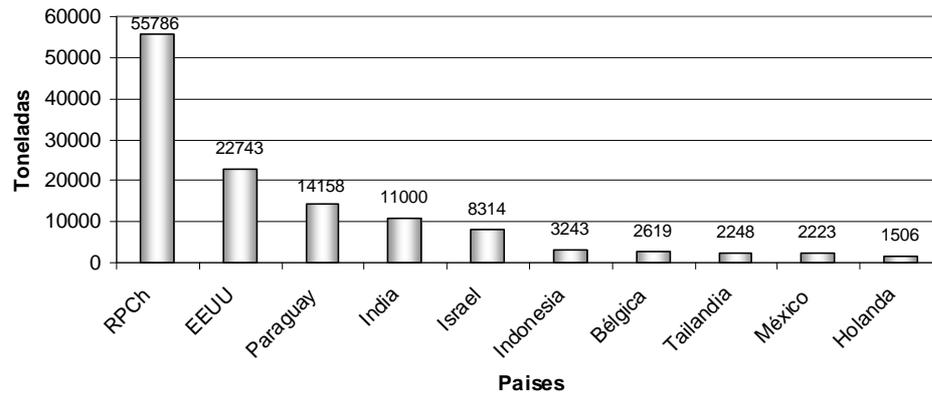


Figura 1.3. Principales países exportadores de cacahuets a escala global (Usda).

A su vez, los principales países importadores aparecen representados en la figura 1.4, de donde se deduce que el país más consumidor de maní es EEUU con el 38,3% de la producción mundial, seguido de Indonesia que importa un 12,8%, México 7,6%, Rusia 6,7% y Canadá 6,6% (Frutas-hortalizas).

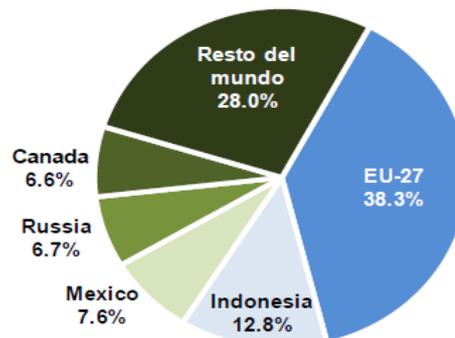


Figura 1.4. Principales países importadores de cacahuets a escala mundial (Usda).

En Cuba, aunque durante la Segunda Guerra Mundial se desarrolló la industria del aceite de maní específicamente en áreas del central Hershey (ecured), la realidad es que hoy se encuentra aún entre los cultivos poco explotados, pues sólo una pequeña parte de los agricultores lo cultivan en pequeñas parcelas obteniendo rendimientos de solo 1,2 a 1,5 t/ha, lo que depende además de la época de siembra, suelos, variedad y atenciones dadas al cultivo.

Como dato curioso vale destacar el trabajo del campesino Leonardo Lebolle Mulet, llamado El Rey del maní y residente en Nueva Paz, provincia Mayabeque. Según el periódico “El Habanero”, este pequeño productor posee una lista de más de 355 variantes de uso del maní como alimento, materia prima para mezclar con harinas o extensores para elaborar panes y dulces; también en los medicamentos utilizados en afecciones de la piel, el cabello, o metabólicas, como es el caso de las personas que no pueden consumir la sustancia conocida por gluten, abundante en los cereales, etc.

Sin embargo, por sus cualidades alimenticias y por ser una importante fuente de grasa y proteína, se ha ido constituyendo paulatinamente en una alternativa importante para la alimentación del cubano, fundamentalmente en forma de repostería, pues no existe aún la infraestructura necesaria para obtener del mismo de manera industrial aceite, pastas, mantequilla, etc (Osorio, 2003).

Teniendo en cuenta el déficit de aceites y grasas que existe en el país, la necesidad de fuentes alternativas de proteína y la falta de alimentos para el consumo animal es que el maní se presenta como una alternativa viable para superar estas dificultades. Las características propias de esta leguminosa que sustentan esta afirmación son: su adecuación a las condiciones ambientales del país, su alto contenido de aceite, la excelente calidad de su aceite, su riqueza proteica y nutritiva en general, así como por la variada gama de sus usos potenciales (Osorio, 2003).

En la dimensión social, la cadena transformativa que se inicia con la producción de maní, y que agrupa un conjunto de pequeñas industrias, como la confitera, puede ser el soporte de una buena fuente de empleo urbano, con el consiguiente aumento del nivel de vida de la familia cubana (Osorio, 2003)

En una economía basada en el desarrollo sostenible se debe asignar al maní un lugar destacado; sin embargo, se puede decir que el escaso tratamiento profesional dado a este cultivo en el país y el ínfimo papel que representa dentro de la producción agraria nacional permiten referirse a él como una planta nueva, existiendo un novedoso interés por este cultivo.

Entre los aspectos más importantes a considerar en los programas de mejoramiento de este cultivo, a nivel internacional y a nivel nacional, está la obtención de genotipos con buen comportamiento agronómico (Ramanthan, 1982), lo que incluye características como el porte, la uniformidad en la maduración, la estabilidad, las condiciones estéticas de vainas y semillas, el contenido de proteína y aceite en el grano y el tamaño del mismo; otro de los aspectos considerados es su resistencia, o al menos tolerancia a las principales enfermedades que afectan al mismo en las diferentes condiciones ecológicas donde se desarrollará su producción. También se incluye el desarrollo de máquinas para su producción y procesamiento postcosecha.

Dentro de las máquinas para el procesamiento postcosecha del maní, las descascaradoras juegan un papel fundamental pues las mismas vienen a sustituir actividades manuales que demandaban gran laboriosidad, como son el descascarado y la limpieza del grano.

1.2 Desarrollo de las máquinas descascaradoras de maní

La descascaradora de maní fue inventada en el año 1830 por el ingeniero mecánico escocés Andrew Meikle, quien acabó así con la necesidad acumulada durante miles de años de separar el grano de la cajeta o vaina a mano y/o con cuchillas, lo que hacía muy laborioso y poco productivo el proceso.

Sin embargo, las primeras versiones documentales reales de una máquina descascaradora de maní datan de principios del siglo XIX, período en que se inició la construcción de máquinas muy rudimentarias con pocos recursos, cuyo objetivo fundamental fue facilitar el descascare del maní y en la medida de las posibilidades asegurar su limpieza en una sola operación (Figura 1.5).

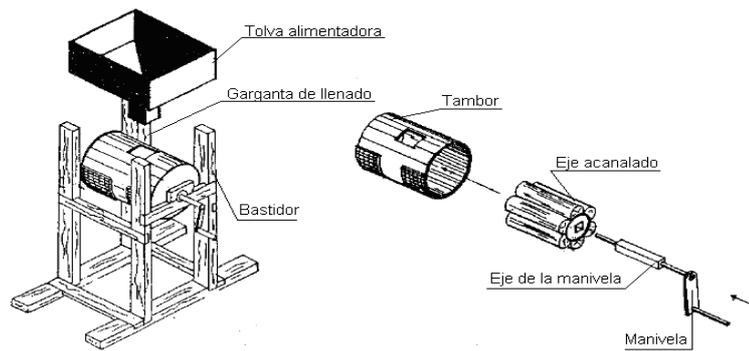


Figura 1.5. Máquina descascaradora de maní fabricada en Israel en el siglo XIX (Fao).

Según (Rodríguez, 2007), el diseño contaba con un tambor dentro del cual giraba un eje acanalado. Por tanto, al introducir las vainas, el eje las frotaba contra el tambor y descascaraba los granos. Su productividad era de solo 80 a 100 kg/h y necesitaba tres operarios para realizar sus funciones.

Posteriormente surgieron las máquinas a vapor y en 1834 John Avery e Hiram Abial Pitts, idearon mejoras significativas a las máquinas trilladoras logrando una que era capaz además de separar automáticamente el grano de las vainas descascarándolos.

En la actualidad, existe una variada gama de máquinas destinadas al descascarado de las vainas de maní, ya sean de accionamiento manual, como es el caso de la máquina INCUPO (alibaba, 2014) destinada a pequeños productores (Figura 1.6 a y b), o de accionamiento mecánico, por una motor eléctrico o de combustión interna (Figura 1.6 c y d).



Figura 1.6. Descascaradora manual de maní. a y b) descascaradora manual; c) accionada por motor eléctrico; d) accionada por motor de combustión interna.

Esta máquina de accionamiento manual tiene dentro de sus ventajas la simplicidad de su construcción, es liviana, fácil de trasladar, incrementa significativamente la productividad del trabajo permitiendo que una persona puede descascarar entre 18 y 25 kg/h, mientras que por el método manual mediante el uso de morteros solo procesaría entre 4 y 8 kg/h, además, es muy barata, pues su costo de adquisición asciende solamente a 105 USD. Como principal desventaja se señala el hecho de que produce hasta un 10% de granos rotos (95).

En el mercado internacional existen máquinas más complejas como la que se muestra en la figura 1.7, pues la misma es capaz de descascarar las vainas, separar los granos mediante dos fases de limpieza (neumática y mecánica), además de clasificar los granos por sus dimensiones (alibaba, 2014). Este tipo de máquinas poseen mayor productividad y versatilidad, por ende sus costos se incrementan considerablemente

en dependencia del modelo, las mismas se cotizan en el mercado internacional a razón de 5000 a 10000 USD.

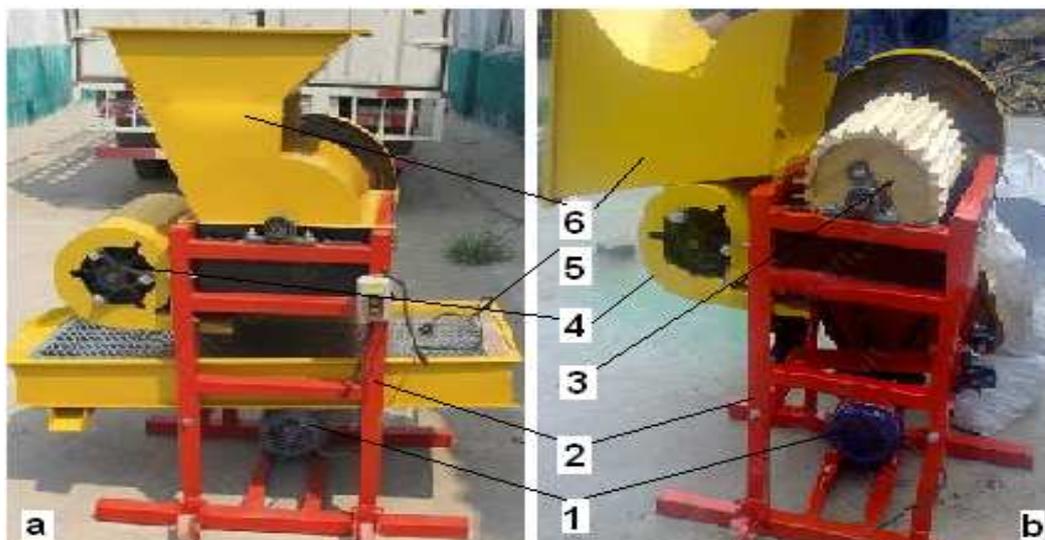


Figura 1.7. Máquina descascaradora de maní Modelo Srs-40a.

Existen otros modelos de máquinas descascaradoras de maní más sencillas, donde se elimina la zaranda limpiadora clasificadora y se modifica por una construcción mucho más simple el tambor descascarador (Fig. 1.8).

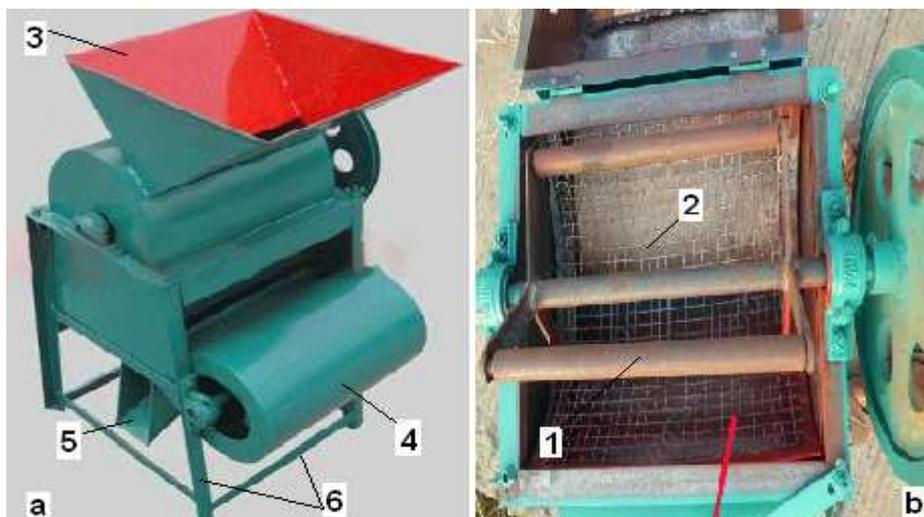


Figura 1.8. Máquina estacionaria descascaradora de maní modelo SI-400b (Sicbol, 2012).

El principio de trabajo de la máquina es similar al de su homóloga Srs-40a, sin embargo, como se observa en la figura 1.8 b, su tambor descascarador es diferente y aquí se construye con tres barras cilíndricas (1) soldadas sobre una estructura prismática que las une y dispone a 120° una de otra. Durante el proceso de trabajo, las mismas se encargan de frotar las vainas del maní contra la malla (2), asegurando su rotura.

En dependencia del modelo y sus dimensiones, estas máquinas pueden alcanzar productividades que van desde los 400 a 3 000 kg/ha, se cotizan en el mercado internacional por un valor de 3 000 a 8 500 USD (alibaba, 2014).

Se han desarrollado otras máquinas que aprovechan las ventajas de los diseños anteriormente citados, pues las mismas tratan de eliminar sus deficiencias, un ejemplo de esto es la máquina descascaradora de maní modelo DRM-ZC1 (Fig. 1.9).

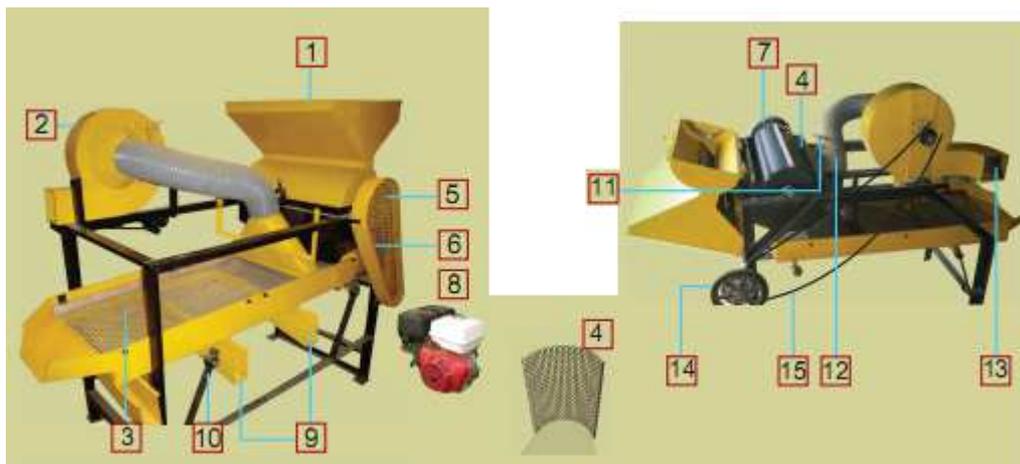


Figura 1.9. Partes componentes fundamentales de la máquina descascaradora de maní, modelo DRM-ZC1 (Sicbol).

El principio de funcionamiento de ésta máquina es similar al de las anteriormente analizadas, sin embargo, en este diseño se ponen de manifiesto una serie de soluciones técnicas novedosas que favorecen su desempeño. Esta máquina da la posibilidad de emplear un juego de cóncavos intercambiables para ser usados en dependencia de las dimensiones de las vainas de maní a descascarar (Fig. 1.10), además el tambor descascarador reúne ventajas con respecto a los fabricados en otros modelos, pues su número de barras (6) se encuentra en el rango (6 a 10)

recomendado por la literatura (Núñez, 1998), a diferencia de la máquina Srs-40a que posee un cilindro con dientes en forma de engranaje, lo cual provoca que su incidencia sobre las vainas produzca fractura de los granos en una magnitud considerable.

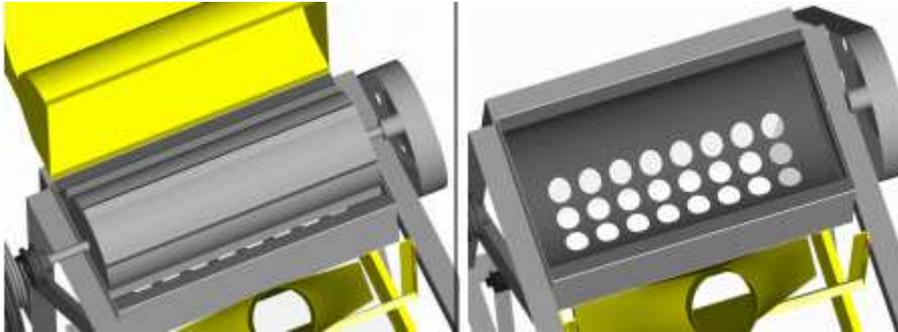


Figura 1.10. Detalles del tambor descascarador y cóncavo de la máquina DRM-ZC1

De igual forma esta máquina posibilita el uso de zarandas intercambiables con orificios que permiten la clasificación de los granos en pequeños, medianos y grandes, su sistema de limpieza por succión, y el hecho de que puede trabajar tanto acoplada a un motor eléctrico como de combustión interna, completan la lista de soluciones novedosas implícitas en el modelo que lo hacen universal.

El costo de adquisición de estas máquinas en el mercado internacional oscila entre 18 000 y 25 000 USD.

En términos generales las máquinas desgranadoras de maní que se comercializan actualmente poseen una capacidad de 400 a 3 000 kg/h, con una demanda energética que oscila de 2,2 a 11 kW (Tabla 1), es decir se fabrican variantes de pequeño formato propias para productores individuales y una agricultura familiar, así como máquinas de elevada productividad más apropiadas para el procesamiento industrial de elevadas cantidades de maní.

Tabla 1. Características generales de las desgranadoras de maní actuales.

Capacidad, kg/h	Eficiencia, %	Tasa de limpieza, %	Pérdidas, %	Demanda energética, kW	Peso, kg	Dimensiones Lxaxal, m
400 a 3000	95 a 98	97 a 99	< 0,5	2,2 a 11	137 a 1080	1200*660*1240

1.3 Principales elementos teóricos que definen el cálculo de las máquinas descascaradoras de maní. Cálculos del sistema de descascarado.

Teniendo en cuenta el principio de trabajo de las máquinas descascaradoras de maní analizadas, el análisis teórico de sus órganos de trabajo se realiza en la misma secuencia en que intervienen los mismos en el proceso de trabajo. Es decir, se analiza primeramente su sistema de descascarado y posteriormente su sistema de limpieza neumática y limpieza por el sistema de zarandas.

1.3.1 Parámetros cinemáticos, geométricos, y energéticos del cilindro descascarador, que influyen en el descascarado de maní.

La velocidad tangencial de rotación óptima del cilindro descascarador se determina por las magnitudes permisibles del daño a los granos y del porcentaje de estos que queden sin descascarar. Sin embargo, como que para un mismo cultivo la misma varía entre amplios límites en dependencia de indicadores tales como variedad, humedad, magnitud de las holguras y alimentación de la masa, muchas veces se recurre a pruebas experimentales para determinarla teniendo en cuenta que la cantidad de material no descascarado debe ser inferior al 0,5%, y la cantidad de granos partidos no debe exceder el 1,5%.

Para ello, se establece la velocidad tangencial del tambor de acuerdo a datos tabulados o experimentales y el cóncavo se fija en una posición donde las holguras sean mayores para reducir las pérdidas por concepto de roturas de granos. Se realiza una prueba de trabajo con entrega cercana a la óptima y se cuantifica la cantidad de granos dañados, si este valor es superior al permisible, ($>0.5\%$), se prueba con otras velocidades hasta obtener los resultados esperados.

En las construcciones modernas, la velocidad de giro del cilindro descascarador se puede variar usando poleas múltiples o variadores de velocidad y oscila entre 12 a 32 m/s.

Diámetro y longitud de los cilindros. Al seleccionar estos parámetros, se debe asegurar un momento de inercia óptimo reduciendo las posibilidades de atascamiento.

En este caso, el diámetro del tambor va a depender de la cantidad de barras que este posea, así como de la velocidad periférica del mismo. Cuanto mayor sea la velocidad periférica del tambor mayor será diámetro del cilindro descascarador.

La longitud del tambor trillador va a depender igualmente de la cantidad de barras que posee el mismo, así como de la relación entre la masa de material a procesar y la entrega permisible para el tambor, por lo que la longitud de estos tambores se verá afectada directamente por la cantidad de material a procesar, a mayores números de barras menor longitud del tambor se requiere.

En la mayoría de las construcciones actuales, el diámetro de los cilindros de barras varia de 425 a 610 mm para un número de barras $M = 6$ a 10.

Longitud del cóncavo. Con el aumento de la longitud del cóncavo disminuye la probabilidad de que queden vainas sin descascarar, pues aumenta el tiempo de contacto de las vainas con el cóncavo en la holgura de trabajo. Además, el alargamiento del cóncavo conduce al aumento del cernido de la masa, reduciendo la carga sobre el sacudidor o zaranda y además de las pérdidas. La longitud del cóncavo en las descascaradoras modernas es de 400 a 600 mm.

Para variar la holgura entre el cilindro descascarador y el cóncavo, se contempla la regulación de la posición del cóncavo según la altura a través de diferentes soluciones tecnológicas.

Apriete de las vainas. La productividad de la descascaradora y la calidad del descascarado, dependen de la capacidad de apriete de las vainas contra el cóncavo por el cilindro descascarador. Sin embargo, el apriete de una determinada cantidad de vainas depende de la holgura entre el cóncavo y el cilindro, del estado de la masa, de la dirección y velocidad de la alimentación y de la velocidad de rotación del cilindro, pues al aumentar ésta el cilindro agarra menor cantidad de vainas.

Los experimentos han demostrado, que hasta un 60 a 65% de la cantidad total de grano se separa de sus vainas en el comienzo del cóncavo; cerca del 25% en la parte media, y el 10% en su final.

El apriete de las vainas depende del tiempo (t) y del espacio de tiempo (Δt) que permanezcan en contacto con el cóncavo.

Holgura entre el cilindro descascarador y el cóncavo. La consulta a la bibliografía especializada indica, que los aparatos descascaradores deben garantizar una elevada eficiencia tecnológica relacionada con la mayor cantidad de vainas descascaradas posible y a su vez, con la menor cantidad de granos rotos posibles. Sin embargo, el cumplimiento de estas exigencias solo se logra después de una óptima regulación de la velocidad del cilindro descascarador y después de una regulación adecuada de la holgura entre las barras y el cóncavo.

En este sentido, el valor óptimo de la holgura entre las barras del cilindro descascarador y el cóncavo parte de la condición de que la alimentación debe realizarse en aquel lugar del tambor donde no exista acción repelente de las barras sobre las vainas, es decir, para cuando $V_r=0$, lo que solo se logra cuando la velocidad resultante esté dirigida perpendicularmente en dirección del movimiento de la masa.

Para regular la holgura entre el cóncavo y el cilindro descascarador, en las algunas construcciones modernas se hace variar la posición del cilindro con respecto al cóncavo, mientras que otros fabricantes prefieren mover el cóncavo ya sea a través de tornillos de regulación o calzos.

Potencia consumida por el cilindro descascarador. El cilindro descascarador al actuar sobre la vainas requiere vencer fuerzas para arrastrar la masa y fracturar las mismas contra el cóncavo. Por ello, la fuerza total periférica P en las barras del cilindro se compone de la fuerza P_1 de arrastre y fuerza P_2 de fractura.

La fuerza P_1 requerida en el arrastre, va a depender de velocidad de la masa al comienzo del arrastre y final del proceso de descascarado.

La velocidad del movimiento de la masa (u_1) al comenzar a ser arrastrada por las barras del cilindro descascarador, no depende de la velocidad con que la misma se entregue al cilindro, pues generalmente esto ocurre por gravedad, sin embargo, se ha demostrado que la velocidad de la masa de cáscaras y granos de maní (u_2) al final del

proceso de descascarado es menor que la velocidad periférica (u) de los puntos de la barra del cilindro descascarador. Por tanto la dimensión de la velocidad de movimiento de la masa a la salida del cilindro se ve afectada por un coeficiente de proporcionalidad, el cual depende de factores tales como: longitud y humedad de las vainas, su orientación con respecto a las barras del cilindro descascarador, cantidad de masa alimentada al cilindro en la unidad de tiempo y la propia construcción del aparato descascarador.

La fuerza (P_2) considera la resistencia al estiramiento de la masa, y es un proceso complejo que se acompaña de la fricción de las vainas sobre los elementos del aparato descascarador y destrucción de las mismas.

Considerar todos estos factores es muy complejo, por ello, Goriskin (1983) consideró la fuerza (P_2) se podía determinar afectando la fuerza total periférica (P) por un coeficiente de proporcionalidad. Denominado también coeficiente de descascarado.

El coeficiente considera todas las resistencias que aparecen durante el arrastre de la masa. Para aparatos de barras se encuentra en los límites $f=0,6$ a $0,75$.

Parte de esa energía se consume en vencer la fricción en los rodamientos del tambor y en vencer la resistencia del aire.

En este caso, la potencia necesaria para vencer la fricción en los apoyos del cilindro es directamente proporcional a su velocidad periférica, y varía de manera proporcional al cubo de la velocidad como:

La fuerza de fricción en los apoyos del eje del cilindro se caracteriza por el coeficiente A , que según datos experimentales de estudios realizados en la ex URSS, para el cilindro de segmentos el valor de $A = 5$ a $5,5$ N, y para los cilindros de barras $A = 0,85$ a $0,9$ N, por cada 100 kg de peso del cilindro.

La diferencia significativa entre los coeficientes (A) para los cilindros de barras y de segmentos se explica, porque a la fricción en los apoyos del eje del tambor de

segmentos se le adiciona la fricción de los bordes laterales de los mismos y sus platinas sobre el aire.

De igual forma la resistencia del aire se caracteriza por un coeficiente (B), que va a depender de las formas de las partes rotativas del tambor, y de la densidad del aire. El valor del coeficiente (B) en 1 m de longitud del tambor con diámetro 550 mm, se puede tomar $B=0,045 \text{ N s}^2/\text{m}^2$ para el cilindro de barras.

Tomando en cuenta estos aspectos la potencia consumida por la máquina descascaradora dependerá de la potencia consumida en la fractura y arrastre de la masa a descascarar, así como de la potencia consumida en vencer las resistencias no útiles de la máquina, es decir fricción en los apoyos del eje del tambor y la resistencia del batimiento del aire.

1.3.2. Elementos de cálculo de los ventiladores agrícolas.

Los datos iniciales para seleccionar un ventilador son; el gasto de aire Q y la presión total H, que se obtiene de la suma de la presión dinámica (h_d) y estática (h_{ct}).

La presión dinámica se determina por la energía cinética consumida por las partículas, entre la unidad de volumen de aire.

La presión estática se determina por la resistencia que aparece en el circuito neumático al paso del aire. Esta depende de las pérdidas en el ventilador, de la fricción del aire con las paredes de la canal, de la flexión de las canales, de las pérdidas en las escotillas, de la resistencia en las cribas y de la presencia de montones o pilas del material que se procesa. Las pérdidas en este caso son proporcionales a la presión.

Sin embargo, es difícil considerar todos estos factores, por ello, la resistencia indicada se evalúa por analogía de acuerdo a la resistencia encontrada en construcciones análogas dotadas de ventiladores similares.

Se puede seleccionar además la velocidad del orificio del ventilador, que es igual a la velocidad de trabajo de la corriente de aire desde la escotilla, la que se determina en

dependencia de la composición del material a procesar. La velocidad de la corriente de aire debe ser mayor que la velocidad crítica de aquellos componentes que deben ser separados de la mezcla y expulsados fuera de la máquina. Es decir:

La presión teórica que deben tener los ventiladores para la separación de las mezclas va a depender de la presión total y la eficiencia de los ventiladores

Como parámetros de los ventiladores se determina el diámetro de la entrada del ventilador (D_0), los diámetros interior (D_1) y exterior (D_2) de la rueda del ventilador, y el ancho (B_B) y alto del canal de entrada del ventilador (h).

El diámetro de entrada del ventilador está afectado por el coeficiente de uso del orificio de entrada, el cual para los ventiladores agrícolas se toma entre (0,65 a 0,85). Se ha preestablecido una relación λ_0 , entre el diámetro del ventilador y el diámetro interior de la rueda del mismo, la cual toma valores $\lambda_0 = 1,0$ a $1,3$.

Finalmente, la potencia demandada por los mecanismos de accionamiento del ventilador va a depender del flujo de aire requerido, de la carga teórica de aire así como de la eficiencia de la transmisión.

1.3.3. Parámetros de diseño de las zarandas.

Considerando que las cribas planas ejecutan oscilaciones longitudinales, se asume como condición para el movimiento del material, que: Los granos se mueven como partículas planas, la resistencia del aire no ejerce influencia sobre el movimiento del material y el coeficiente (f) de resistencia al movimiento del material no depende ni del espesor de la capa ni de factores cinemáticos.

De esta manera, sobre una partícula de masa (m), ubicada sobre una criba plana (AB), figura 1.16, actúa la fuerza de gravedad $G=mg$, la fuerza de inercia $P_j=mrw^2$, la reacción (N) y la fuerza de fricción (F).

Al encontrarse la manivela (C) en las posiciones III y IV, el movimiento de la partícula solo podrá ser hacia abajo, mientras que al encontrarse en las posiciones I y II, solo podrá ser hacia arriba.

El movimiento de la partícula hacia abajo ocurrirá cuando la resultante de todas las fuerzas que actúan sobre la misma de izquierda a derecha sea superior a la fuerza de inercia.

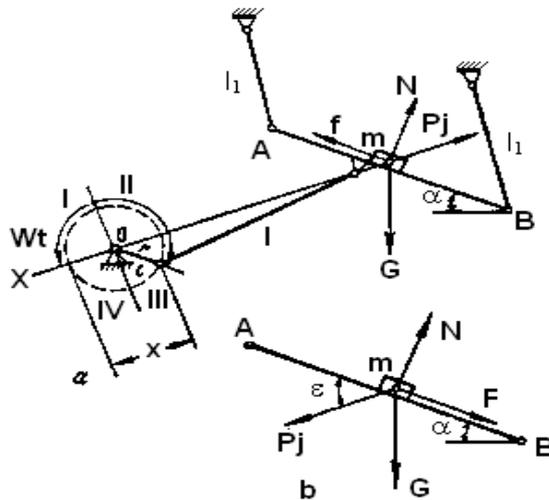


Figura 1.11. Esquema de las fuerzas actuantes sobre una partícula que se encuentra sobre un plano inclinado que oscila.

a. Movimiento de la partícula hacia abajo por el plano. b. Movimiento de la partícula hacia arriba por el plano.

El salto del grano en la criba es posible si la fuerza de inercia (P_j) se orienta de izquierda a derecha y la reacción $N=0$. Considerando la ecuación $K = \frac{w^2 r}{g}$, que representa el indicador del régimen cinemático, se pueden obtener los siguientes tipos de movimiento del grano por la superficie de la criba:

- ❖ Movimiento conjunto con el plano, si $K_c < \frac{\text{sen}(\varphi - \alpha)}{\cos(\varepsilon - \varphi)}$
- ❖ Desplazamiento de la partícula hacia abajo, si $K_H > \frac{\text{sen}(\varphi - \alpha)}{\cos(\varepsilon - \varphi)}$
- ❖ Desplazamiento de la partícula no solo hacia abajo, sino hacia arriba también

si: $K_B > \frac{\text{sen}(\varphi + \alpha)}{\cos(\varepsilon - \varphi)}$

❖ Salto de la partícula del plano si: $K_0 > \frac{\cos \alpha}{\text{sen} \epsilon}$

Para que el material se mueva por el plano sin abandonarlo, el indicador de trabajo del régimen cinemático (K_p) debe encontrarse en la relación $K_0 > K_p > K_B > K_H$ y el ángulo de inclinación de la criba debe ser menor que $\varphi = 18^\circ - 30^\circ$, pues ese es el valor del ángulo de fricción de los granos sobre acero y el material no se deslizará hacia abajo por su propio peso.

1.4 Condiciones para que el grano pase por la sección transversal del orificio de la criba.

Las condiciones que deben existir para que el grano pase por los orificios de la criba son:

- Sus dimensiones deben ser menores que las de los orificios;
- la velocidad del grano por la criba debe ser la adecuada.

En la figura 1.12 se analiza el caso cuando un grano de diámetro ($2r$) pasa por un orificio rectangular de longitud (l) estando la criba inclinada un ángulo (α) y se mueve con movimiento alternativo:

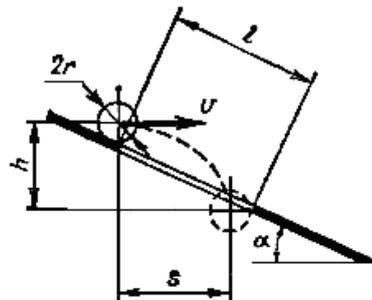


Figura 1.12 Esquema para determinar la condición de paso del grano por la sección transversal del orificio de la criba.

Suponiendo que el grano se mueve como un cuerpo lanzado cuya velocidad inicial sea (V), si la velocidad es poca y el orificio es suficientemente largo, el mismo podrá pasar por el orificio. Si la velocidad es grande y la longitud del orificio pequeña, el grano sobrevuela el orificio o es rechazado como consecuencia de su contacto con el

borde final del orificio. En el caso extremo, si el grano logra pasar por el orificio pero golpeándose en su extremo, logra pasar si el contacto se produce en su centro de gravedad o por encima de este.

En este caso, despreciando la resistencia del aire y el espesor de la criba, se demuestra que para los valores dados de dimensiones del grano, mientras mayor sea (l) mayor puede ser la velocidad. Sin embargo, con el aumento del espesor del grano y del ángulo de inclinación de la criba, es necesario reducir la velocidad para asegurar su paso por el orificio de la criba.

1.4.1 Régimen cinemático de movimiento de la criba.

El carácter del movimiento del material por el plano inclinado de la criba depende de los indicadores cinemáticos del régimen (k), del ángulo de inclinación del plano (Röner), de la dirección del movimiento (Röner) y del ángulo de fricción (Röner) del material por la superficie de trabajo.

En la figura 1.13, se representa la gráfica de los valores extremos del indicador del régimen cinemático en dependencia de la dirección de las oscilaciones para: $\alpha=10^\circ$ y $\varphi=25^\circ$.

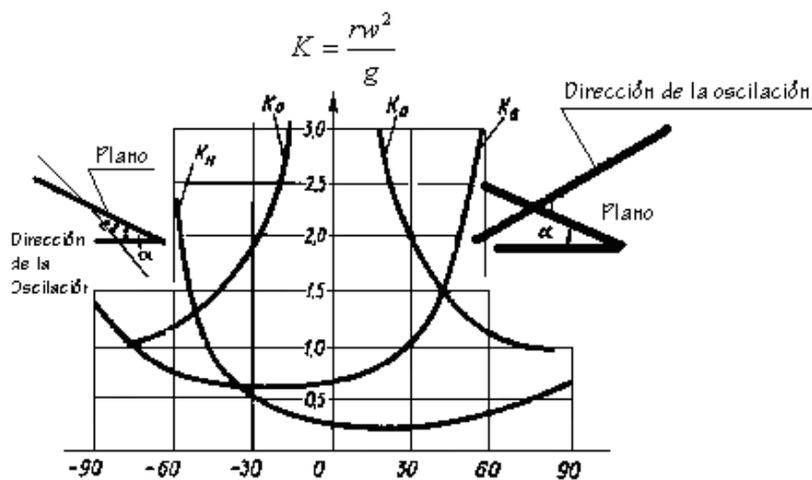


Figura 1.13. Gráfica de los valores extremos del indicador cinemático del régimen de trabajo, en dependencia de la dirección de la oscilación y del ángulo de inclinación del plano.

Los puntos que se encuentran por encima de la curva correspondiente, indican, para qué indicadores del régimen cinemático es posible uno u otro tipo de movimiento. La comparación $K_H=f(Röner)$ y $K_B=f(Röner)$ en el campo de los valores (+ de ϵ), indican que K_B es significativamente superior a K_H . Esta diferencia será mayor, mientras mayor sea $(Röner)$. Por consiguiente, el deslizamiento de la partícula hacia abajo será más prolongado que hacia arriba. La relación entre estas dos magnitudes determina la velocidad relativa del material y por consiguiente, la productividad de la criba.

La calidad del trabajo de la criba depende de la velocidad de movimiento y del camino recorrido por cada grano. Reduciendo la velocidad y aumentando el camino a recorrer, se puede mejorar la calidad del trabajo. Sin embargo, reducir la velocidad hace que disminuya la productividad.

Por su parte, aumentar el camino a recorrer asegura mayor probabilidad de que el grano coincida con un orificio, lo que a veces se logra aumentando el número de carreras hacia arriba y hacia abajo del material por la criba.

La figura 1.14, se ha construido para $\alpha=5$ grado y $\varphi=25$ grado, y permite determinar el tipo de movimiento del material para diferentes indicadores del régimen cinemático y dirección de las oscilaciones como se ha señalado.

De acuerdo al tipo de movimiento deseado de los granos, se pueden seleccionar las magnitudes necesarias de (K) y $(Röner)$.

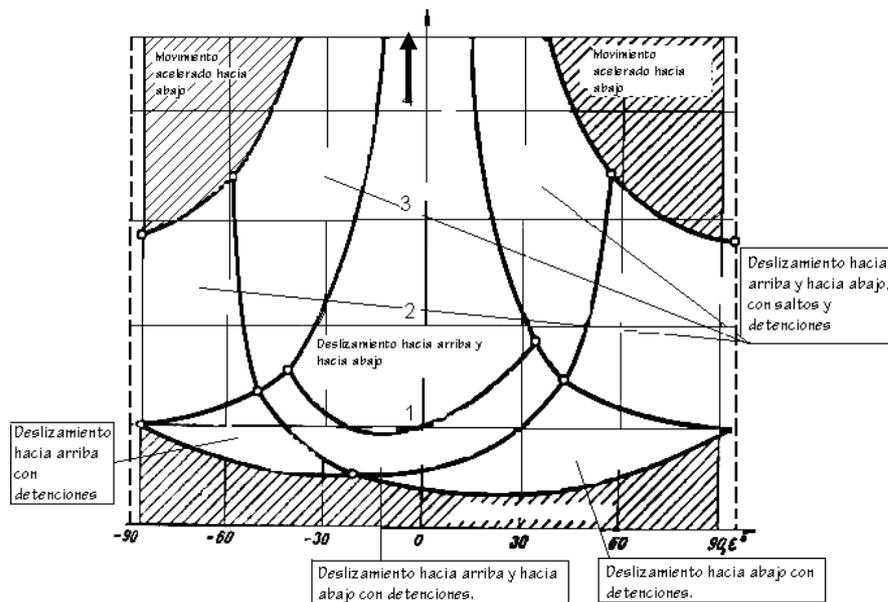


Figura 1.14. Gráfica para determinar el posible movimiento del material en dependencia de los distintos valores del régimen cinemático y dirección de las oscilaciones.

1.4.2 Velocidad media de movimiento del material por la superficie de la criba.

Si se construyen dos gráficas conjuntas de variación de (V) y (j) , se puede determinar el intervalo de tiempo para el cual el grano se va a mover por la criba y cuando lo va a hacer junto a esta.

En este caso (Figura 1.15), por el eje de las abscisas se coloca el tiempo (t) , representado por el ángulo de giro de la manivela (Röner) y la velocidad angular (w) . Por el eje de las ordenadas se colocan los valores de (V) y (j) .

El gráfico de velocidad representará una senoide cuyo máximo será (wr) y el periodo total $(wt = 2\pi)$. El gráfico de aceleración será entonces una cosenoide con máximo (rw^2) e igual periodo.

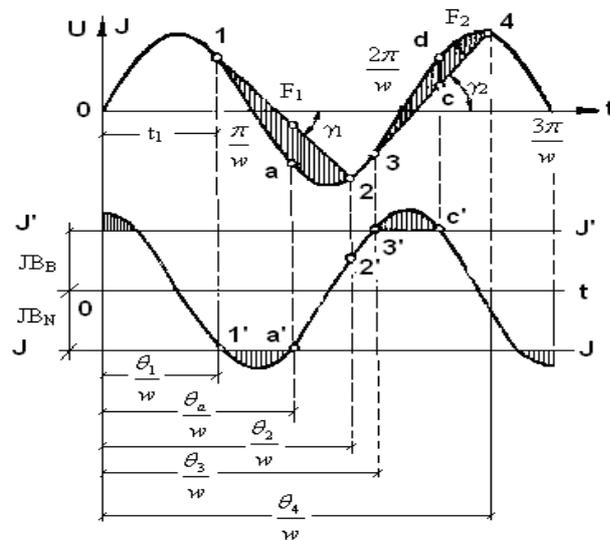


Figura 1.15. Gráfica de aceleración y velocidades.

En la gráfica de la aceleración se trazan las rectas (j-j) y (j'-j') separadas del eje de las abscisas a una distancia j_{BH} y j_{BB} en la escala seleccionada. La variación de la aceleración absoluta del grano se representa como la diferencia de ordenada de la cosenoide y las dos rectas trazadas.

En el momento de tiempo $t_1 = \frac{\theta_1}{\omega}$, el grano se moverá hacia abajo por el plano, y su velocidad se determina por la ordenada de la senoide en el punto (1).

Si se representa a j_{BB} como la primera derivada de la velocidad (V), se puede trazar en el punto (1) una tangente a él a un ángulo (γ_1). En este caso:

$$tg \gamma_1 = j_{BB} \frac{Mt}{Mv} \quad (1.43)$$

donde:

Mt y Mv- Escalas seleccionadas de tiempo y velocidad.

La recta (1-2) caracteriza la variación de la velocidad absoluta del grano, mientras que la diferencia entre la ordenada de la cosenoide y la recta, indica a escala la velocidad relativa de movimiento. Su valor máximo se corresponde con el segmento

(ab) que coincide con la vertical en el punto (a'), donde la aceleración de la criba es igual a (j_{BH}).

En el momento de tiempo $t_2 = \frac{\theta_2}{w}$ finaliza el desplazamiento relativo del grano hacia abajo y por ello, hasta el momento de tiempo $t_3 = \frac{\theta_3}{w}$ se moverá junto a la criba.

El movimiento relativo hacia arriba puede comenzar en el momento de tiempo (t_3), cuando la aceleración alcanza el valor (j_{BB}). En relación con este punto (3), en la gráfica de velocidad se traza la tangente (3-4) a un ángulo (γ_2) que se determina como ($\text{tg } \gamma_2 = j_{BB} Mt / Mv$). La velocidad relativa de movimiento hacia arriba, alcanza su valor máximo en el momento $t_c = \frac{\theta_c}{w}$, donde se termina el segmento (cd).

En el momento $t_4 = \frac{\theta_4}{w}$ el movimiento de traslación del grano hacia arriba se detiene y se encontrará por tanto en reposo relativo.

De este modo, para un periodo completo de oscilación de la criba, el grano, en el intervalo de $\frac{\theta_1}{w} a \frac{\theta_2}{w}$ se moverá hacia abajo, en el intervalo $\frac{\theta_2}{w} a \frac{\theta_3}{w}$ se encuentra en reposo relativo y en el intervalo $\frac{\theta_3}{w} a \frac{\theta_4}{w}$ se moverá hacia arriba.

Si $t_3 = \frac{\theta_3}{w} < t_2 = \frac{\theta_2}{w}$, el grano se mueve de arriba a abajo por la criba sin detenerse.

Las áreas (F_1 y F_2) representan segmentos del camino recorrido por el grano hacia abajo y hacia arriba.

Por la diferencia ($F_1 - F_2$), se puede conocer la traslación absoluta del grano en un período total de oscilación $T = \frac{2\pi}{w}$. Determinando con un planímetro las áreas (F_1 y

F_2), considerando además la escala de Mt y Mv , se puede hallar la velocidad media de movimiento del material en la criba

1.5 Carga del sacudidor.

La acción del sacudidor de vainas incluye una expansión periódica de la masa y su posterior desplazamiento hacia la salida del sacudidor.

Para analizar este proceso, el académico I.F. Vasilenko asume que el cernido del grano por el sacudidor se determina por la probabilidad de que el grano se separe de la masa de vainas fracturadas y por la probabilidad de cernido del grano a través del enrejado plano del sacudidor. En este sentido, considera que la probabilidad de un cernido completo en la unidad de longitud del sacudidor.

La longitud del sacudidor de diferentes combinadas varía en los límites de 2,5 a 4m. En la combinada soviética CK-4M por ejemplo, la longitud del sacudidor alcanza 3,6 m. Sin embargo, sus dimensiones son más pequeñas para el caso de máquinas estacionarias sea cualquiera que sea su destinación.

El coeficiente μ de separación depende del espesor H de la capa de material, en el sacudidor. Cuando H=20 cm y la relación peso del grano/peso de las vainas es 1:1,5; el coeficiente de separación μ es igual a 0,018.

CAPÍTULO II.



CAPÍTULO II. MATERIALES Y MÉTODOS.

2.1. Cálculo de los parámetros del cilindro descascarador.

Las metodologías empleadas en los cálculos de los parámetros de diseño de la máquina descascaradora, se programaron en el software Mathcad 14, en el Anexo A, se muestra una secuencia de cálculo.

Como paso inicial a la determinación de los parámetros geométricos dimensionales del cilindro descascarador, se determinó la productividad, como:

$$W_{max} = \frac{Q_{max}}{t} \quad (1)$$

Donde $W_{m\acute{a}x}$, productividad máxima de la descascaradora, (kg/h);

$Q_{m\acute{a}x}$, cantidad de material a procesar, (kg);

t , tiempo de trabajo (no debe exceder las 4 h), s.

La longitud del cilindro descascarador (L_b), se determinará como:

$$l_b = \frac{q}{m_0 \cdot q_0} \quad (2)$$

Donde: m_0 , Cantidad de barras del tambor trillador (6 a 10), adimensional;

q , capacidad del órgano trillador, Kg/s;

q_0 , Carga específica permisible ($q_0=0.02$ a 0.25 kg/s·m).

$$q = W_{max} \quad (3)$$

El Diámetro del tambor de barras se determinará, como:

$$db = \frac{u \cdot \Delta t \cdot m_0}{\pi} \quad (4)$$

Donde: u , Velocidad periférica, ($u=14$ a 32 m/s)

Δt , Intervalo de tiempo entre los golpes de las barras ($\Delta t=0.0045$ a 0.0075 s)

m_0 , Cantidad de barras del tambor trillador (6 a 10), adimensional

La velocidad angular del tambor se determinará como:

$$n = \frac{u}{\pi \cdot db}$$

(Nodo50)

Donde: u, Velocidad periférica, (u=14 a 32 m/s).

db, diámetro del tambor de barras el cual se determina mediante la ecuación (4)

2.2. Cálculo de la Potencia del rodillo desgranador de maní.

La fuerza total periférica en las barras se determinará como:

$$P = \frac{q \cdot u}{1-f} \quad (6)$$

Donde: u, Velocidad a la entrada de la ranura de trabajo. (3 a 5 m/s).

f, Coeficiente de trituración para aparatos de barras (f=0.6 a 0.75), adimensional

u, Velocidad periférica, (u=14 a 32 m/s)

La potencia requerida en el golpeo y estiramiento de la masa durante el descascarado se determina como:

$$N1 = \frac{q \cdot u^2}{1-f} \quad (7)$$

Donde: q, capacidad del órgano trillador, Kg/s;

f, Coeficiente de trituración para aparatos de barras (f=0.6 a 0.75), adimensional

u^2 , se determina como

$$u^2 = \alpha \cdot u \quad (8)$$

La potencia necesaria para el vencimiento de la fricción de los apoyos del tambor se determina como:

$$N2 = A \cdot u + B \cdot u^3 \quad (9)$$

Donde: A, Coeficiente que toma en cuenta la fricción de los cojinetes (A=0.85 a 0.9 N), adimensional

B, Coeficiente que caracteriza la acción del aire, adimensional

La potencia consumida por el rodillo desgranador, se determinará como:

$$Nrd = N1 + N2 \quad (10)$$

Donde: N1, Potencia requerida en el golpeo y estiramiento de la masa durante el descascarado

N2, Potencia necesaria para el vencimiento de la fricción de los apoyos del tambor.

2.3 Parámetros del sacudidor de pajas.

La longitud mínima permisible del sacudidor de pajas se determina como:

$$LS = \frac{Qs}{qos \cdot Bs \cdot \eta s} \quad (11)$$

Donde: Qs, productividad necesaria del sacudidor (kg/s)

qos productividad específica. ($\frac{kg}{s \cdot m^2}$)

ηs , Coeficiente de utilización del ancho del sacudidor de paja, adimensional

$$Q_s = q \cdot (1\beta) \quad (12)$$

La velocidad angular del eje sacudidor de pajas se determina como:

$$W_{sp} = \sqrt{\frac{k \cdot g}{rmvs}} \quad (13)$$

Donde: $rmvs$, radio de la manivela de la zaranda(mm)

k , indicador de régimen cinemático del sacudidor de pajas ($k=2,2$ a 3)

2.4 Cálculo de la potencia consumida en el trabajo del sacudidor de paja.

La masa de material que incide sobre la zaranda en 1s

$$m_o = [qos(Ls \cdot \beta s)ts] + m_s \quad (14)$$

$$\text{Donde: } \beta s = 6 \frac{\pi}{180^\circ} \quad (15)$$

m_s , masa del sacudidor.

l_s , La longitud mínima permisible del sacudidor de pajas se determina como ecuación(10).(mm).

B_s , Ancho del sacudidor de pajas (mm)

t_s , tiempo transcurrido. (s)

La fuerza requerida para accionar el sacudidor de pajas se determina como:

$$F_s = |m_o[W_{sp}^2 \cdot rmvs \cdot \cos(W_{sp} \cdot t_s) \sin(\alpha s + \beta s) + g \cdot \cos(\alpha s)] \cdot \tan(\psi)| \quad (16)$$

Donde: m_o , masa de material que incide sobre la zaranda en 1s, (kg)

W_{sp} , velocidad de angular del eje del sacudidor de pajas (s) ecuación (13)

$rmvs$, radio de la manivela de la zaranda.(mm)

t_s , tiempo transcurrido (s)

αs , ángulo de inclinación de la criba respecto a la horizontal.

La potencia empleada en accionar el sacudidor de pajas se determina como:

$$N_{sp} = F_s(W_{sp} \cdot r_{mvs}) \quad (17)$$

Donde: F_s , fuerza requerida para accionar el sacudidor de pajas(N).

r_{mvs} , radio de la manivela de la zaranda.(mm)

W_{sp} , velocidad de angular del eje del sacudidor de pajas ecuación (s) (13)

2.5 Parámetros de diseño del sistema de limpieza neumático.

La cantidad de aire succionada por el extractor se determinara como:

$$Q_a = V_a \cdot \delta \cdot l_{ca} \quad (18)$$

Donde: δ , Ancho del canal o tobera de extracción del aire, (m)

l_{ca} , Longitud del canal (m)

V_a , Velocidad del aire en la garganta de salida del aire (m/s) se determina mediante:

$$V_a = \alpha_a \cdot v_{cr} \quad (19)$$

Donde: α_a , Coeficiente de exceso de velocidad ($\alpha=1,5$ a 3).

v_{cr} , Velocidad crítica de las impurezas ($V_{cr}=4$ a 6 m/s)

La presión dinámica se determina como:

$$hd = \frac{V_a^2 \cdot \gamma_a}{2} \quad (20)$$

Donde: V_a , velocidad del aire en la garganta de salida del aire (m/s). Ecuación (19)

γ_a , densidad del aire

La presión estática se calcula como:

$$h_{est} = 5hd \quad (21)$$

Donde: hd , presión estática (Pa). Ecuación (19)

El coeficiente que caracteriza la resistencia de la red se calcula como:

$$kb = \sqrt{\frac{hd}{h_{est}+hd}} \quad (22)$$

Donde: hd , presión estática, ecuación (19)

h_{est} , presión estática, ecuación (20), adimensional.

La presión del aire (pa) suministrada por el ventilador está dada por:

$$H = h_{est} + hd \quad (23)$$

Donde: h_{est} , presión estática, ecuación (20) adimensional

hd , presión estática, ecuación (19)

La carga teórica se calcula como:

$$HT = \frac{H}{\eta} \quad (24)$$

Donde: H , presión del aire suministrada por el ventilador (pa), ecuación (23)

η , eficiencia del ventilador (0,3 a 0,6), adimensional

La potencia demandada por el extractor se determina como:

$$Nv = \frac{Qa \cdot HT}{\eta t} \quad (25)$$

Donde: Qa , cantidad de aire succionada por el extractor, ecuación (17),
adimensional

Ht , carga teórica, ecuación (23), adimensional

ηt , Eficiencia de la transmisión del ventilador (0,95 a 0,98)

2.6 Cálculo de las Dimensiones del Ventilador

$$Da = \sqrt{\frac{2 \cdot Qa}{v_{aa}}} \quad (26)$$

Donde: V_{aa} , Velocidad del aire en la garganta de salida del aire (ms).

$$D1 = 0,95 Da$$

$$D2 = 1,6 Da$$

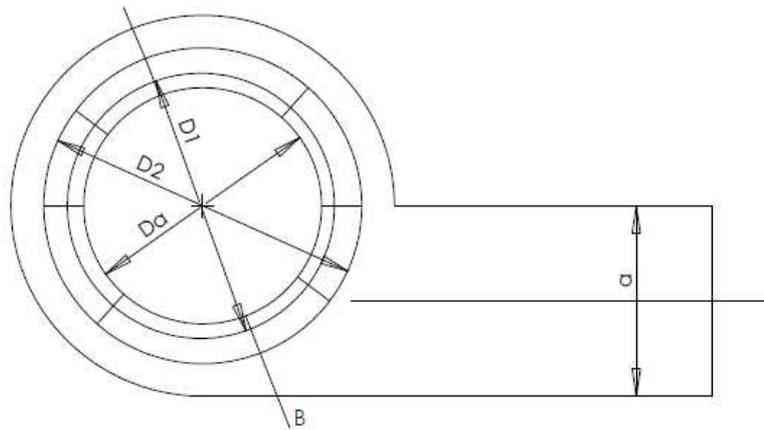


Figura 2.1. Dimensiones del ventilador.

2.7 Calculo de las dimensiones de la tobera.

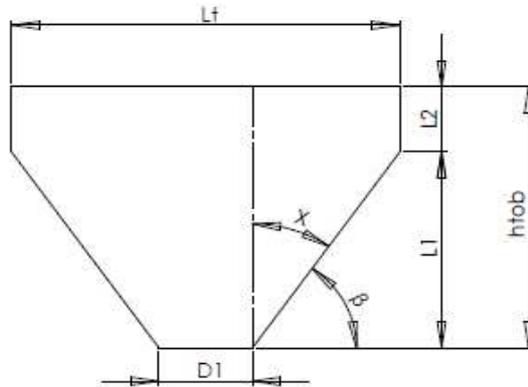


Figura 2.2. Dimensiones de la tobera.

Las longitudes de la tobera (mm) se calcularán como:

$$L1 = \frac{\left(\frac{L_t}{2} - \frac{R1}{2}\right)}{\sin(x)} \quad (27)$$

$$\beta = 90^\circ \cdot K_o \quad (28)$$

Donde: \$K_o\$, Coeficiente de ensanchamiento del flujo de aire, adimensional

$$R1 = \frac{D1}{2} \quad (29)$$

$$x = 90^\circ - \beta \quad (30)$$

La altura de la tobera se determinará como:

$$h_{tob} = L1 + L2 \quad (31)$$

2.8 Cálculo de la potencia demandada por la máquina.

La potencia demandada por la máquina se determinará como:

$$N_{mr} = N_{rd} + N_{sp} + N_v \quad (32)$$

Donde: \$N_v\$, Potencia para demandada por el extractor (kw), ecuación (25)

\$N_{rd}\$, Potencia consumida por el rodillo desgranador (kw), ecuación (10)

\$N_{sp}\$, Potencia empleada en accionar el sacudidor de pajas (kw), ecuación (17).

CAPÍTULO III.



CAPÍTULO III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Una vez calculados los principales elementos o parámetros de diseño de la máquina descascaradora de maní se discuten los resultados.

3.1. Análisis de los resultados del cálculo de parámetros de diseño del cilindro descascarador.

Para el cálculo de estos parámetros se partió de establecer la productividad de la máquina desgranadora, la cual parte de la necesidad de que la máquina sea de pequeño formato y se pueda insertar en la agricultura familiar. Por lo tanto siguiendo la tendencia mundial en la fabricación de este tipo de máquinas, se define que la cantidad de material a procesar serán $Q_{\text{máx}}=181$ kg (400 lb) en un plazo de tiempo $t=1$ h de una hora de trabajo, por lo que haciendo uso de la ecuación 2.1, se determina que la productividad máxima de la descascaradora es de $W_{\text{máx}}=181$ kg/h (4 qq/h). Por lo tanto la capacidad de paso del órgano descascarador será de $q=0,05$ kg/s, aspecto que condiciona la capacidad de la tolva de alimentación, pues la misma debe garantizar que la alimentación no exceda la capacidad de paso del órgano descascarador. Según (Núñez, 1998), estas máquinas no deben trabajar más de cuatro horas de tiempo limpio diarias.

A partir de estos elementos y tomando en cuenta las recomendaciones para el diseño de este tipo de máquinas de autores como (Silveira, 1980), donde se recomienda que la entrega de material se realice en la zona inferior de acción del tambor descascarador (Figura 3.1), es decir formando un ángulo con respecto al centro de rotación del cilindro, pues si los mismos entran radialmente el golpe de las barras puede partir los granos de maní y dañarlos continuamente.

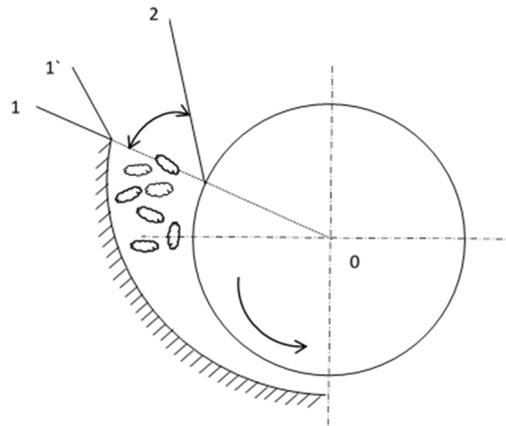


Figura 3.1. Entrada de los granos de maní durante la entrega longitudinal.

La definición de los parámetros dimensionales del tambor descascarador mostró que para para la productividad fijada, una velocidad periférica del tambor $u=14$ m/s, y 8 barras, la longitud mínima del mismo es $l_b=0,3145$ m y el su diámetro mínimo de $d_b=0,267$ m. El parámetro de la velocidad periférica se fijó según recomendaciones de (Silveira, 1982). En la tabla 3.1, se muestran los parámetros empleados en los cálculos de estos parámetros, los mismos fueron tomados en base a la situación más crítica de diseño y la racionalidad de sus dimensiones con respecto al empleo de una máquina de pequeño formato.

Tabla 3.1. Variables empleadas en la definición de los parámetros geométricos de la máquina.

Parámetros	símbolo	U/M	Parámetro de cálculo	Rango recomendado
Velocidad Periférica	u	m/s	14,0	14,0 a 28
Cantidad de barras	M	adim	8,0	6 a 10
Carga específica permisible	qo	Kg/s·m ²	0,02	0,02 a 0,25

Finalmente el cálculo de la frecuencia de rotación del cilindro trillador mostró que para garantizar la calidad del trabajo (descascarado), este debe rotar a una velocidad $n=159$ rpm.

Las dimensiones del cilindro descascarador se muestran en la figura 3.2.

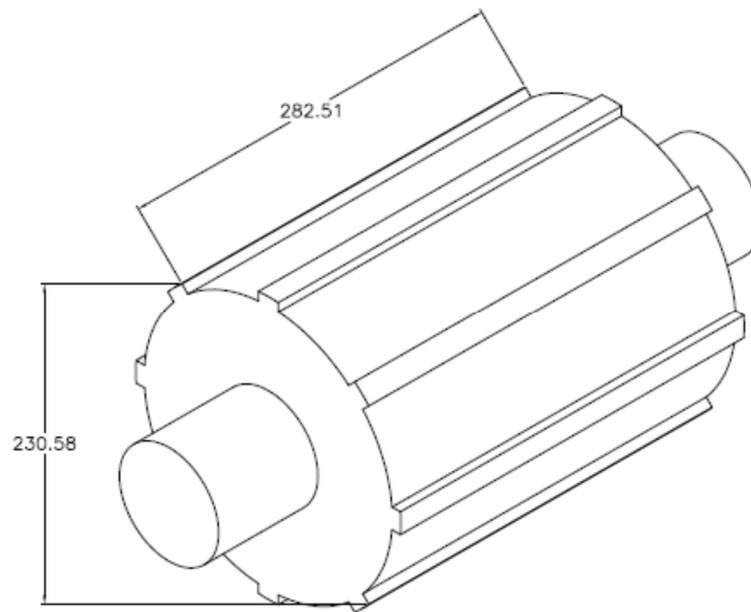


Figura 3.2. Dimensiones del cilindro descascarador

3.2. Demanda de potencia del cilindro descascarador.

El cálculo de la demanda de potencia del cilindro descascarador mostró que para las condiciones de operación y régimen cinemático establecido la fuerza periférica en cada barra alcanza en el momento del golpe un valor de $P=2,82$ N, por consiguiente la potencia que consume el órgano descascarador durante el golpeo y estiramiento de la masa alcanza valores $N_1=0,04$ kW. Por otra parte la potencia (N_2) consumida para vencer la fuerza de rozamiento en los apoyos del eje del cilindro, así como para vencer la resistencia del aire toma valores de $N_2=0,014$ kW. La potencia total consumida por el cilindro desgranador toma valores $N_{rd}=0,054$ kW.

En la tabla 3.2, se muestran los elementos de cálculo empleados en la determinación de la potencia, los mismos fueron tomados en base a la situación más crítica de consumo de potencia, además tomando en cuenta que la máquina no sobrepase el 1 kW de potencia.

Capítulo III. Resultados y discusión.

Tabla 3.2. Variables empleadas en los cálculos de la potencia del cilindro descascarador.

Parámetros	símbolo	U/M	Parámetro de cálculo	Rango recomendado
Velocidad Periférica	u	m/s	14,0	14,0 a 28
Coefficiente de trituración para aparatos de barras	f	adim	0,75	0,6 a 0,75
Coefficiente de proporcionalidad	α	adim	0,85	-
Coefficiente que toma en cuenta la fricción de los cojinetes	A	N	0,9	0,85 a 0,9 N
Coefficiente que toma en cuenta la resistencia del aire	B	N ·s/m ²	0,68·10 ⁻⁶	a 0,68·10 ⁻⁶

3.3. Resultados de la determinación de los parámetros de diseño del sacudidor de pajas.

La determinación de los parámetros dimensionales del sacudidor de paja mostró que la longitud mínima permisible que debe poseer el mismo es $L_s=0,267$ m y que la misma está en función de la productividad del sacudidor $Q_s=0,067$ kg/s, así como del ancho además del ancho del sacudidor $B_s=0,347$ m. La productividad del sacudidor está en función de la capacidad de paso del rodillo descascarador. Las dimensiones fundamentales del sacudidor se muestran en la Figura 3.3.

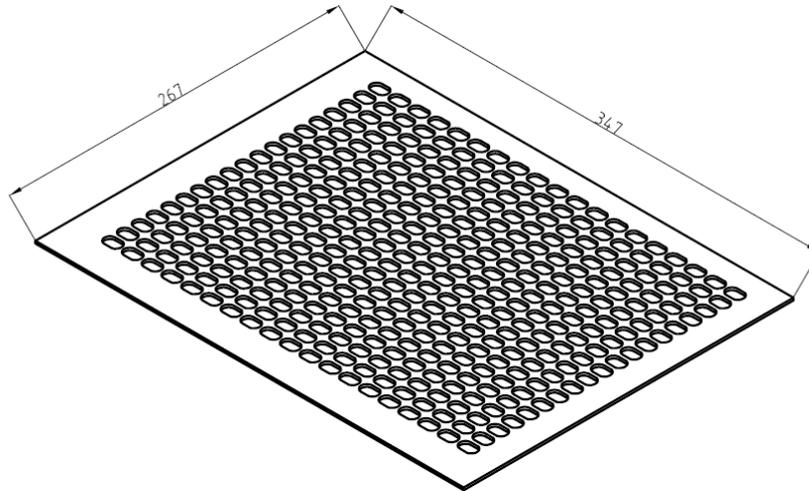


Figura 3.3. Dimensiones del sacudidor de pajas.

Las dimensiones mínimas necesarias para la construcción del sacudidor de pajas da la posibilidad que el mismo esté dispuesto, o no debajo del rodillo descascarador, permitiendo el diseño de una máquina más compacta. En la tabla 3.3 se muestran los principales parámetros tomados en cuenta para el dimensionamiento de las cribas.

Tabla 3.2. Variables empleadas en los cálculos de la criba.

Parámetros	símbolo	U/M	Parámetro de cálculo	Rango recomendado
Coefficiente de dispersión	β	adim	1,33	-
Coefficiente de utilización del ancho del sacudidor de paja	η_s	adim	0,5	-
Productividad específica	qos	N ·s/m ²	1,20	-
Indicador de regimen cinemático del sacudidor de pajas	K	adim	0,9	2,2 a 3
Frecuencia de rotación del eje que acciona el sacudidor de pajas	B	rpm,	220,0	190 a 220
radio de la manivela del sacudidor de pajas	rmvs	m	0,05	-

3.4 Resultado del cálculo de parámetros de cribas vibratorias de separación bajo el criterio de la velocidad límite de las partículas.

Tomando en cuenta que las cribas van a hacer vibrar el material a separar bajo un ángulo de inclinación (Figura 3.4), que por lo general está entre los 10 a 12 grado (Silveira, 1982), para el caso específico de estos cálculos se tomará 10 grado y una velocidad angular $W_{sp}=22,14$ rad/s, lo cual permite que el material oscile a una frecuencia $C=3,524$ Hz.

La velocidad absoluta en un punto de la criba toma valores máximos de $V_{cr}=1,1$ m/s, oscilando entre $V_{cr}=\pm 1,1$ m/s, (Figura 3.5). En el anexo B, se muestra una secuencia del cálculo del movimiento de las partículas encima de la criba.

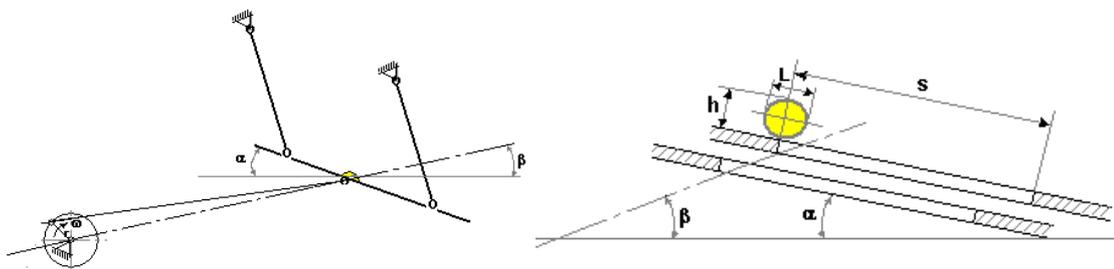


Figura 3.5. Movimiento de las partículas encima de la criba

Figura 3.4. Esquemas de cribas vibratorias de separación de partículas.

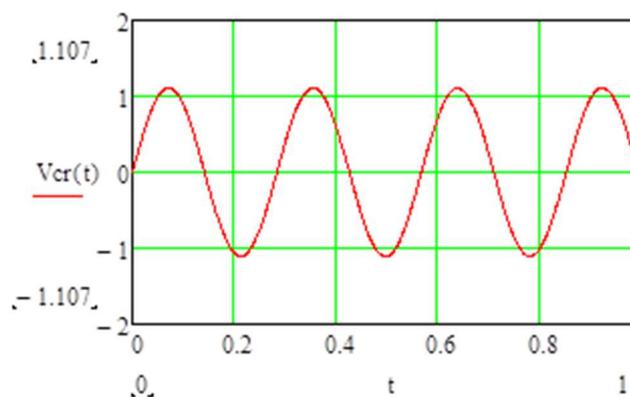


Figura 3.6. Velocidad absoluta en un punto de la criba.

Por otra parte la velocidad relativa máxima de las partículas en el intervalo correspondiente al movimiento a la salida del material (entre $t=0,06$ y $t=0,1$ s), alcanzó valores de $V_{\text{máx}}=1.448$ m/s y se produce cuando $t=0,2$ s, (Figura 3.7).

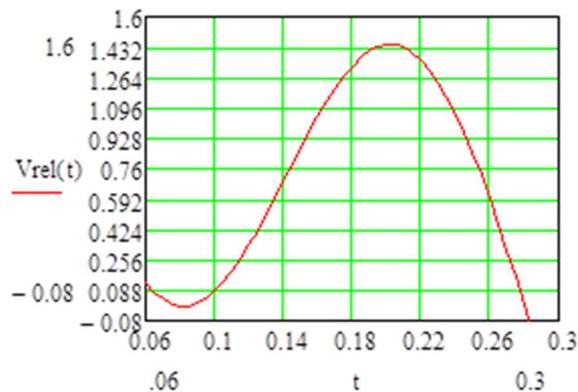


Figura 3.7. Velocidad relativa máxima de la partícula con respecto a la criba en su movimiento hacia la salida.

De igual forma se determinan los valores de la velocidad absoluta (V_{arm}) de la partícula en el momento que alcanza la velocidad relativa máxima respecto a la superficie vibratoria y la velocidad límite de las partículas (V_{lim}), alcanzando ambos valores de $V_{\text{arm}}= 0.39$ y $V_{\text{lim}}=1,315$ m/s, respectivamente. Estos resultados permiten afirmar que el régimen cinemático seleccionado es el adecuado pues se cumple la condición de que $V_{\text{arm}}= 0.39 < V_{\text{lim}}=1,315$

3.5. Resultados de la determinación de las características dimensionales de los agujeros de las cribas.

Las características dimensionales de los agujeros de las cribas se determinaron a partir de las dimensiones de los granos de maní, según se muestra en la figura 3.4, además con la ayuda de la estadística. Según resultados experimentales de, la longitud promedio de los granos de maní (partículas) $L=0,006$ m, con una desviación media cuadrática $\sigma=0,0005$ m, y un diámetro o altura $h=0,003$ m y una desviación media cuadrática $\sigma=0,0004$ m.

A partir de estos elementos y fijando los límites de estas dimensiones como 3σ , se determinó que las longitudes y diámetros o altura menos favorables de los granos de maní son $L_d=0,0075$ m y $h_d=0,0042$ m, por lo tanto se definen estas dimensiones como las dimensiones de las ranuras de la criba (Figura 3.7).

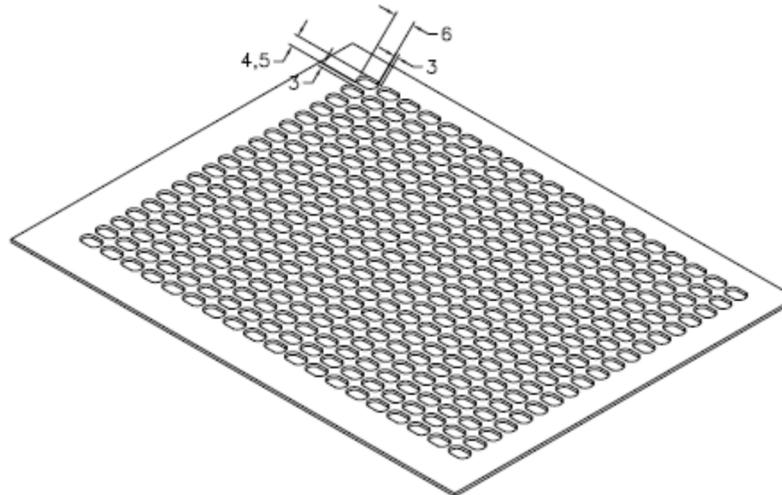


Figura 3.8. Dimensiones óptima de la criba y agujeros de cribado.

Los resultados de la determinación de la potencia consumida por el sacudidor de pajas mostraron que la misma toma valor de $N_{sp}=0,033$ kW, para una masa máxima de la criba $m_c=10$ kg, a la cual se le suman los elementos sujeción o transmisión de movimiento y la masa de material a procesar que actúa sobre la criba en 1 s $m_o=0,112$ kg

3.6 Resultados del cálculo de los parámetros de diseño del sistema de limpieza neumático.

Partiendo de que la limpieza neumática se realizará mediante un extractor dada la simplicidad del sistema y las posibilidades de reducir las dimensiones de la máquina, el cálculo de estos parámetros permitió determinar la cantidad de aire succionado por el extractor en 1 s ($Q_{m\acute{a}x}=0,76$ m³/s), por lo que la velocidad del aire en la garganta de extracción tomará valores $V_a=12$ m/s. La misma cumple con el criterio de que esta

Capítulo III. Resultados y discusión.

sea superior a la velocidad crítica de las partículas que se desean separar $V_a=12$ m/s
> $V_{cr}=5$ m/s

En la tabla 3.3, se muestran las variables utilizadas en los cálculos de estos dos parámetros.

Tabla 3.3. Variables empleadas en el cálculo del flujo y velocidad del aire requerido para la limpieza del maní descascarado

Parámetros	símbolo	U/M	Parámetro de cálculo	Rango recomendado
Coefficiente de exceso de velocidad	α_a	adim	2	1,5 a 3
Velocidad crítica de las impurezas	v_{cr}	m/s	6	4 a 6
Densidad del aire	γ_a	kg /m ³	1.2	-
Ancho del canal o tobera de extracción del aire	δ	m	lb	
Coefficiente de concentración	λ	Admin	0,15	0,14 a 0,15
Eficiencia del ventilador	η	Admin	0,6	0,3 a 0,6
Eficiencia de la transmisión del ventilador	η_t	admin	0,98	0,95 a 0,98

Por otra parte el cálculo de la presión dinámica y estática requerida para la extracción neumática de las impurezas mostró que las mismas toman valores de $h_d=86,4$ Pa y $h_{est}=432$ Pa, respectivamente. El coeficiente que caracteriza la resistencia de la red k , tomó valores $k=0,408$.

La presión de trabajo del ventilador necesaria para lograr la separación o extracción de las impurezas deberá superar los $H>518$ Pa, la carga teórica requerida será $HT=864$ Pa, por consiguiente la potencia requerida por el extractor será $N_v=0,667$ kW.

Las dimensiones calculadas del ventilador se muestran en la figura 3.9, es decir el radio diámetro de la ventana de absorción tomará valores $D_a=0.355$ m, el diámetro interior de las aspas del ventilador $D_1=0,337$ m y el diámetro exterior de las aspas del ventilador $D_2=0,563$ m.

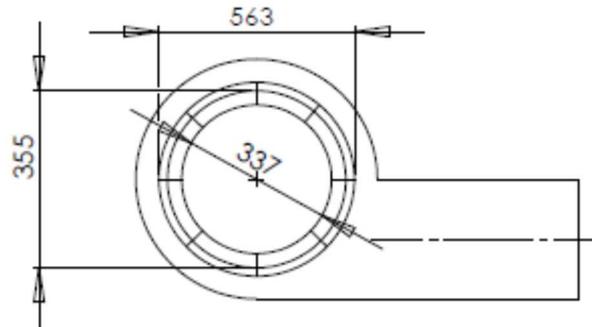


Figura 3.9. Dimensiones óptima de la criba y agujeros de cribado.

Finalmente el cálculo de las dimensiones de la tobera de absorción permitió obtener sus dimensiones óptimas las cuales estarán en función de del ancho del sacudidor de paja así como del coeficiente de ensanchamiento permisible del flujo de aire, que este caso toma valores de $K_o=0,6$. Las dimensiones de la tobera se muestran en la figura 3.10.

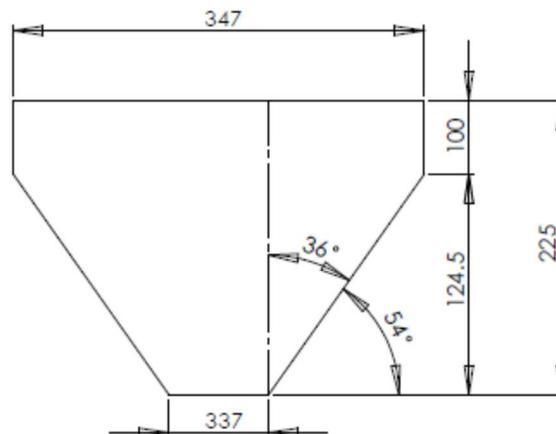


Figura 3.10. Dimensiones de la tobera del extractor de impurezas.

3.7 Resultados del cálculo de la demanda de potencia de la máquina

La potencia teórica de la máquina se determinó a partir de la sumatoria de la potencia consumida por el rodillo descascarador, la criba vibratoria, y el ventilador para la

Capítulo III. Resultados y discusión.

succión de impurezas, resultando que la misma toma valores de $N_m = 0,473 \text{ kW}$ (0,634 hp). Este parámetro cumple con la condición de diseño impuesta de que la potencia demandada por la máquina fuera menor de $0,7460 \text{ kW}$ (1 hp). La demanda de potencia se cumplirá siempre y cuando se respeten las condiciones de diseño y operación asumidos en los cálculos.

La demanda de potencia real pudiera incrementarse o disminuir en función de las características de la masa a procesar, así como de su homogeneidad.

CONCLUSIONES.



CONCLUSIONES

1. Los parámetros dimensionales y cinemáticos del órgano descascarador garantizan que la misma cumpla con la productividad teórica prefijada $W_{\text{máx}}=181 \text{ kg/h}$ (4 qq/h).
2. La demanda teórica de potencia de la máquina se corresponde con los requisitos de diseño prefijados inicialmente $N_m= 0,473 \text{ kW}$ (0,634 hp), además de estar por debajo del rango de potencia empleado por las máquinas de pequeño formato que se fabrican en la actualidad.
3. Las dimensiones, productividad, y demanda de potencia calculados se encuentran dentro del rango empleado en la fabricación de las máquinas de pequeño formato insertadas en la agricultura familiar.
4. Los parámetros dimensionales, cinemático y energéticos de las cribas vibratorias calculados evidencian la capacidad teórica de las mismas para cumplir con el proceso de separación mecánica de las impurezas emanadas del descascarado mecánico del maní.
5. Los regímenes de trabajo y dimensiones del sistema de limpieza neumático por extracción calculados garantizarán la extracción de las impurezas durante el beneficio de los granos descascarados.
6. Las metodologías empleadas garantizaron la confiabilidad de los datos calculados.

RECOMENDACIONES

RECOMENDACIONES

1. Pasar a la etapa de diseño y construcción de un prototipo para hacer investigaciones experimentales sobre el funcionamiento del mismo.
2. Investigar las propiedades físico-mecánicas del maní en vainas y sus granos, en función de precisar los datos de entrada empleados en las metodologías utilizadas en los cálculos.
3. Desarrollar una maqueta experimental donde se pueden investigar y precisar los parámetros y coeficientes de diseño que se emplearon en los cálculos, tomando como referencia otros cultivos semejantes, los cuales no se han investigado para este cultivo y condiciones.

BIBLIOGRAFÍA



BIBLIOGRAFÍA

- ALIBABA. *Maquinas descascaradoras de maní* [en línea] Disponible en: spanish.alibaba.com [Consulta: 24-01-14 2014].
- CACAHUATESUSA. *El mercado de exportación del cacahuete* [en línea] Disponible en: <http://www.cacahuatesusa.com/Main-Menu/Category2/Produccion-y-Procesamiento/El-mercado-de-exportacion.html> [Consulta: 24-01-14 2014].
- COOPARROYOCABRAL.COM.AR. *Máquinas descascaradoras de maní* [en línea] Disponible en: cooparroyocabral.com.ar [Consulta: 18 junio 2014].
- ECURED. *Central Camilo Cienfuegos* [en línea] Disponible en: ecured.cu [Consulta: 6-02-14 2014].
- ELECONOMISTA. *La producción mundial de cacahuete* [en línea] Disponible en: <http://eleconomista.com.mx/columnas/termometro-financiero/2011/12/27/cacahuete> [Consulta: 2014 6-02-14].
- FAO. *Historia de las trilladoras* [en línea] Disponible en: teca.fao.org [Consulta: 2014 08-03-14].
- FRUTAS-HORTALIZAS. *Cacahuete. Origen y Producción* [en línea] Disponible en: <http://www.frutas-hortalizas.com/Frutas/Origen-produccion-Cacahuete.htm> [Consulta: 2014 08-03-14].
- GORISKIN, A.: *Teoría, construcción y cálculo de máquinas agrícolas*, Ed. Mir.Moscu, 1983.
- NODO50. *Cuba siglo XXI- Economía* [en línea] Disponible en: <http://www.nodo50.org/cubasigloXXI/economia.htm> [Consulta: 25-03-2014 2014].
- NÚÑEZ, E.: "Metodología para el cálculo de órganos trilladores del tipo cilindro cóncavo", *Ciencias técnicas agropecuarias*, 7: 1998.
- OSORIO, J. A.: *El cultivo del maní. Posibilidad de su producción a partir de la ficha de costo*, UCLV, 2003.
- PEREZ, W. *Máquinas trilladoras de maní*. [en línea] Disponible en: <http://www.todoagro.com.ar/todoagro2/nota.asp?id=943> [Consulta: 15 junio 2014].
- PLANTASPARACURAR. *Propiedades medicinales del maní* [en línea] Disponible en: <http://www.plantasparacurar.com/propiedades-medicinales-del-mani/> [Consulta: 25-03-2014 2014].
- RAMANTHAN, T.: *Problems and prospects in groundnut improvement* 1982.
- RODRIGUEZ, M. *Historia de la trilladora* [en línea] Disponible en: <http://centrodeartigos.com/articulos-informativos/artic> [Consulta].
- RÖNER, K.: *Grundlagen zur Projectierung der Instandhaltungstechnischer Arbeitsmittel im konstruktiven Entwicklungsprozess*, Doctorado, U.T.-Dresden, 1985.
- SICBOL. *Máquina descapotadora de maní* [en línea] Disponible en: sicbol.com [Consulta: 18-06-2014 2014].
- SILVEIRA, J. A.: *Máquinas Agrícolas*, Ed. Editorial Pueblo y educación, 1980.
- : *Teoría y cálculo de máquinas agrícolas*., Ed. Editoria Pueblo y educación, 1982.
- USDA. *Producción de cacahuete*. [en línea] Disponible en: Usda.gov/enespanol [Consulta: 25-03-2014 2014].
- VENOLOGIA. *Beneficios y propiedades nutritivas del maní* [en línea] Disponible en: <http://www.venologia.com/archivos/2270/> [Consulta: 10 abril 2014].

ANEXOS



ANEXO A

Cálculo de los parámetros de diseño de la máquinas descascaradoras de maní

Parámetros del cilindro descascarador

$$Q_{\max} := 400 \text{ lb}$$

Cantidad de Material a procesar

$$t := 1 \text{ hr}$$

Tiempo de trabajo, no debe exceder las 4 h

$$W_{\max} := \frac{Q_{\max}}{t}$$

$$W_{\max} = 400 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Productividad máxima de la descascaradora

$$q := W_{\max}$$

$$q = 0.05 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

capacidad de paso del órgano trillador

$$u := 14 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad periférica, rango $u=14$ a 32 m/s.

$$m_o := 8$$

Cantidad de barras $m_o=6$ a 10 barras

$$q_o := 0.02 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}}$$

Carga específica permisible $q_o=0.02$ a 0.25 kg/s*m

$$l_b := \frac{q}{m_o \cdot q_o}$$

$$l_b = 31.499 \text{ cm}$$

longitud del cilindro descascarador

$$\Delta t := 0.0075 \text{ s}$$

Intervalo de tiempo entre los golpes de las barras $\Delta t=0.0045$ a 0.0075 s

$$d_b := \frac{u \cdot \Delta t \cdot m_o}{\pi}$$

$$d_b = 26.738 \text{ cm}$$

Diámetro del tambor de barras

$$n := \frac{u}{\pi \cdot db}$$

Velocidad angular del tambor, rpm

Cálculo de la Potencia del rodillo desgranador de maní

$$n = 159.155 \text{ rpm}$$

$$u1 := 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad a la entrada de la ranura de trabajo. Rango recomendado 3 a 5 m/s

$$\alpha := 0.85$$

Coefficiente de proporcionalidad

$$f := 0.75$$

Coefficiente de trituración para aparatos de barras toma valores de $f=0.6$ a 0.75

$$u2 := \alpha \cdot u$$

$$u2 = 11.9 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P := \frac{q \cdot u}{1 - f}$$

$$P = 2.822 \text{ N}$$

Fuerza total periférica en las barras

$$N1 := \frac{q \cdot u^2}{1 - f}$$

$$N1 = 0.04 \text{ kW}$$

Potencia requerida en el golpeo y estiramiento de la masa durante el descascarado

$$A := 0.9 \cdot N$$

Coefficiente que toma en cuenta la fricción de los cojinetes $A=0.85$ a 0.9 N

$$B := 68 \cdot 10^{-5} \cdot N \cdot \frac{\text{s}^2}{\text{m}^2}$$

Coefficiente que caracteriza la acción del aire,

$$N2 = 0.014 \text{ kW}$$

$$N2 := A \cdot u + B \cdot u^3$$

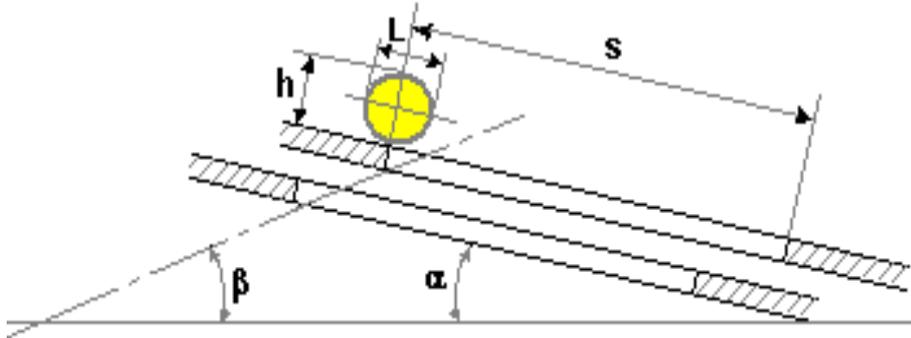
$$Nrd = 0.054 \text{ kW}$$

Potencia necesaria para el vencimiento de la fricción de los apoyos del tambor.

$$Nrd := N1 + N2$$

Potencia consumida por el rodillo desgranador

Parámetros del sacudidor de pajas



$B_s := 1.1b$ $B_s = 34.649 \text{ cm}$ Anchco del sacudidor de pajas

$\beta := 1.3^\circ$

$Q_s := q \cdot (1\beta) = 0.067 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ $Q_s = 0.067 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ Productividad necesaria del sacudidor

$\eta_s := 0.6$ Coeficiente de utilización del ancho del sacudidor de paja

$q_{os} := 1.2 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$ Productividad específica

$L_s := \frac{Q_s}{q_{os} \cdot B_s \cdot \eta_s}$ $L_s = 26.869 \text{ cm}$ Longitud mínima permisible del sacudidor de pajas

$k := 2.5$ indicador de régimen cinemático del sacudidor de pajas $k=2,2$ a 3

$$n_{sp} := 200 \text{rpm}$$

Frecuencia de rotación del eje que acciona la zaranda. Régimen óptima de 190 a 220 rpm, para cuando el radio del eje es $r=0.05\text{m}$

$$r_{mvs} := 5\text{cm}$$

Radio de la manivela de la zaranda

$$W_{sp} := \sqrt{\frac{k \cdot g}{r_{mvs}}}$$

$$W_{sp} = 22.143 \frac{1}{s}$$

Velocidad de angular del eje del sacudidor de pajas

Cálculo de la Potencia consumida en el trabajo del sacudidor de paja

$$\beta_s := 6 \cdot \frac{\pi}{180}$$

$$\psi := \left(45 \cdot \frac{\pi}{180} \right)$$

$$t_s := 1 \cdot s$$

$$m_s := 10\text{kg}$$

masa del sacudidor

$$m_o := [q_{os} \cdot (L_s \cdot B_s) \cdot t_s] + m_s$$

$$m_o = 10.112\text{kg}$$

masa de material que incide sobre la zaranda en 1s

$$\alpha_s := 10 \cdot \frac{\pi}{180}$$

ángulo de inclinación de la criba respecto a la horizontal.

Fuerza requerida para accionar el sacudidor de pajas

$$F_s := \left| m_o \cdot \left(W_{sp}^2 \cdot r_{mvs} \cdot \cos(W_{sp} \cdot t_s) \cdot \sin(\alpha_s + \beta_s) + g \cdot \cos(\alpha_s) \right) \cdot \tan(\psi) \right|$$

$$F_s = 30.115\text{N}$$

$$N_{sp} := F_s \cdot (W_{sp} \cdot r_{mvs}) = 0.0333421\text{kW}$$

Potencia empleada en accionar el sacudidor de pajas

Parámetros de diseño del sistema de limpieza neumático

$$v_{cr} := 5 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad crítica de las impurezas } V_{cr}=4 \text{ a } 6 \text{ m/s}$$

$$\lambda := 0.15 \quad \text{Coeficiente de concentración, para ventiladores que dejan pasar la masa transportada a través de si mismo o ventiladores de polvo } \lambda = 0.14 \text{ a } 0.15$$

$$\gamma_a := 1.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{Densidad del aire}$$

$$\delta := 1 \text{b} \quad \text{Ancho del canal o tobera de extracción del aire, m}$$

$$l_{ca} := 0.20 \text{m} \quad \text{longitud del canal, m}$$

$$\eta := 0.6 \quad \text{Eficiencia del Ventilador, } \eta = 0.3 \text{ a } 0.6$$

$$\eta_t := 0.98 \quad \text{Eficiencia de la transmisión del ventilador } \eta_t = 0.95 \text{ a } 0.98$$

$$\alpha_a := 2 \quad \text{Coeficiente de exceso de velocidad. Toma valores de } \alpha_a = 1.5 \text{ a } 3$$

$$V_a := \alpha_a \cdot v_{cr} \quad V_a = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad del aire en la garganta de salida del aire. Debe ser superior a la velocidad crítica de las partículas que se desean separar.}$$

$$Q_a := V_a \cdot \delta \cdot l_{ca} \quad Q_a = 0.63 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \text{Cantidad de aire succionado por el extractor en 1 s}$$

$$h_d := \frac{V_a^2 \cdot \gamma_a}{2} \quad h_d = 60 \text{Pa} \quad \text{Presión dinámica}$$

$$h_{est} = 300\text{Pa}$$

$$h_{est} := 5 \cdot h_d$$

Presión estática

$$k_b := \sqrt{\frac{h_d}{h_{est} + h_d}}$$

$$k_b = 0.408$$

Coefficiente que caracteriza la resistencia de la red

$$H := h_{est} + h_d$$

$$H = 360\text{Pa}$$

Presión de aire suministrada por el ventilador

$$HT := \frac{H}{\eta}$$

$$HT = 600\text{Pa}$$

Carga Teórica

$$N_v := \frac{Q_a \cdot HT}{\eta_t}$$

$$N_v = 0.386\text{kW}$$

Potencia demandada por el extractor

Cálculo de las dimensiones del ventilador.

$$V_{aa} := V_a$$

$$D_a := \sqrt{\frac{2 \cdot Q_a}{V_{aa}}}$$

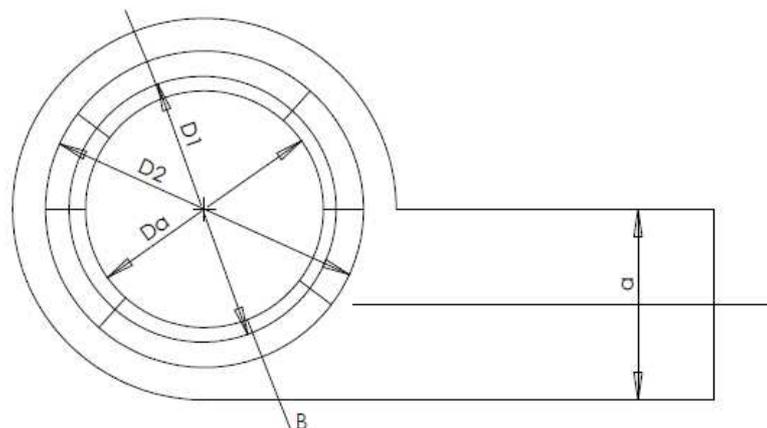
$$D_a = 0.355\text{m}$$

$$D_1 := 0.95 \cdot D_a$$

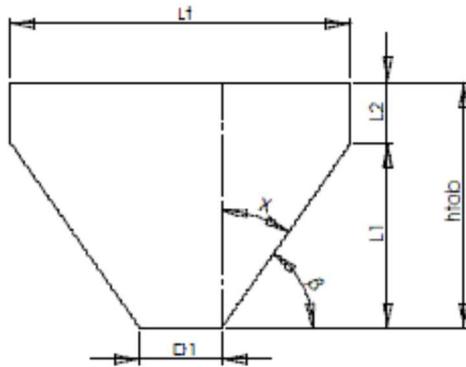
$$D_1 = 0.337\text{m}$$

$$D_2 := 1.6 \cdot D_a$$

$$D_2 = 0.568\text{m}$$



Cálculo de las dimensiones de la tobera



$$L_t := l_b$$

$$K_o := 0.6$$

Coficiente de ensanchamiento del flujo de aire

$$\beta := 90 \text{ deg} \cdot K_o = 54 \text{ deg}$$

Ángulos de inclinación de la tobera

$$\chi := 90 \text{ deg} - \beta = 36 \text{ deg}$$

$$R_1 := \frac{D_1}{2} = 16.861 \text{ cm}$$

$$L_1 := \frac{\left(\frac{L_t}{2} - \frac{R_1}{2}\right)}{\sin(\chi)}$$

$$L_1 = 0.125 \text{ m}$$

Longitudes de la tobera

$$L_2 := 0.10 \text{ m}$$

$$h_{\text{tob}} := L_1 + L_2$$

$$h_{\text{tob}} = 22.452 \text{ cm}$$

Altura de la tobera

Cálculo de la potencia demandada por la máquina

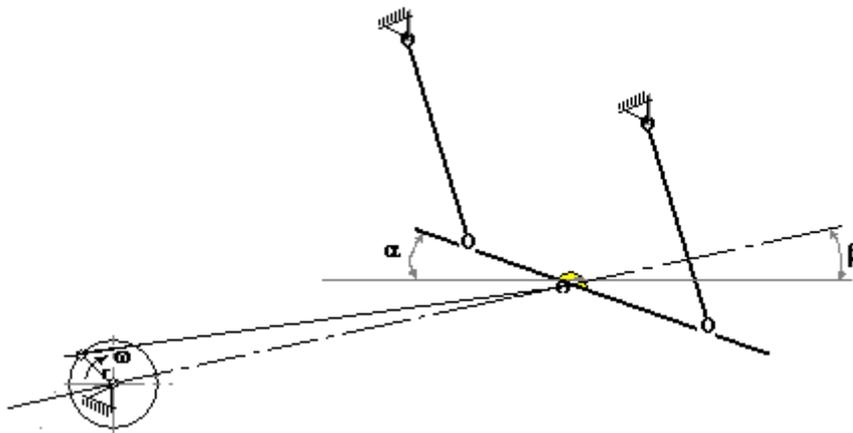
$$N_{mr} := N_{rd} + N_{sp} + N_v$$

$$N_{mr} = 0.473 \text{ kW}$$

$$N_{mr} = 0.634 \text{ hp}$$

ANEXO B

CALCULO DE PARÁMETROS DE CRIBAS VIBRATORIAS DE SEPARACIÓN BAJO EL CRITERIO DE LA VELOCIDAD LÍMITE DE LAS PARTÍCULAS.

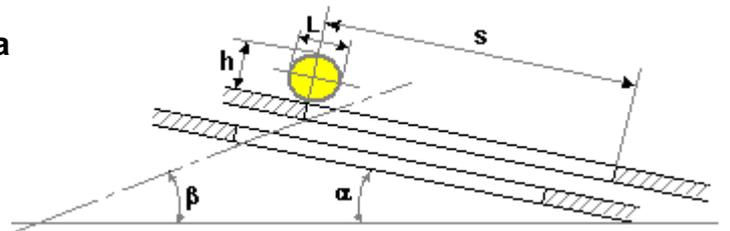


1) Declarar velocidad angular de la

$$\omega := 22.14 \text{ rad/seg}$$

$$n := \omega \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} \quad n = 211.45 \text{ r.p.m.}$$

$$c := \frac{n}{60} \quad c = 3.524 \text{ Hz}$$



2) Declarar radio del cigüeñal, r

$$r := 0.05 \text{ m}$$

3) Declarar aceleración de la gravedad, g

$$g := 9.8 \text{ m/s}^2$$

4) Calcular indicador del régimen cinemático, k:

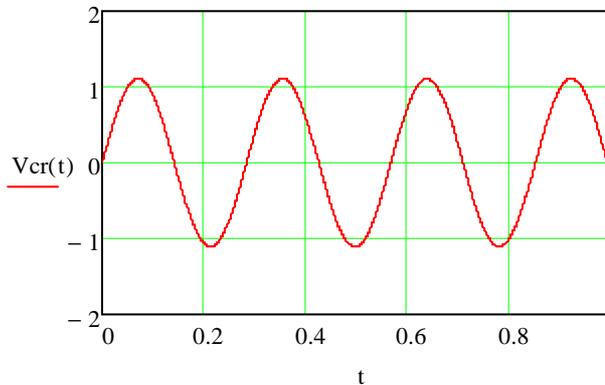
$$k := \frac{\omega^2 \cdot r}{g} \quad k = 2.502$$

5) Declarar rango de tiempo a evaluar, t:

$$t := 0, 0.001.. 10 \text{ seg}$$

6) Determinar velocidad absoluta de un punto de la criba (Vcr)

$$V_{cr}(t) := \omega \cdot r \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad \text{m/s}$$



t =	Vcr(t) =
0	0
1·10 ⁻³	0.025
2·10 ⁻³	0.049
3·10 ⁻³	0.073
4·10 ⁻³	0.098
5·10 ⁻³	0.122
6·10 ⁻³	0.147
7·10 ⁻³	0.171
8·10 ⁻³	0.195
9·10 ⁻³	0.219
0.01	0.243
0.011	0.267
0.012	0.291
0.013	0.314
0.014	0.338
0.015	0.361
0.016	0.384
0.017	0.407
0.018	0.43
0.019	0.452
0.02	0.474
0.021	0.496
...	...

7) Declarar ángulo de fricción entre la partícula y el material de la criba,

$$\psi := 45 \cdot \frac{\pi}{180} \quad \text{rad}$$

8) Declarar dirección de las vibraciones con respecto a la

horizontal,

$$\beta := 6 \cdot \frac{\pi}{180} \quad \text{rad}$$

9) Declarar aceleración de la gravedad, g:

$$g := 9.8 \quad \text{m/s}^2$$

10) Declarar ángulo de inclinación de la superficie de la criba

con respecto a la horizontal,

$$\alpha := 10 \cdot \frac{\pi}{180} \quad \text{rad}$$

11) Determinar posición (1) y tiempo (t1) en que la partícula comienza a deslizar sobre la criba:

$$\theta_1(\omega) := \text{acos} \left[\frac{\sin(\alpha - \psi)}{\left(\frac{\omega^2 \cdot r}{g} \cdot 1.1 \right) \cdot \cos(\alpha + \beta - \psi)} \right]$$

$$\theta_1(\omega) = 1.811 \quad \text{rad} \quad \theta_{1\text{grad}} := \theta_1(\omega) \cdot \frac{180}{\pi} \quad \theta_{1\text{grad}} = 103.787 \quad \text{grados}$$

$$t_1 := \frac{\theta_1(\omega)}{\omega} \quad t_1 = 0.082 \quad \text{seg}$$

12) Determinar la pendiente (m) y el intercepto (b) de la ecuación de la velocidad de la partícula en función del tiempo.

$$m := \omega \cdot r \cdot \cos(2 \cdot \pi - \theta_1(\omega)) \quad m = -0.264$$

$$\gamma := \text{atan}(m)$$

$$b := \omega \cdot r \cdot \sin(\theta_1(\omega)) - m \cdot \theta_1(\omega)$$

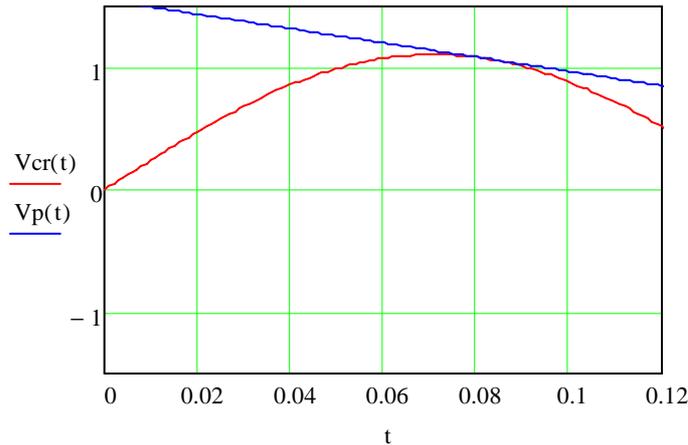
$$b = 1.553$$

$$\gamma = -0.258 \text{ rad}$$

$$\gamma_{gr} = -14.781$$

13) Determinar la velocidad absoluta de la partícula en función del tiempo $V_p(t)$ en su movimiento hacia la salida de la criba:

$$V_p(t) := m \cdot \omega \cdot t + b \quad \text{m/s} \quad t := 0, 0.001..1$$



14) Determinar la velocidad relativa máxima de la partícula con respecto a la criba en su movimiento hacia la salida:

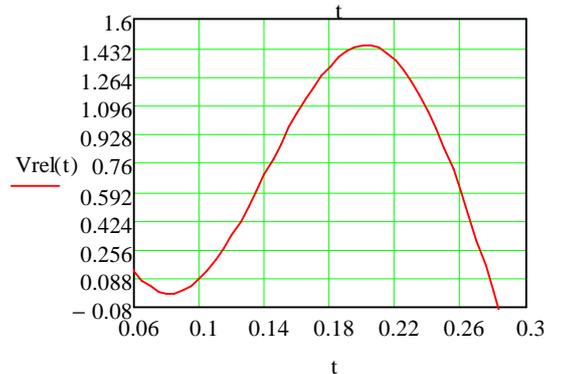
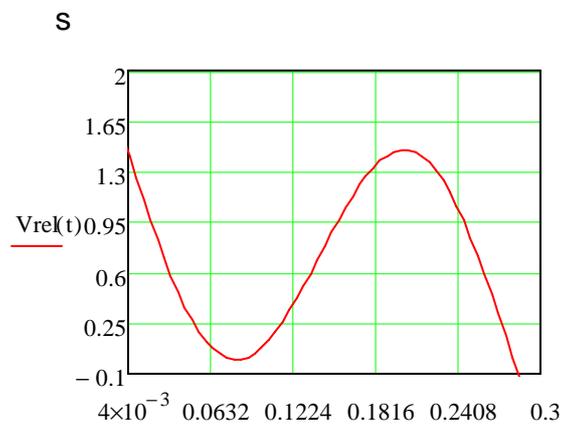
$$V_{rel}(t) := V_p(t) - V_{cr}(t)$$

$$V_{cr}(t) := 0, 0.005..0.3$$

t =	0
0	0
1	5·10 ⁻³
2	0.01
3	0.015
4	0.02
5	0.025
6	0.03
7	0.035
8	0.04
9	0.045
10	0.05
11	0.055
12	0.06
13	0.065
14	0.07
15	0.075
16	0.08
17	...

Vrel(t) =	0
0	1.553
1	1.402
2	1.252
3	1.105
4	0.962
5	0.825
6	0.695
7	0.574
8	0.462
9	0.361
10	0.271
11	0.193
12	0.128
13	0.076
14	0.037
15	0.012
16	8.626·10 ⁻⁴
17	...

Vcr(t)	0
0	0
1	0.122
2	0.243
3	0.361
4	0.474
5	0.582
6	0.683
7	0.775
8	0.857
9	0.929
10	0.99
11	1.039
12	1.075
13	1.098
14	1.107
15	1.103
16	1.085
17	...



$$\gamma_{gr} := \gamma \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$V_{\text{rmax}} := V_{\text{rel}}(0.0725) \quad V_{\text{rmax}} = 0.023 \quad \text{m/s}$$

NOTA: En el ejemplo se aprecia que la velocidad relativa máxima en el intervalo correspondiente al movimiento a la salida del material (entre $t = 0,07$ y $t = 0,1$ s) es $V_{\text{rm}} = \text{m/s}$ y se produce cuando $t = 1$ s.

15) Declarar el instante de tiempo (t_{rm}) para el que se produce V_{rmax} :

$$t_{\text{rm}} := 0.2 \quad \text{s}$$

$$\text{posición del cigüeñal} \quad \theta_{\text{rm}} := \omega \cdot t_{\text{rm}} \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\theta_{\text{rm}} = 253.74$$

16) Determinar la velocidad absoluta (V_{arm}) de la partícula en el momento que alcanza la velocidad relativa máxima respecto a la superficie vibratoria:

$$V_{\text{arm}} := m \cdot \omega \cdot t_{\text{rm}} + b \quad V_{\text{arm}} = 0.384691 \quad \text{m/s}$$

17) Introducir características dimensionales de los agujeros y las partículas:

Declarar dimensión longitudinal de los orificios (s)

$$s_{\text{aa}} := 2 \times 10^{-3} \quad \text{m}$$

Declarar largo promedio de las partículas (L)

$$L_{\text{aa}} := 6 \times 10^{-3} \quad \text{m}$$

Declarar desviación media cuadrática del largo de las partículas L

$$\sigma_L := 0.0005 \quad \text{m}$$

Calcular longitud menos favorable de las partículas para el paso a través de los orificios:

$$L_d := L + 3 \cdot \sigma_L \quad L_d = 0.0075 \quad \text{m}$$

Declarar altura promedio de las partículas

$$h := 3 \times 10^{-3} \quad \text{m}$$

Declarar desviación media cuadrática de la altura de las partículas h

$$\sigma_h := 0.0005 \quad \text{m}$$

Calcular altura menos favorable de las partículas para el paso a través de los orificios:

$$hd := h + 3 \cdot \sigma h \quad hd = 0.0042 \quad m$$

18) Calcular la velocidad límite de las partículas (Vlim):

$$V_{lim} := \left(s - \frac{Ld}{2} - \frac{hd}{2} \cdot \tan(\alpha) - 2 \cdot r \cdot \frac{\cos(\beta)}{\cos(\alpha)} \right) \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \cos(\alpha)}{hd + 4 \cdot r \cdot \sin(\beta + \alpha)}}$$

$$V_{lim} = -1.315066$$

19) Comparar la velocidad absoluta de la partícula en el momento que alcanza la

velocidad relativa máxima respecto a la superficie vibratoria Varm con la

$$V_{arm} = 0.384691 \quad V_{lim} = -1.315066$$

velocidad límite de las partículas Vlim: