EasyChair Preprint

№ 4783

Design of a Machine for Injection Washing Mechanical Parts

Cristian Topa, Luis Topa and Juan Lagla

EasyChair preprints are intended for rapid dissemination of research results and are integrated with the rest of EasyChair.

December 25, 2020

ARTÍCULO CIENTÍFICO

Diseño de una máquina de lavado por inyección de piezas mecánicas

Ing. Topa Chuquitarco Cristian Paul, Msc.

(Docente)

ctopac@uteq.edu.ec

Topa Chuquitarco Luis Alexander

luis.topa6@utc.edu.ec

Lagla Lagla Juan Carlos

Juan.lagla7@utc.edu.ec

Universidad Técnica Estatal de Quevedo, campus Quevedo

RESUMEN

La demora en los procesos de lavado de las piezas mecánicas para la reparación de los motores del automóvil, limita la producción y economía en las microindustrias de la localidad. El presente proyecto se refirió al estudio de los diferentes procesos de lavado de piezas mecánicas, con la finalidad de efectuar el diseño de la máquina para el lavado por inyección en la microindustria “SERVIAUTOS”, mediante las dimensiones de las piezas mecánicas, se consideró los parámetros de diseño de la máquina haciendo uso de los fundamentos mecánicos y mecánica de fluidos. Además, se sometió a una evaluación en la simulación estructural y dinámica de cada uno de los sistemas presentes. El proceso eléctrico de accionamiento del motor reductor, el motor de la bomba y el sistema de calentamiento se simuló mediante la herramienta computacional CADE SIMU, mientras que el sistema mecánico y estructural bajo normalización de piezas se lo realizó mediante el software AUTODESK INVENTOR. El desplazamiento que se da en la estructura, conjuntamente con el árbol y la mesa giratoria al aplicarle el peso máximo de 2493 N es de 1,41 mm y el coeficiente de seguridad es 15 su lo que permite corroborar la rigidez de la máquina para una posible implementación. El torque que se aplica al diseño es de 60 Nm, lo cual mediante la simulación estructural se observó que la deformación alcanza un momento máximo de 89,213 MPa. Con este valor los materiales no llegan a deformarse ya que poseen una resistencia de 250 MPa.

Palabras claves: Accionamiento, Estructura, Fuerzas, Desplazamiento, Momentos.

ABSTRACT

The delay in the washing processes of the mechanical parts for the repair of automobile engines, limits production and economy in the local micro-industries. The present project referred to the study of the different washing processes of mechanical parts, in order to carry out the design of the machine for washing by injection in the microindustry "SERVIAUTOS", by means of the dimensions of the mechanical parts, the parameters were considered of machine design making use of the mechanical and fluid mechanics fundamentals. In addition, it was subjected to an evaluation in the structural and dynamic simulation of each of the present systems. The electrical process for driving the geared motor, the pump motor and the heating system was simulated using the CADE SIMU computational tool, while the mechanical and structural system under part standardization was performed using the AUTODESK INVENTOR software. The displacement that occurs in the structure, also with the tree and the rotary table when applying the maximum weight of 2493 N is 1.41 mm and the safety coefficient is 15 su, which allows to verify the rigidity of the machine for a possible implementation. The torque applied to the design is 60 Nm, which by means of the structural simulation, it is realized that the deformation reaches a maximum moment of 89,213 MPa. With this value, the materials do not deform as they have a resistance of 250 MPa.

Keywords: Drive, Structure, Forces, Displacement, Moments.

1. INTRODUCCIÓN

Es importante realizar el diseño de una máquina de lavado por inyección de piezas mecánicas para la microindustria "SERVIAUTOS", ya que no se encuentra disponible máquina alguna que cumplan con los requerimientos exigidos por la microindustria. Teniéndose como alcance diseñar una máquina de lavado por inyección de piezas mecánicas que tenga la capacidad de disminuir el tiempo de realización del proceso de lavado con el propósito de que en un futuro mediante su implementación cubrir la demanda de la microempresa, taller o industria.

1.1. Justificación

Debido a la evolución tecnológica dada en los últimos tiempos, las pequeñas y grandes industrias se han visto en la necesidad de mejorar el proceso de producción, así como sus procesos industriales, no sólo por el aumento en la calidad del producto sino también por el incremento en el proceso de elaboración.

Es por ello que se ha visto la necesidad de mejorar los procesos de lavado de piezas mecánicas utilizados en el área automotriz, industrial. Por consiguiente, una de las pequeñas industrias dedicadas a la reparación y mantenimiento de automóviles en la ciudad de Latacunga será el campo de estudio, pues se encuentra en un nivel de demanda elevado tanto a nivel local, provincial y nacional.

Tabla 1. 1 . Beneficiarios del proyecto.

Directos	Microindustria "SERVIAUTOS"
Indirectos	Clientes

Fuente: Propia

1.2. Situación problémica y problema

1.2.1. Situación problémica

Debido a los escasos recursos económicos y a la delimitada falta de interés del personal administrativo de las empresas, existe un abandono con respecto a nuevas tecnologías ya que utilizan métodos manuales y artesanales que carecen de buena eficiencia. Este proyecto hace referencia a las empresas que requieren ayuda de carácter técnico en el diseño y conjuntamente simulación de nuevos equipos automáticos que faciliten el trabajo al personal a cargo de la producción y procesos de lavado de piezas, así como su aumento exponencial.

En las empresas y microempresas que se realiza procesos en el cual se desmonta partes del motor del automóvil para su reparación o mantenimiento para posteriormente realizar el montaje de las partes hacia el automóvil. En la trayectoria de este procedimiento las piezas a trabajar quedan recubiertas de grasa, polvo y otras impurezas, por lo cual el personal debe realizar un proceso de lavado de las piezas de forma manual que toma un determinado tiempo por cada pieza el mismo que se podría se empleado para diferentes actividades.

La falta de equipos automatizados de lavado de piezas mecánicas dificulta en el tiempo de operación para los procesos del taller.

1.2.2. Problema

El sistema de lavado de piezas mecánicas actual(manual), con el que trabajan la microindustria "SERVIAUTOS", no es el adecuado para cubrir las necesidades de la demanda existente.

1.3. Hipótesis o formulación de pregunta científica

Con el diseño de la máquina de lavado en la microindustria "SERVIAUTOS" se disminuirá el tiempo del proceso de lavado de piezas en gran cantidad, pues se automatizará por inyección y de esta manera la producción se incrementará.

1.4. Objetivo

1.4.1. Objetivo general

Diseñar una máquina de lavado por inyección de piezas mecánicas para el área de servicio de la microindustria "SERVIAUTOS".

1.4.2. Objetivos específicos

Definir los respectivos cálculos estructurales, de bombeo y del flujo de fluidos que permitan dimensionar la máquina en el momento de ingresar datos en las simulaciones.

Justificar las normativas, normas de calidad y normas ambientales al momento de realizar los dimensionamientos.

Sintetizar un análisis comparativo de los diferentes sistemas de lavado por inyección que permita seleccionar el diseño de la máquina más adecuado.

Establecer la simulación de los distintos sistemas de la máquina de lavado por inyección.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

El proceso para el diseño de la máquina de lavado de piezas por inyección está relacionado con fórmulas y parámetros establecidos, los cuales son detallados y considerados en el procedimiento de cálculo de la investigación. Dado esto el objetivo de este capítulo fue construir y establecer el procedimiento de cálculo para el diseño de la máquina de lavado de piezas por inyección en la microindustria "SERVIAUTOS".

El diseño de los diferentes elementos mecánicos se realizó en base a teorías de fallas, métodos de resolución, método de elementos finitos, los cuáles fueron comprobados con cálculos computacionales. Los programas que se utilizó para el cálculo son Autodesk Inventor, Cade Simu.

Diseño del sistema mecánico

Para el diseño de la mesa giratoria se debe tener en cuenta el peso máximo de carga que soporta la mesa y el diámetro de la pieza de mayor tamaño a lavar, añadiéndole un valor adicional por el tema de espesor de las rejillas que debe contener la mesa.

$$\boldsymbol{A = \pi . \frac{(D)^2}{4}} \qquad \textbf{(2. 1)}$$

Donde:

A: $Área\ de\ la\ mesa\ giratoria$ (m^2)

D: $Diámetro\ de\ la\ mesa$ (m)

Para el peso de la mesa se debe tener en cuenta el peso de la pieza (tomando el valor máximo de la pieza de mayor tamaño que podrá ser lavada por la máquina).

$$\boldsymbol{W_{mesa} = m . g} \qquad \textbf{(2. 2)}$$

Donde:

W_{mesa}: $Peso\ de\ la\ mesa$ (N)

m: $masa\ de\ la\ pieza$ (kg)

g : $gravedad$ (m/s^2)

Diseño del sistema de transmisión

Se debe tener en cuenta los elementos y parámetros que intervienen en el sistema de transmisión tales como la mesa giratoria, el árbol, rodamiento, los soportes de rodamiento, poleas y correas, los cuales se van detallando a continuación.

Método para la selección del rodamiento

La selección del rodamiento se debe basar en los requisitos de cargas mínimas para rodamientos axiales de rodillos a rótulas, con dicho valor se obtiene el diámetro del rodamiento el cual permite escoger el diámetro para el árbol que soporta la carga de la mesa giratoria.

Método para el diseño del árbol de transmisión

El árbol es el elemento que sirve de apoyo para los elementos de la máquina como (Poleas, rodamientos, sellos mecánicos y la mesa giratoria). Para la selección se debe tener en cuenta las características tanto del material y de los torques generados.

Para el cálculo del torque se utiliza la fuerza aplicada a la mesa.

$$\boldsymbol{\tau = F . r} \qquad \textbf{(2. 3)}$$

Donde:

τ: *Torque.* *(N.m)*

F: *Fuerza.* *(N)*

r: *Radio.* *(m)*

Según el manual de "Diseño Mecánico de Shigley" es necesario conocer el par de torsión mediante la consideración de la Potencia y la velocidad del eje rotatorio.

$$\boldsymbol{P = \tau\ . \omega} \qquad \textbf{(2. 4)}$$

Donde:

P: *Potencia.* *(W)*

τ: *Torque.* *(N.m)*

ω: *Velocidad angular.* (rad/s)

Torque de la polea 2

$$\boldsymbol{\tau = \frac{P}{w}} \qquad \textbf{(2.5)}$$

Donde:

τ: *Torque.* *(N.m)*

P: *Potencia.* *(W)*

ω: *Velocidad angular.* (rad/s)

Según el análisis de Firbank, se supone que la fuerza de fricción o rozamiento sobre la banda es uniforme sobre todo el arco de contacto, y que las

fuerzas centrífugas que aparecen en la correa pueden ser despreciadas.

$$T_1 = 2T_2 \qquad \textbf{(2.6)}$$

Donde:
T_1:Tensión 1. *(N)*
T_2:*Tensión 2.* *(N)*

Momento
Donde M = τ son iguales.

$$\tau = \frac{d_2}{2}(T_1 - T_2) \qquad \textbf{(2.7)}$$

Donde:
d_2:*Diámetro de la polea 2.* *(m)*
T_1:*Tensión 1.* *(N)*
T_2:*Tensión 2.* *(N)*

Se tiene que la Tensión 1 esta dada por al ecuación 2.8.

$$T_1 = \frac{4\tau}{d_2} \qquad \textbf{(2.8)}$$

Donde:
d_2:Diámetro de la polea 2. *(m)*
T_1:Tensión 1. *(N)*
τ: *Torque.* *(N.m)*

Método para la selección del motor
Momento de inercia
Para el momento de inercia del motor se debe tomar en cuenta la ecuación 2.9.

$$I_p = m.r^2 \qquad \textbf{(2.9)}$$

Donde:
$I_p: Momento\ de\ inercia.$ $(kg.m^2)$
$m: masa\ .$ (kg)
$r: radio.$ (m)
La aceleración angular es la relación que se da entre la velocidad del giro de la mesa y el tiempo de estabilización del motor.

$$\alpha = \frac{w}{t} \qquad \textbf{(2.10)}$$

Donde:
$\alpha: aceleración\ angular.$ $(^{rad}/_{s^2})$
$w: velocidad\ de\ giro\ de\ la\ mesa.$ (rad/s)
$t: tiempo\ de\ estabilización.$ (s)

Potencia de diseño
Se calcula la potencia que se requiere para hacer rotar la mesa giratoria cargada con la pieza a lavar, se aplica los factores de corrección y de eficiencia del motor para evitar tener una potencia justa o inoperante.

$$\tau = \alpha.I_p \qquad \textbf{(2.11)}$$

Donde:
(τ): $Torque.$ $(N.m)$
$\alpha: aceleración\ angular.$ $(^{rad}/_{s^2})$
$I_p: Momento\ de\ inercia.$ $(kg.m^{2)}$

La potencia de diseño se calcula mediante la ecuación 2.12.

$$Pot = \tau.w \qquad \textbf{(2.12)}$$

Donde:
(Pot): $Potencia\ de\ la\ mesa\ giratoria.$ (w)
(τ): $Torque.$ $(N.m)$
(w): $Velocidad\ de\ giro\ de\ la\ mesa.$ (rad/s)

La potencia de Diseño se encarga de evitar que la potencia nominal se quede corta al sobrecargar la mesa giratoria, es por ello que se aplica el factor de corrección de potencia y la eficiencia del motor redutor.

$$Pot.D = Pot.\frac{C_1}{n} \qquad \textbf{(2. 13)}$$

Donde
(Pot): $Potencia\ giratoria\ de\ la\ mesa.(W)$
$(Pot.D)$: $Potencia\ de\ Diseño.$ (kW)
(C_1): $Factor\ de\ corrección\ de\ potencia.$ *(Adimensional)*
(n): $Eficiencia\ de\ motor\ reductor.$ $(\%)$

Método para la selección de las poleas
El tipo de sistema transmisión a utilizar es el tipo de transmisión mecánica por correa de transmisión, que hace rotar dos poleas por medio de una correa que envuelve las poleas, permitiendo que la polea motríz entregue la energía a la polea 2, por consiguiente se calcula el diámetro y velocidad de las poleas.

$$d_1.n_1 = d_2.n_2 \qquad \textbf{(2.14)}$$

Donde:
$n_1: \#\ revoluciones\ de\ la\ polea\ 1.(rev/min)$
$d_1: Diámetro\ de\ la\ polea\ motriz.$ (mm)
$d_2: Diámetro\ de\ la\ polea\ arrastrada.$ (mm)
$n_2: \#\ de\ revoluciones\ de\ la\ polea\ arrastrada.$ (rev/min).

Método para la selección del tipo de correa

Para el cálculo se utiliza la información acerca de correas y transmisión industria del catálogo "DUNLOP"

$$P_c = P.F_{cp} \quad \textbf{(2.15)}$$

Donde:
P_c: *Potencia corregida.* *(hp).*
P: *Potencia a transmitir.* *(hp).*
F_{cp}: *Factor de corrección de la potencia. (Adimensional)*

Relacion de transmisión

$$K = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad \textbf{(2.16)}$$

Donde:
K: *Relacion de transmisión. (Adimensional)*
n_1: $\#\ de\ revoluciones\ de\ la\ polea\ 1.\ (revmin)$
d_1: $Diámetro\ de\ la\ polea\ motriz.\ \ (mm)$
d_2: $Diámetro\ de\ la\ polea\ arrastrada.\ \ (mm)$
n_2: $de\ revoluciones\ de\ la\ polea\ arrastrada.\ (rev/min)$

El diamétro primitivo de la polea de mayor dimensión se obtiene mediante la ecuacion 2.17.

$$d_2 = K.d \quad \textbf{(2.17)}$$

Donde:
K: *Relación de transmisión. (Adimensional).*
d: $Diámetro\ primitivo\ \ de\ la\ polea\ 1.\ \ (mm)$
d_2: $Diámetro\ de\ la\ polea\ arrastrada.\ \ (mm)$

El diámetro primitivo de la polea motriz se obtiene mediante los datos del catálogo "DUNLOP".

Cuando la distancia entre ejes (I) no esta establecida, se puede determinar mediante el siguiente criterio. Para K comprendido entre 1 y 3.

$$I \geq \frac{(K+1)d}{2} \quad \textbf{(2.18)}$$

Donde:
K: *Relación de transmisión. (Adimensional).*
d: *Diámetro primitivo de la polea 1.* *(mm)*
I *: Distancia entre ejes.* (mm)

La longitud primitiva (L) de la correa se determina mediante la ecuación 2.19.

$$L = 2.I + 1,57(d_2 + d) + \frac{(d_2 - d)^2}{4.I} \quad \textbf{(2.19)}$$

Donde:
L*: Longitud de la correa.* *(mm)*
I *: Distancia entre ejes.* *(mm)*
d: $Diámetro\ primitivo\ \ de\ la\ polea\ 1.\ \ (mm)$
d_2: $Diámetro\ de\ la\ polea\ arrastrada.\ \ (mm)$

Diseño del sistema hidráulico

Para las boquillas de aspersión se considera el caudal que se tiene en el sistema.

Para la recolección de los desechos de los fluidos que se producen al lavar las piezas, se debe contar con un proceso de separación de partículas y limallas o partes de piezas a lavar que permite reutilizar el agua para un segundo proceso de lavado.

El tanque de almacenamiento es el reservorio que contiene el líquido para lavar las piezas mecánicas, el volumen depende del área del reservorio.

$$V = L.A.h \quad \textbf{(2.20)}$$

Donde:
V: $Volumen.$ (m^3)
L: *Longitud.* *(m)*
A: *Ancho.* *(m)*
h: $Altura$ (m)

Método para el sistema de Bombeo

Para el sistema de bombeo se debe tener en cuenta el caudal que circula por la tubería hacia la salida de los aspersores.

$$Q = \frac{V}{t} \quad \textbf{(2.21)}$$

Donde:
Q: *Caudal.* (m^3/s)
V: *Volumen.* (m^3)
t: *Tiempo de bombeo.* *(min)*

El caudal se puede expresar en función de la velocidad por el área de la sección de desplazamiento.

$$v = \frac{Q}{A} \quad \textbf{(2.22)}$$

Donde:
Q: *Caudal.* (m^3/s)
v: *Velocidad del flujo.* *(m/s)*
A: *Área.* (m^3)

Para el diámetro se utiliza la ecuación 2.23.

$$D = \sqrt{\frac{4.Q}{\pi.v}} \quad \textbf{(2.23)}$$

Donde:
D: *Diámetro de la tubería de succión.* *(m)*
v: *Velocidad del flujo.* *(m/s)*
Q: *Caudal.* (m^3/s)

Para el número de Reynolds se utiliza la ecuación 2.24.

$$\boldsymbol{Re = \rho \frac{v.D}{\mu}} \qquad \textbf{(2.24)}$$

Donde:
Re: *Número de Reynolds. (Adimensional)*
ρ: *Densidad del agua. (40°C)* (kg/m^3)
v: *Velocidad del flujo.* *(m/s)*
D: *Diámetro de la tubería de succión. (m)*

Si el número de Reynolds es mayor a 4000 el flujo es turbulento, caso contrario el flujo es laminar.
Se deberá considerar que, al subir la temperatura a 40 °C, disminuye la densidad a 992,215 kg / m³

El factor de fricción se calcula mediante la ecuación 2.25.

$$\boldsymbol{\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}} \qquad \textbf{(2.25)}$$

Donde:
λ: *Factor de fricción.* *(Adimensional)*
Re: *Número de Reynolds.* *(Adimensional)*
Para el cálculo de las perdidas primarias se debe tomar en cuenta los accesorios que se acoplan a la tubería.
El coeficiente de resistencia se calcula mediante la ecuación 2.26.

$$\boldsymbol{R = (h_L + \frac{\lambda.L}{D}).\frac{8}{g.\pi^2.D^4}} \qquad \textbf{(2.26)}$$

Donde:
R: *Coeficiente de resistencia.* (s^2/m^5)
h_L: *Pérdidas primarias.* *(m)*
λ: *Pérdidas primarias.* *(Adimensional)*
L: *Longitud de la tubería.* *(m)*
D: *Diámetro tubería.* *(m)*
g: *Gravedad.* *(m/s²)*
El cálculo del coeficiente de resistencia total se determina mediante la ecuación 2.27.

$$\boldsymbol{R = R_1 + R_2} \qquad \textbf{(2.27)}$$

Donde:
R: *Coeficiente de resistencia total.* (s^2/m^5)
R_1: *Coeficiente de resistencia de succión.* (s^2/m^5)
R_2: *Coeficiente de resistencia descarga.* (s^2/m^5)
Para el cálculo de la altura se debe utilizar la Presión que es un dato proporcionado $P_v = 7380\ P_a$ y el valor de la gravedad.

$$\boldsymbol{H_v = \frac{P_v}{\rho.g}} \qquad \textbf{(2.28)}$$

Donde:
H_v: *Altura.* *(m)*
P_v: *Presión de vapor.* (P_a)
ρ: *Densidad del agua.* (kg/m^3)
g: *Gravedad.* (m/s^2)

Diferencia de altura (DH).

$$\boldsymbol{D_H = D_Z + (R_T.Q^2)} \qquad \textbf{(2.29)}$$

Donde:
D_H: *Diferencia de altura.* *(m).*
D_Z: *Criterio.* *(m).*
R_T: *Coeficiente de resistencia total.* (s^2/m^5)
Q: *Caudal.* (m^3/s)
Con el valor del caudal se determina el $NPSH_D$ disponible de la bomba.

El $NPSH_D$ debe ser mayor al $NPSH_R$.

$$\boldsymbol{NPSH\ d = H_{atm} + H_s - (R_1.Q^2) - H_v} \qquad \textbf{(2.30)}$$

Donde:
$NPSH\ d$: *Altura neta positiva de Aspiración. (m)*
H_{atm}: *Altura atmosférica.* *(m)*
H_s: *Altura de succión.* *(m)*
$K1$: *Coeficiente de resistencia de succión.* (s^2/m^5)

Q: *Caudal.* *(litros/min).*
H_v: *Altura.* *(m)*

Velocidad específica n_s
Para el cálculo de la velocidad específica se utiliza la ecuación 4.33.

$$\boldsymbol{n_s = 3,65.\frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}} \qquad \textbf{(2.31)}$$

Donde:
n_s: $Velocidad\ específica$ *(Adimensional)*
n: $Velocidad\ de\ giro$ (rev/min)
Con el valor de la velocidad específica se procede a la clasificación de las bombas para elegir la bomba que se utilizará.
La potencia de la bomba se determina mediante la ecuación 2.32.

$$\boldsymbol{P_s = \frac{Q.\rho.g.H_B}{76n}} \qquad \textbf{(2.32)}$$

Donde:
P_s: *Potencia de la bomba.* *(W)*
ρ: *Densidad del agua. (40°C)* (kg/m^3)
g: *Gravedad.* (m/s^2)

H_B: *Altura bomba.* *(m)*
n: *Eficiencia de la bomba.* *(%)*
Se debe tener en cuenta que al ser una bomba nueva su eficiencia debe ser del 75%.
La bomba va a ser accionada por un motor eléctrico entonces se utiliza la ecuación 2.33.

$$P_m = \frac{P_s}{n} \quad \textbf{(2.33)}$$

Donde:
P_s: *Potencia de la bomba.* *(W)*
n: *Eficiencia.* *(%)*
Al ser un motor nuevo se debe considerar la eficiencia del 90%.

Diseño del sistema de calentamiento del fluido

Se debe determinar la cantidad de energía por la ecuación 2.34.

$$Q = m.C_e.(T_f - T_i) \quad \textbf{(2.34)}$$

Donde
Q: *Cantidad de energía* $(Kcal)$
m: *Cantidad de masa.* *(kg)*
C_e: *Calor específico del agua.* $(J/kg°K)$
T_f: *Temperatura final.* $(°K)$
T_i: *Temperatura inicial.* $(°K)$

$$P = \frac{Q}{t} \quad \textbf{(2.35)}$$

Donde:
P: *Potencia.* $(kcal/h)$
Q: *Cantidad de energía* $(Kcal)$
t: *Tiempo.* *(min)*

Dimensionamiento y selección del sistema eléctrico

La parte eléctrica gira en torno al voltaje, corriente, potencia (contactores, fusibles, protecciones) de cada equipo y temperatura del sistema de calentamiento. Sin embargo, es necesario aplicar normativas de la NEC (art. 215,2 215,3 220,18) para la selección de protecciones la cual considera que los alimentadores y disyuntores deben tener una ampacidad permisible no inferior al 125% en cargas continuas.

$$I_P = 1,25 \cdot I_n \quad \textbf{(2.36)}$$

Donde:
I_P: *Intensidad de protección.* (A)
I_n: *Intensidad nominal.* (A)
Para una mejor eficiencia se establece las selecciones de marcas conocidas en el mercado (siemens, Schneider electric, ABB).

Método para la selección del sistema de protección

De acuerdo con la normativa NEC 2017, recomiendan que las protecciones eléctricas, breakers o disyuntores se dimensionen al 100% de la carga no continua + el 125% de la carga continua. Según C. E. I (Comité Electrotécnico Internacional). Se considera el uso de contactor tipo AC-4 Para motores de jaula: Arranque, marcha a impulsos y frenado por inversión. Con una corriente de 13.9 A recomienda el uso del contactor de potencia.

3. RESULTADOS

Una vez conocido el procedimiento ideal para el dimensionamiento de la estructura de la máquina de lavado de piezas, se seleccionó los materiales con características similares a las que se encuentran en el mercado, las características establecidas fueron fundamentadas en base a cálculos y softwares computacionales que permitieron evaluar los parámetros de comportamiento de las piezas. Se realizó el ensamblado virtual de las piezas mediante el software Autodesk Inventor para verificar la funcionalidad de la máquina y el análisis estructural.

Sistema Mecánico

La mesa de transmisión es la encargada de soportar la pieza a lavarse, cuyo peso máximo que puede tener la pieza es de 2943 N.

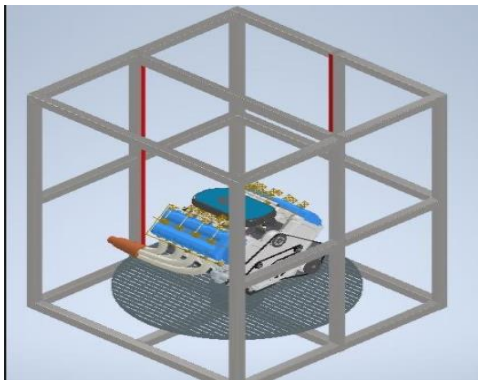

Figura 3. 1. Mesa giratoria
Fuente: Propia

De acuerdo a las características y la aplicación que tendrá la mesa giratoria, se procedió a seleccionar el material ASTM A36 de tipo Parrilla lisa que es de uso industrial de alto soporte, resistencia y carga.

Sistema de transmisión

Se seleccionó un rodamiento axial de rodillos a rótula SKF 29412E de 60 mm el cual fue

escogido del catálogo de “Rodamientos SKF. Cuya capacidad de carga es hasta 390 kN.

Tabla 3. 1: Características mecánicas del árbol.

Datos	Simbología	Resultados	Unidades
Torque de la mesa giratoria	τ_m	1912,95	$N.m$
Potencia del eje	P	2792,90	W
Torque de la polea	τ	510,70	$N.m$
Tensión en el lado 1	T_1	5836,57	N
Tensión en el lado 2	T_2	2918,28	N

Fuente: Propia

Teniendo encuenta el torque se procedió a seleccionar el material para el árbol AISI 304.

El perfil posee un alojamiento para el rodamiento, cuyo tipo de rodamiento es axial, el cual esta anclado por medio de soldadura a la estructural donde se asienta la mesa pemitiendo que la carga se distribuya hacia los perfiles. La mesa giratoria está anclada a la brida de anclaje mediante el tornillo M3X6 -8.8 y tuercas hexagonales M12.

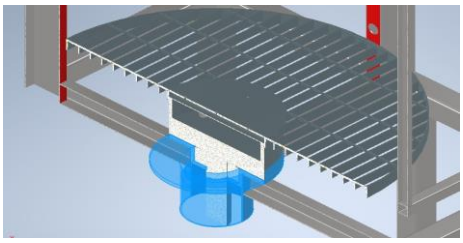

Figura 3.2. Mesa giratoria
Fuente: Propia

Selección del motor

Tabla 3. 2. Selección del motor reductor.

Datos	Simbología	Resultados	Unidades
Momento de inercia	I_p	100	$kg.m^2$
Aceleración angular	α	0,73	$rad/_{s^2}$
Torque	τ	73	$N.m$
Potencia	Pot	106,59	w
Potencia de Diseño	$Pot.D$	0.25	hp

Fuente: Propia

Por motivos de seguridad se seleccionó el motor TRC reductor de 1 HP a 22 rpm.

Tipo de poleas y correas

Tabla 3. 3. Sistema de transmisión de potencia.

Datos	Simbología	Resultados	Unidades
Diámetro de la polea 2	d_2	352	mm
Potencia corregida	P_C	1,2	hp
Relación de transmisión	K	1,57	-
Diámetro primitivo de la polea motriz	d	140	mm
Diámetro de la polea 1	d_2	224	mm
Distancia entre ejes	I	450	mm
Longitud de la correa	L	1475,4	mm

Fuente: Propia

De acuerdo al dato de la Potencia corregida cuyo valor es 1,2 hp se procedió a seleccionar el tipo de correa según el Catálogo “DUNLOP”. La correa seleccionada por el número de revoluciones según normativas es de tipo B. La longitud real de la 1491 mm cuya longitud real recomendada es de 57 pulgadas. Las poleas mediante normativa son de tipo B ANSI Aluminio 6061 de 0,966 kg. La brida o acople se seleccionó la serie 150 del catálogo “Hardval S.A”.

El tanque de almacenamiento para el sistema de lavado se encuentra ubicado debajo de la cabina de lavado sus dimensiones son; 0,98m. 0,45m.0,98 m, su volumen es 432 Litros.

Sistema de bombeo

Tabla 3.4. Parámetros para la selección del tipo de bomba.

Datos	Simbología	Resultados	Unidades
Densidad del agua (40 ° C)	ρ	992,215	kg / m³
Pérdidas primarias succión	h_L	0,2	m
Longitud de la tubería succión	L	0,22	m
Pérdidas primarias descarga	h_L	70,6	m
Longitud de la tubería de descarga	L	6,5	m
Presión de vapor	P_v	7372,73	P_a
Presión atmosférica	P_{atm}	102900	P_a
Altura de succión	H_s	0,2	m
Criterio de altura	D_z	1,5	m

Fuente: Propia

El sistema de bombeo consta de dos tramos; succión y descarga. Según el cálculo el diámetro de la tubería es de 0,017 m cuyo valor no es comercial se selecciona el valor más cercano de 0,019 m o ¾ de Pulgada.

Tabla 3.5. Sistema de inyección.

Datos	Simbología	Resultados	Unidades
Sección de succión			
Caudal	Q	0,00036	m^3/s
Velocidad de succión	v	1,5	m/s
Diámetro tubería de succión	D	0,019	m
Reynolds succión	Re	46510,08	-
Factor de fricción	λ	0,021	-
Coeficiente de resistencia	R	81477,78	s^2/m^5
Sección de Descarga			
Caudal	Q	0,00036	m^3/s
Velocidad de descarga	v	1,5	m/s
Diámetro tubería de descarga	D	0,019	m
Reynolds	Re	46510,08	-
Factor de fricción	λ	0,021	-
Coeficiente de resistencia	R	16104989,73	s^2/m^5
Coeficiente de resistencia total	R_T	16186467,51	s^2/m^5
Diferencia de altura	D_H	2,5	m
Altura Neta positiva de Aspiración	$NPSH\ d$	4,68	m
Velocidad específica	n_s	36,35	-
Potencia de la bomba	P_s	0,76	kW
Potencia del motor	P_m	0,84	kW

Fuente: Propia

Con el valor de la velocidad específica se elige la bomba rotativa y de émbolo. De acuerdo a las características que estipulan en las normas ASTM A 53 GRB, API 5L y ASTM A 106 del catálogo de DIPAC se seleccionó la tubería de succión y de descarga con un diámetro de ¾ pulgadas ya que es un valor de venta comercial siendo la tubería sin costura cedula 40.
La boquilla de aspersión seleccionada es de tipo 1 IN 3/8 del "catálogo Plastigama". De acuerdo a las características de la boquilla IN 3/8 y a la longitud de la cabina de lavado se tomó en cuenta la selección de 19 boquillas distribuidas uniformemente.

Se seleccionó una bomba rotativa de émbolo KODO QL-390 que cumple con las características tanto de caudal como de potencia y presión.

Sistema de calentamiento

Para el sistema de calentamiento se consideró los cambios del clima dentro de la ciudad generalmente varia de 8 °C a 20 °C. Razón por la cual se determinó que el agua se tendrá que calentar a 40 °C. Se obtuvo 6617,66 Kcal como cantidad de energía y 24,112 kW/h como la potencia de calentamiento. Se escogió una resistencia de calentamiento KlB4,5 que tiene una Potencia de 24,11kW/h para que realice la acción de calentar el fluido a 40 °C.

Sistema Eléctrico

En el sistema eléctrico se consideró el dimensionamiento de la parte eléctrica y la selección de los equipos necesarios para el funcionamiento del sistema.

Para el motor reductor y el motor que se utiliza en el sistema de bombeo se consideró un voltaje trifásico de 220 V AC y la carga ocasionada por el motor, mediante los cuales se estableció los equipos necesarios para el circuito eléctrico de potencia de la máquina de lavado de piezas por inyección.

Tabla 3.6. Selección de los equipos del sistema de potencia.

Equipo	Código
Motor Eléctrico	Motor reductor TRC 22 rpm. Motor KODO QL-390
Protección térmica	LRD21 Relé de sobrecarga térmica para motor TeSys - 12-18 A - clase 10ª
Contactor Principal	LC1D18MD Contactor 3 polos - 18A – 24 V CC - NANC
Interruptor termo magnético	EZ9F56320 Miniature circuit breaker, Easy9, 3P, 20 A, C curve
Conductor	CABLES TTU 600V y 2000V 75°C 12 AWG Capacidad de corriente 25 A

Fuente: Propia

Sistema estructural

El material para la estructural es el acero galvanizado ASTM 500 Grado B. Los perfiles estructurales se seleccionaron bajo la normativa NTE INEN 1623, para el diseño de la máquina se seleccionó diferentes vigas que están conectadas.

Simulación de desplazamiento: Inventor PRO

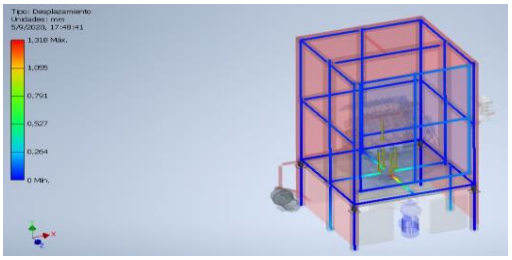

Figura 3.3. Simulación de desplazamiento
Fuente: Propia

El desplazamiento máximo es de 1,31 mm y se puntúa en la viga central, por tanto, se consideró que la estructura no sufrirá una deformación relevante, dado que tiene apoyo con otras vigas unidas en su estructura.

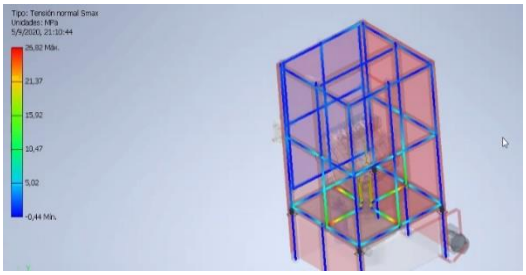

Figura 3.4. La tensión normal máxima
Fuente: Propia

La tensión normal máxima que se presenta en el perfil estructural al aplicarle una fuerza, en este caso la fuerza que ejerce el motor V8, es de 26,82 Mpa dado que el material seleccionado es acero galvanizado que soporta 400 Mpa, no se produce alguna deformación relevante.

Se tiene que la fuerza máxima aplicada es 2940 N que genera un par de reacción de 48,57 N.m.

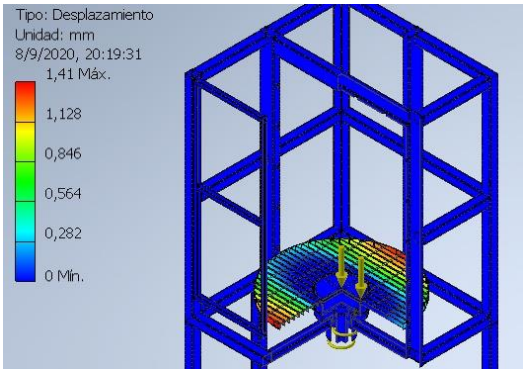

Figura 3.5. Desplazamiento en el sistema de transmisión.
Fuente: Propia

El desplazamiento máximo es de 1,41 mm y se puntúa en la mesa giratoria conjuntamente con el árbol de transmisión, por tanto, se consideró que la estructura no sufrirá una deformación relevante.

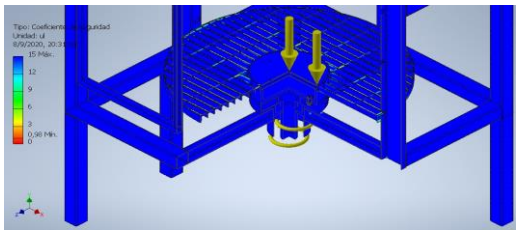

Figura 3.6. Coeficiente de seguridad.
Fuente: Propia

La mesa giratoria de la máquina de lavado posee un coeficiente de seguridad de 15 ul, la cual cumple con las necesidades y condiciones de la máquina.

Discusión

En la simulación se puede ver que el torque que se aplica desde el motor en este caso se ha estimado un torque de 60 Nm. los cual es suficiente fuerza para permitir que la resistencia que opone el peso de la masa se pueda mover y su deformación alcanza un momento máximo de 89,23Mpa. Con este torque los materiales no llegan a deformarse ya que poseen una resistencia de 250Mpa, ni llegan a su punto de fluencia y fracturarse entonces el análisis es óptimo.

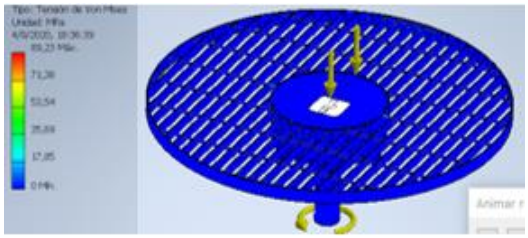

Figura 3.7. Tensión de Von.
Fuente: Propia

4. CONCLUSIONES

Para el cálculo de las dimensiones de la estructura de la máquina y el sistema de transmisión de potencia se tuvo en cuenta las características de uno de los motores de mayor tamaño como es el V8 con un peso de 300 kg, que es utilizado en automóviles de gran tamaño como “Ford Motor Company”.

Mediante el diseño de la máquina se da una idea clara del funcionamiento y el proceso de lavado de piezas, dando a conocer la simulación dinámica de la mesa giratoria donde va alojada la o las piezas a lavar, la misma que mediante un sistema de transmisión de potencia permite que este girando a 14 rev/min, y se estima que el tiempo máximo de lavado de una pieza de gran dimensión varíe entre los 15 a 20 minutos.

Mediante la simulación en Autodesk Inventor, el torque que se tiene por la acción del motor es de 60 Nm, permitiendo que la deformación alcance un momento máximo de 89,23MPa que con referencia a la resistencia del material de 250MPa, se comprueba que la estructura y el material no se fracture ni llegue a su punto de fluencia.

El diseño de la máquina de lavado de piezas mecánicas por inyección propuso una inversión de 1857,47 dólares para su posible implementación, teniendo una tasa interna de retorno del 56% que permite corroborar los rendimientos futuros esperados de dicha inversión.

BIBLIOGRAFÍA

Clemente Garcia, «Ejes Y Arboles - Manual De Diseño - UIS», 01:42:56 UTC, Accedido: ago. 26, 2020. [En línea]. Disponible en: https://es.slideshare.net/ClementeGarcia4/ejesy-arrboles-manual-de-diseo-uis.

Industrias Pirelli S.A, «DUNLOP», en Correas de transmisión DUNLOP, pp. 7-8.

[23] «Lisa Galvanizada», Dipac Manta S.A. http://www.dipacmanta.com/lisa-galvanizada (accedido sep. 05, 2020).

«Hardval S.A Todo lo necesario para la industria». https://hardval.com.ar/bridas.html (accedido sep. 09, 2020).

«Canal “U”», Dipac Manta S.A. http://www.dipacmanta.com/canal-u (accedido sep. 05, 2020).