



T
621.4
NAR

**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL
LITORAL
Facultad de Ingeniería en Mecánica**

**“Diseño de un banco de pruebas para motores de
combustión interna entre 60 y 150 HP, utilizando
un freno eléctrico”**

**TESIS DE GRADO
Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO**

**Presentada por:
BORIS LEONARDO NARANJO OCHOA**

**Guayaquil - Ecuador
1996**

A G R A D E C I M I E N T O

Al ING. FREDDY CEVALLOS,
Director de Tesis, por su
ayuda y colaboración para la
realización de este trabajo.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MIS HERMANAS



.....
Ing. Eduardo Rivadeneira P.

DECANO



.....
Ing. Freddy Cevallos B.

DIRECTOR DE TESIS

FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA



.....
Ing. Mario Patiño A.

VOCAL DEL TRIBUNAL



.....
Ing. Rodolfo Paz M.

VOCAL DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente, y el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).



.....

BORIS LEONARDO NARANJO OCHOA

RESUMEN

El objetivo de esta tesis es el diseño de un banco de pruebas comercial para motores a gasolina o diesel, para que pueda ser utilizado por cualquier persona o empresa dedicada al montaje, reparación o calibración de motores y que desee disponer en su taller con un banco de pruebas para medir potencia, torque, consumos, etc.

El requisito principal de este banco es poder montar motores de cualquier tamaño en cuanto a dimensiones de largo, ancho y alto, por lo que su diseño implica básicamente un sistema de soportes móviles que permitan cumplir este objetivo.

Se selecciona tres tamaños de motores y se realiza el análisis termodinámico para el motor de máxima potencia seleccionado, para en base a esto dimensionar las diversas partes que constituyen el banco, así como los elementos de unión.

Se selecciona además los equipos complementarios para mediciones de gasto, temperaturas, sistema de encendido, control de carga y aceleración, etc.

Este banco utilizará un freno eléctrico producido por la acción de un generador trifásico Caterpillar acoplado al

motor. Se diseña y selecciona el sistema de acople motor - generador. La corriente producida por el generador será disipada en un sistema adecuado de disipación de carga.

Se describe el procedimiento para instalar el motor, realizar las conexiones y realizar la prueba adecuadamente. Finalmente se realiza un análisis de costos.

En el apéndice se dan las normas INEN para este tipo de pruebas y en los anexos se dan los planos respectivos para su análisis.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	XII
INDICE DE TABLAS	XVI
NOMENCLATURA	XIX
INTRODUCCION	XXVI

CAPITULO I

PRUEBAS EN MOTORES

1.1 DEFINICION DE DINAMOMETRO.....	28
1.2 TIPOS DE DINAMOMETRO	28
1.2.1 FRENO DE PRONY	29
1.2.2 FRENO DE AGUA	32
1.2.3 FRENO DE VENTILADOR	34
1.2.4 FRENOS ELECTRICOS	34
1.2.4.1 DINAMOMETRO DE CORRIENTES PARASITAS	36
1.2.4.2 DINAMOMETROS ELECTRICOS	38
A) METODO DE DINAMOMETRO OSCILANTE	38
B) METODO DEL GENERADOR ELECTRICO	40
1.3 DISIPACION DE LA CARGA DEL	
GENERADOR ELECTRICO	42
1.3.1 BANCOS DE RESISTENCIAS	42
1.3.2 SISTEMA DE POZO	42

1.3.3 OTROS METODOS	43
1.4 PRUEBAS DE POTENCIA	43
1.4.1 PRUEBAS DE VELOCIDAD VARIABLE	45
1.4.2 PRUEBAS DE VELOCIDAD CONSTANTE	45
1.5 ANALISIS DEL TIPO DE CURVAS CARACTERISTICAS OBTENIDAS EN ESTE TIPO DE PRUEBAS	46

CAPITULO II

ANALISIS TERMODINAMICO

2.1 SELECCION DE MOTORES DE BASE PARA EL DISEÑO	50
2.2 ANALISIS TERMODINAMICO PARA EL MOTOR DE MAXIMA POTENCIA	51

CAPITULO III

DISEÑO DEL BANCO Y SISTEMA DE ACOUPLE

3.1 PARAMETROS DE BASE PARA EL DISEÑO	78
3.2 REQUERIMIENTOS DEL BANCO DE PRUEBAS	79
3.3 DETERMINACION DE LAS CARGAS QUE SOPORTARA EL BANCO	83
3.4 SELECCION DE MATERIALES PARA EL BANCO	101
3.5 DISEÑO DE MASTILES-SOPORTE Y CANALES DESLIZANTES	103
3.6 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE UNION DE LOS COMPONENTES	128
3.7 SELECCION Y MONTAJE DEL GENERADOR	151
3.7.1 SISTEMA DE ACOUPLE MOTOR-GENERADOR	173

3.7.2 SELECCION DEL ACOPLER	175
3.8 DISEÑO DEL EJE DE ACOPLER	177
3.9 SELECCION DE LAS CHUMACERAS QUE SOPORTAN LOS PIVOTES DEL SISTEMA OSCILANTE	186
3.10 CIMENTACION DE SOPORTE DEL BANCO	188

CAPITULO IV

EQUIPO COMPLEMENTARIO. DISEÑO Y SELECCION

4.1 DISEÑO Y SELECCION DE LOS SISTEMAS DE MEDICION DE LOS PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO	205
4.1.1 SISTEMA DE MEDICION DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE	205
4.1.2 SISTEMA DE MEDICION DE CONSUMO DE AIRE	212
4.1.3 SISTEMA DE MEDICION DE TEMPERATURAS	213
4.1.4 SISTEMA DE MEDICION DE PRESIONES	218
4.1.5 SISTEMA DE MEDICION DE REVOLUCIONES	219
4.1.6 SISTEMA DE MEDICION DE TORQUE	221
4.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ACELERACION DEL MOTOR	222
4.3 SELECCION DEL SISTEMA ELECTRICO PARA ARRANQUE Y ENCENDIDO DEL MOTOR	226
4.4 SELECCION Y DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	227
4.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE ESCAPE	228
4.6 SELECCION Y DISEÑO DEL SISTEMA DE EMBRAGUE	231

4.7 SELECCION DEL SISTEMA DE DISIPACION	
DE LA CARGA GENERADA EN EL FRENO.....	232

CAPITULO V

PROCEDIMIENTO DE PRUEBA

5.1 OBSERVACIONES PRELIMINARES	236
5.2 INSTALACION DEL MOTOR EN EL BANCO	240
5.2.1 REQUERIMIENTOS PARA LA INSTALACION	240
5.2.2 PROCEDIMIENTO PARA LA INSTALACION	243
5.3 PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR	
LA PRUEBA DEL MOTOR	250

CAPITULO VI

ANALISIS DE COSTOS

6.1 COSTO DE MATERIALES	256
6.2 COSTO DE MANUFACTURA	258
6.3 COSTO DE EQUIPOS Y ACCESORIOS	259
6.4 COSTO DE LA CIMENTACION	261
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	262
APENDICES	271
BIBLIOGRAFIA	293

INDICE DE FIGURAS

No.	Pág.
1.1.a Freno de Prony: medición con platillo y pesos	30
1.1.b Freno de Prony: medición con balanza	30
1.2 Freno de agua	33
1.3 Freno de ventilador	35
1.4 Dinamómetro de corrientes parásitas	37
1.5 Dinamómetro oscilante	39
1.6 Curvas características de un motor	49
1.7 Curvas de potencia indicada, efectiva y pérdidas por fricción	49
2.1 Diagrama indicado presión vs volumen	64
3.1 Dimensiones del motor	80
3.2 Dimensiones de caja de cambios	81
3.3 Tipos de movimientos requeridos en el banco	84
3.4 Pesos sobre el conjunto motor - caja de cambios	86
3.5 Diagrama de cuerpo libre de transmisión de automóvil	91
3.6 Cargas en los soportes delanteros del banco	93
3.7 Cargas en los soportes traseros del banco	96

No.	Pág.
3.8	Fuerzas totales en los soportes
	del banco 98
3.9	Canal deslizante longitudinal 104
3.10	Diagramas y fórmulas para viga con
	cargas no simétricas 106
3.11	Canal deslizante transversal 111
3.12	Diagramas y fórmulas para viga con
	carga central 111
3.13	Canal deslizante vertical
	(mástil - soporte) 114
3.14	Cargas en el soporte de asiento
	de motor 126
3.15	Cargas en el asiento de motor 126
3.16	Curva de pandeo para columnas 133
3.17	Perno - fijación longitudinal 136
3.18	Perno - fijación transversal 136
3.19	Perno - fijación vertical 139
3.20	Junta de la base de mástil 141
3.21	Estados de esfuerzos para la junta
	de la base de mástil 145
3.22	Montaje oscilante del generador 155
3.23	Base oscilante de soporte de generador 156
3.24	Pivotes del sistema oscilante 158
3.25	Viga longitudinal de la base oscilante 159
3.26	Viga transversal de la base oscilante 162

No.		Pág.
3.27	Viga vertical de la base oscilante	162
3.28	Mástiles de soporte de chumaceras	164
3.29	Cargas en el pivote delantero de base oscilante	167
3.30	Cargas en el pivote posterior de base oscilante	167
3.31	Empotramiento de pivotes	169
3.32	Unión soldada entre viga longitudinal y transversal de base oscilante	172
3.33	Unión soldada entre viga transversal y vertical de base oscilante	172
3.34	Tipos de desalineamientos permitidos en los acoples "MARTIN"	176
3.35	Cargas en eje de acople posterior	180
3.36	Unión soldada entre eje y brida	180
3.37	Factores de servicio para chumaceras "SEALMASTER"	187
3.38	Dimensiones de chumaceras "SEALMASTER"	190
3.39	Vista superior de la cimentación	193
3.40	Vista lateral de la cimentación	195
3.41	Perno separado del terreno	199
3.42	Zapata para hormigón armado	199
3.43	Disposición longitudinal de la estructura de hierro de la cimentación	201
3.44	Disposición transversal de la	

No.		Pág.
	estructura de hierro de la cimentación	201
3.45	Perno de anclaje en la cimentación	203
3.46	Vista superior de columna de soporte de balanza y cimentación	204
4.1	Consideraciones principales para la selección de medidores de flujo	208
4.2	Campos de medida de los instrumentos de temperatura	215
4.3	Rangos de temperaturas de trabajo para los tipos de termopares	215
4.4	Mecanismo de aceleración por varillas	224
4.5	Mecanismo de aceleración por cable	225
4.6	Sistema de escape para el banco	230
4.7	Sistema de embrague para el banco	233
4.8	Banco de resistencias SIMPLEX LBS-B	235
5.1	Curva potencia vs rpm e intervalos de funcionamiento para cada cambio del FORD 240	237
5.2	Configuración de eje de acople para motores pequeños	242
5.3	Tecle montado en pórtico rodante	244
5.4	Montaje del motor en el banco	246

INDICE DE TABLAS

No.		Pág.
I	ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LOS MOTORES ...	52
II	DATOS PARA EL DIAGRAMA INDICADO	
	PRESION VS VOLUMEN	63
III	CONSUMOS DE AIRE Y COMBUSTIBLE	76
IV	DIMENSIONES PRINCIPALES DE MOTORES Y	
	CAJAS DE CAMBIOS	82
V	RELACIONES DE ENGRANES (R_k) PARA LAS CAJAS	
	DE CAMBIOS DE LOS MOTORES SELECCIONADOS	90
VI	COMPONENTES Y SENTIDOS DE CARGAS SOBRE	
	LOS MASTILES DEL BANCO	100
VII	DIMENSIONES DE PERFILES EN "C" FABRICADOS	
	POR I.P.A.C. BAJO NORMAS ANSI	102
VIII	MOMENTOS DE INERCIA Y AREAS PARA PERFIL	
	COMPUESTO EN "DOBLE C"	109
IX	CONSTANTES DE CONDICION DE EXTREMOS	
	PARA COLUMNAS	116
X	ESPECIFICACIONES MECANICAS METRICAS	
	PARA PERNOS	130
XI	CARACTERISTICAS DE ROSCAS METRICAS	131
XII	PROPIEDADES A LA FLEXION DE UNIONES	
	SOLDADAS DE FILETE	143
XIII	MAGNITUDES DE ESFUERZOS EN BASE	

No.		Pág.
	DE MASTIL DELANTERA	146
XIV	PROPIEDADES DE ELECTRODOS	148
XV	MAGNITUDES DE ESFUERZOS EN BASE	
	DE MASTIL TRASERA	150
XVI	ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL GENERADOR	
	"CATERPILLAR" SR4	152
XVII	PROPIEDADES DE CANALES DE	
	ACERO ESTRUCTURAL	162
XVIII	TABLA PARA SELECCION DE ACOPLER "MARTIN" ...	178
XIX	FACTORES DE CHOQUE Y FATIGA	
	PARA EJES ROTATORIOS	181
XX	PROPIEDADES A LA TORSION DE JUNTAS	
	SOLDADAS DE FILETE	181
XXI	CAPACIDAD DE CARGA PARA CHUMACERAS	
	"SEALMASTER"	189
XXII	VALORES DE DIMENSIONES DE CHUMACERAS	
	"SEALMASTER"	191
XXIII	PROFUNDIDAD MINIMA DE FIJACION PARA	
	PERNOS DE ANCLAJE	196
XXIV	CARACTERISTICAS DE OPERACION DE	
	MEDIDORES DE FLUJO	207
XXV	CARACTERISTICAS DE LOS INSTRUMENTOS PARA	
	MEDICION DE TEMPERATURA	216
XXVI	TABLA DE SELECCION PARA BANCOS	
	DE RESISTENCIAS "SIMPLEX"	234

No.

Pág.

XXVII	INTERVALO DE RPM PARA CADA CAMBIO DEL MOTOR FORD 240	237
XXVIII	EFICIENCIA DE VARIOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE TRANSMISION	254

NOMENCLATURA

A	: Area transversal
A _{min}	: Area mínima requerida para la cimentación
A _t	: Area a la tensión para pernos
c	: Distancia del eje neutro a la fibra más alejada de la sección transversal
d	: Diámetro de perno
D	: Diámetro del cilindro
e	: Excentricidad
Ee	: Lectura del voltímetro
F _m	: Cargas sobre el perno M
F _n	: Cargas sobre el perno N
F _o	: Lectura inicial de la balanza o "tara" del freno
F _p	: Peso colocado en el platillo
F _p	: Lectura de la balanza
f _s	: Factor de seguridad
F _t	: Carga debida al torque
F _{tx}	: Fuerza debida al torque en sentido X
F _{ty}	: Fuerza debida al torque en sentido Y
F _w	; Carga debida al peso
F _x	: Fuerzas en el sentido X
F _x	: Fuerza total en sentido X
F _y	: Fuerzas en el sentido Y
F _y	: Fuerza total en sentido Y
G _a	: Gasto de aire
G _c	: Gasto de combustible

ge	: Gasto específico efectivo
GEF	: Gravedad específica del flotador
GEL	: Gravedad específica del líquido
gi	: Gasto específico indicado
h	: Tamaño de filete
Hu	: Poder calorífico del combustible
i	: Número de cilindros
I	: Momento de inercia
I	: Segundo momento de área con respecto a un eje que pasa por el centroide del grupo de juntas
Ia	: Lectura del amperímetro
Iu	: Segundo momento de área unitario
J	: Segundo momento polar del área del grupo de juntas con respecto al centroide de este
Ju	: Segundo momento polar de área unitario
k	: Relación de calores específicos
kb	: Factor combinado de choque y fatiga aplicado al momento flector
K _{gi}	: Radio de giro de la sección transversal
Ko	: Constante de condición de extremos para columnas
kt	: Factor combinado de choque y fatiga aplicado al momento de torsión
l	: Longitud de viga
L	: Longitud de columna
L	: Longitud de perno
Lo	: Cantidad de aire teóricamente necesaria para quemar por completo 1 Kg de combustible

M	: Momento de flexión
Mb	: Momento máximo debido a flexión
Mt	: Momento, torque ó par motor
Mt	: Torque máximo del motor
Mt'	: Momento compuesto, ejercido por el conjunto motor- caja
Mt''	: Mitad del momento compuesto Mt'
n	: Velocidad de giro del motor
N	: Factor de seguridad para columnas
Ne	: Potencia efectiva o al freno
Ni	: Potencia indicada
No	: Potencia reducida al aire tipo
Nr	: Potencia de roce
n1	: Exponente politrópico para el proceso de compresión
n2	: Exponente politrópico para el proceso de expansión
P	: Carga concentrada central
P	: Carga de diseño para la cimentación
Pa	: Presión al comienzo de la compresión
Pb	: Presión al final de la expansión
Pc	: Presión al final de la compresión
Pd	: Presión de descarga
Pf	: Factor de potencia
Pi	: Presión media indicada
Pk	: Presión de entrada del gas
pme	: Presión media efectiva

Po	: Presión atmosférica
Pr	: Presión de roce
Pz	: Presión de combustión
P1	: Presión al comienzo de la admisión
P1	: Carga concentrada en el punto 1
P2	: Carga concentrada en el punto 2
Qa	: Caudal de aire
Qa	: Consumo de aire
Qag	: Caudal equivalente de agua
Qc	: Caudal de combustible
Qc	: Consumo de combustible
r	: Distancia del centroide del grupo de juntas al punto de interés de la unión soldada
R	: Brazo de palanca
Ra	: Reacción en apoyo A
Rb	: Reacción en apoyo B
Rc	: Relación de compresión
R _e	: Relación de engranes de la caja de cambios
R1	: Reacción en el punto 1
R2	: Reacción en el punto 2
S	: Carrera del pistón
Sa	: Resistencia a la compresión en ausencia de momento de flexión
Sb	: Resistencia a la flexión en ausencia de carga axial
Scr	: Carga unitaria crítica
Sp	: Esfuerzo a la tensión para pernos

Sp	: Resistencia límite mínima a la tensión
Ss	: Esfuerzo admisible
Ssu	: Resistencia última mínima al cortante
Ssy	: Resistencia a la fluencia al corte
Su	: Resistencia última mínima a la tensión
Sy	: Resistencia a la fluencia
t	: Espesor de ángulo en "L"
T	: Temperatura
Ta	: Temperatura al comienzo de la compresión
Tb	: Temperatura al final de la expansión
Tc	: Temperatura al final de la compresión
To	: Temperatura ambiental
Tz	: Temperatura de la combustión
V	: Fuerza cortante
Vc	: Volumen de la cámara de combustión
Vmp	: Velocidad media del pistón
Vp	: Desplazamiento del pistón
Vt	: Volumen total
Wac	: Trabajo requerido para el proceso de compresión
w _c	: Velocidad crítica
Wc	: Peso de la caja de cambios
W _{cim}	: Peso de la cimentación
Wi	: Trabajo indicado
Wi'	: Trabajo real indicado
Wm	: Peso del motor
Wzb	: Trabajo efectuado en el proceso de expansión

ALFABETO GRIEGO

α	: Coeficiente de carga
β_o	: Coeficiente de cambio molecular de toda la mezcla
δ	: Coeficiente de sobrecalentamiento
δ_a	: Densidad del aire
δ_c	: Densidad del combustible
ϵ	: Coeficiente de transmisión de calor en la línea de combustión
η_e	: Eficiencia efectiva
η_{emb}	: Eficiencia de sistema de transmisión por embrague de fricción
η_g	: Eficiencia del generador
η_i	: Eficiencia indicada
η_m	: Eficiencia mecánica
η_v	: Eficiencia volumétrica
η_w	: Eficiencia de llenado del diagrama indicado P vs V
Q	: Coeficiente de sobrecarga
π	: 3.14159
ΣMA	: Sumatoria de momentos alrededor del punto A
σ	: Esfuerzo de flexión
σ'	: Esfuerzo equivalente, basado en la teoría de la energía de la distorsión
σ_a	: Esfuerzo debido a fuerza axial
σ_b	: Esfuerzo debido a momento de flexión
σ_M	: Esfuerzo debido al momento sobre la junta
σ_y	: Esfuerzo axial debido a la fuerza vertical sobre la

junta

τ : Esfuerzo cortante

θ : Angulo

INTRODUCCION

Desde los albores de la industria automotriz hasta nuestros tiempos, los fabricantes de motores de combustión interna se han interesado en la evaluación del rendimiento de los mismos con la finalidad de comparar sus nuevos modelos con los anteriores ó con los de la competencia. Para esto, en sus fábricas se han montado grandes laboratorios para prueba de motores. Asimismo, el automovilismo de alta competición, ha sido el impulsor del desarrollo de los motores y por consiguiente de equipos y métodos de prueba de los mismos, incentivados por los deseos de conquista del mercado automotriz a nivel mundial.

Pero dicha prueba, realizada en fábrica no es la única necesaria, al menos en países en vías de desarrollo como el nuestro, donde no existen restricciones en cuanto al "período de vida útil" de los motores. Estos son "reparados" y rectificados incluso varias veces para alargar su vida útil.

El incremento cada vez mayor del parque automotor promueve el desarrollo de empresas y talleres dedicadas al mantenimiento y reparación de motores, las cuales incrementarían su prestigio si dispusieran en sus instalaciones un equipo con el cual puedan medir los

parámetros de funcionamiento de los motores que son reparados. De esta manera se disminuirían los costos que ocasionan los reclamos por mal funcionamiento dentro del período de garantía, e incluso se podría incrementar dicho período, incrementando de esta manera los servicios al cliente, sin incrementar en demasía los costos, pero obteniendo los réditos que representa la satisfacción al cliente.

En esta tesis se propone dar una alternativa para ello, diseñando un banco de pruebas en el que se pueda probar motores de diversos tamaños y potencias de hasta 150 HP, en forma rápida y sin el alto costo que representaría realizar una adaptación de una estructura específica para cada motor.

El procedimiento que se sigue para el diseño es mediante dibujos a escala natural (1:1), para tener una apreciación cada vez más clara del mismo. Se hará uso de la norma ecuatoriana INEN 961 para estandarizar el banco y por consiguiente las pruebas que se puedan realizar en él. Se escoge de entre los diferentes tipos de frenos, uno de tipo eléctrico, adaptando un generador convencional por medio de un diseño de "sistema oscilante", que produzca dicho efecto.

CAPITULO I

PRUEBAS EN MOTORES

1.1 DEFINICION DE DINAMOMETRO(*).

Un dinamómetro es un aparato para medir o determinar la potencia efectiva de un motor, siendo la potencia efectiva aquella que realmente dispone un motor para desarrollar un trabajo y es medida en el cigueñal. A estos aparatos se los denomina frenos, por eso algunos tratadistas la denominan potencia al freno.

1.2 TIPOS DE DINAMOMETRO.

De acuerdo a la forma de disponer de la energía del motor, existen dos tipos de medidores de potencia:

-Los de acción indirecta, como los torsiómetros, los cuales se intercalan entre el motor y el elemento conducido y no absorben energía durante la prueba.

* Las notas en forma de superíndice que aparecen en el texto, ver en el apéndice "B".

- Los de acción directa o por absorción, los cuales absorben o disipan la energía producida por el motor durante la prueba.

Los frenos son medidores de acción directa y se clasifican de acuerdo a la forma de absorber y disipar la energía del motor. Pueden ser frenos de: rozamiento, hidráulicos, aerodinámicos y eléctricos.

1.2.1 FRENO DE PRONY.

Este freno aprovecha el rozamiento para producir el efecto de frenado (Figura N° 1.1.a). Consiste de un sistema frenante acoplado al eje de salida del motor en la periferia de un volante rotatorio acoplado al motor y soportados por una banda flexible, ó en dos cojinetes que por medio de unas zapatas abrazan el volante o extremo del cigueñal.

El sistema posee un dispositivo de templado, con lo cual se incrementa la fuerza de fricción, para permitir ajustar el grado de carga aplicado al motor para frenarlo.

Al girar el eje, el brazo tiende a girar en el mismo sentido, pero es impedido por un tope y

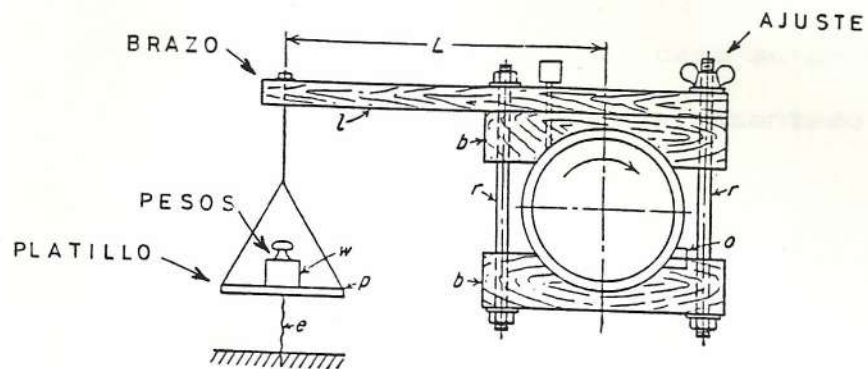


FIGURA Nº 1.1.a FRENO DE PRONY: MEDICION CON PLATILLO Y PESOS

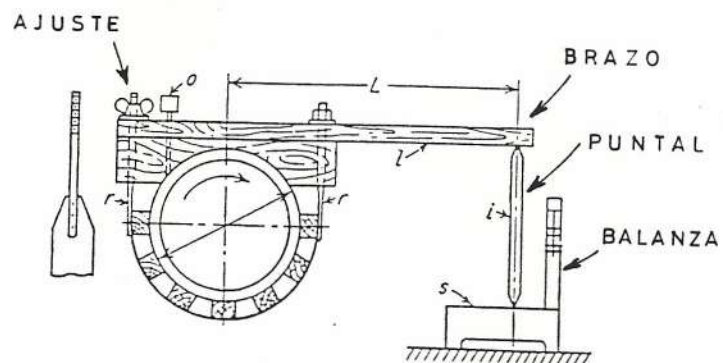


FIGURA Nº 1.1.b FRENO DE PRONY: MEDICION CON BALANZA

luego se lo equilibra por medio de pesos colocados en un platillo situado en el extremo del brazo. Otro método consiste en colocar el brazo al lado opuesto que el caso anterior y, a través de un soporte o puntal asentado en una balanza (ver Figura N^o 1.1.b), medir directamente la fuerza producida por el torque de fricción.

La potencia efectiva generada por el motor viene dada por la siguiente expresión⁽¹⁾:

$$N_e = \frac{R \times F_p \times n}{716.2} \quad (1.1)$$

Donde:

R= brazo de palanca (m);

F_p= peso colocado en el platillo (Kg);

n= velocidad del eje (rpm).

La relación R/716.2 se denomina " constante de freno ", y en general:

para R = 0.716 m ; $N_e = (F \times n) / 1000$

para R = 1.432 m ; $N_e = (F \times n) / 500$

Este freno es utilizado para bajas velocidades y tiene una desventaja de que su par es constante con cualquier presión de la banda, es decir que si el motor se carga hasta que pierda velocidad, el freno de Prony mantendrá su par, tendiendo a parar el motor.

Si el brazo no está balanceado con un contrapeso, el valor de la lectura del peso (F_p), será ocasionado en parte por el peso del brazo de palanca y habrá que restarlo de la lectura total. Este peso no balanceado se denomina " tara " del freno.

1.2.2 FRENO DE AGUA.

Este freno es de tipo hidráulico y disipa la energía de salida a través de fricción viscosa sobre una rueda que está localizada dentro de una cámara llena de agua. Se compone de un rotor y un estator, los cuales están provistos de cavidades y paletas de perfil adecuado que le imprimen al agua un movimiento vertiginoso, el cual absorbe y transforma en calor el trabajo realizado por el motor. En la figura N° 1.2 se ilustra un esquema básico.

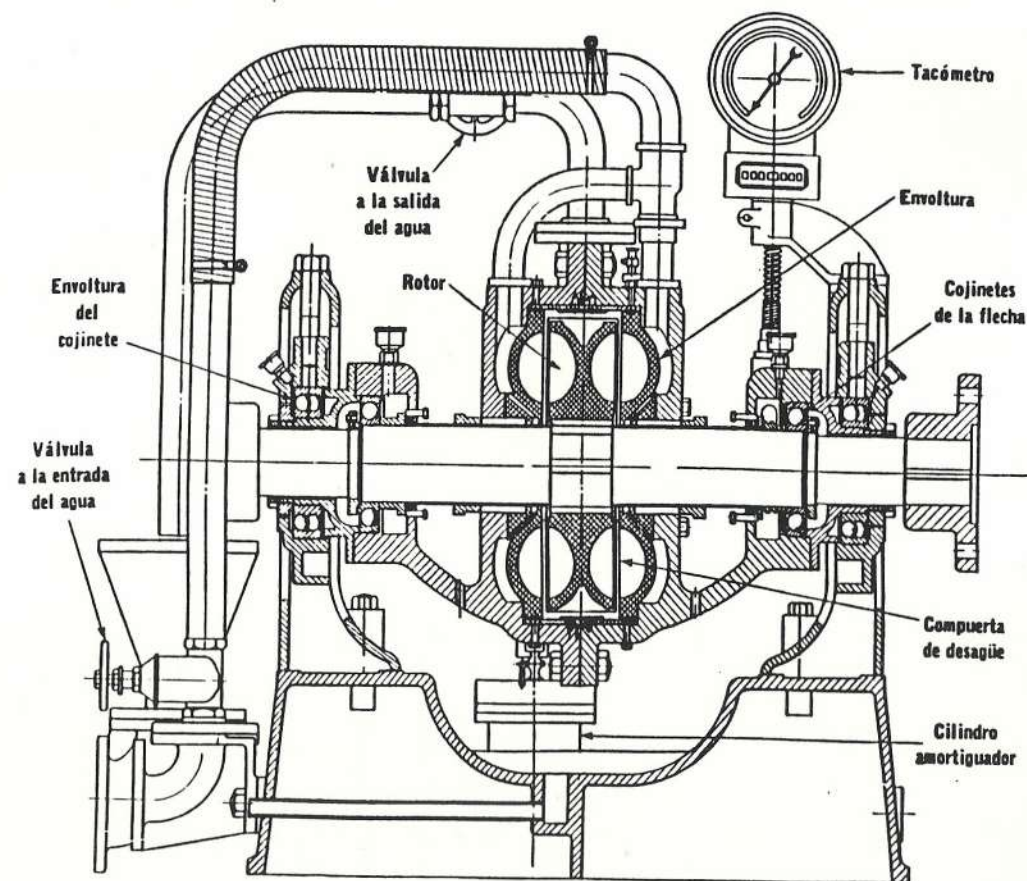


FIGURA Nº 1.2 FRENO DE AGUA

Las variaciones de carga se obtienen variando el caudal de agua dentro del freno. El estator está montado en rodamientos y es libre de girar, por lo que tiene un brazo semejante al freno Prony, y por medio del cual se mide el torque respectivo. La potencia efectiva se puede determinar por la ecuación 1.1.

Este freno se usa principalmente para motores de elevada potencia y velocidad.

1.2.3 FRENO DE VENTILADOR.

Consiste en unas aspas acopladas al eje del motor y baten al aire como un ventilador. Es poco usado debido a la inconveniencia para ajustar la carga. Para esto es necesario cambiar el radio, el tamaño o el ángulo de las aspas. La potencia absorbida es función de las características físicas del aire, por lo que la medición no es directa y es poco precisa.

En la figura N^o 1.3 se muestra un freno de ventilador.

1.2.4 FRENOS ELECTRICOS.

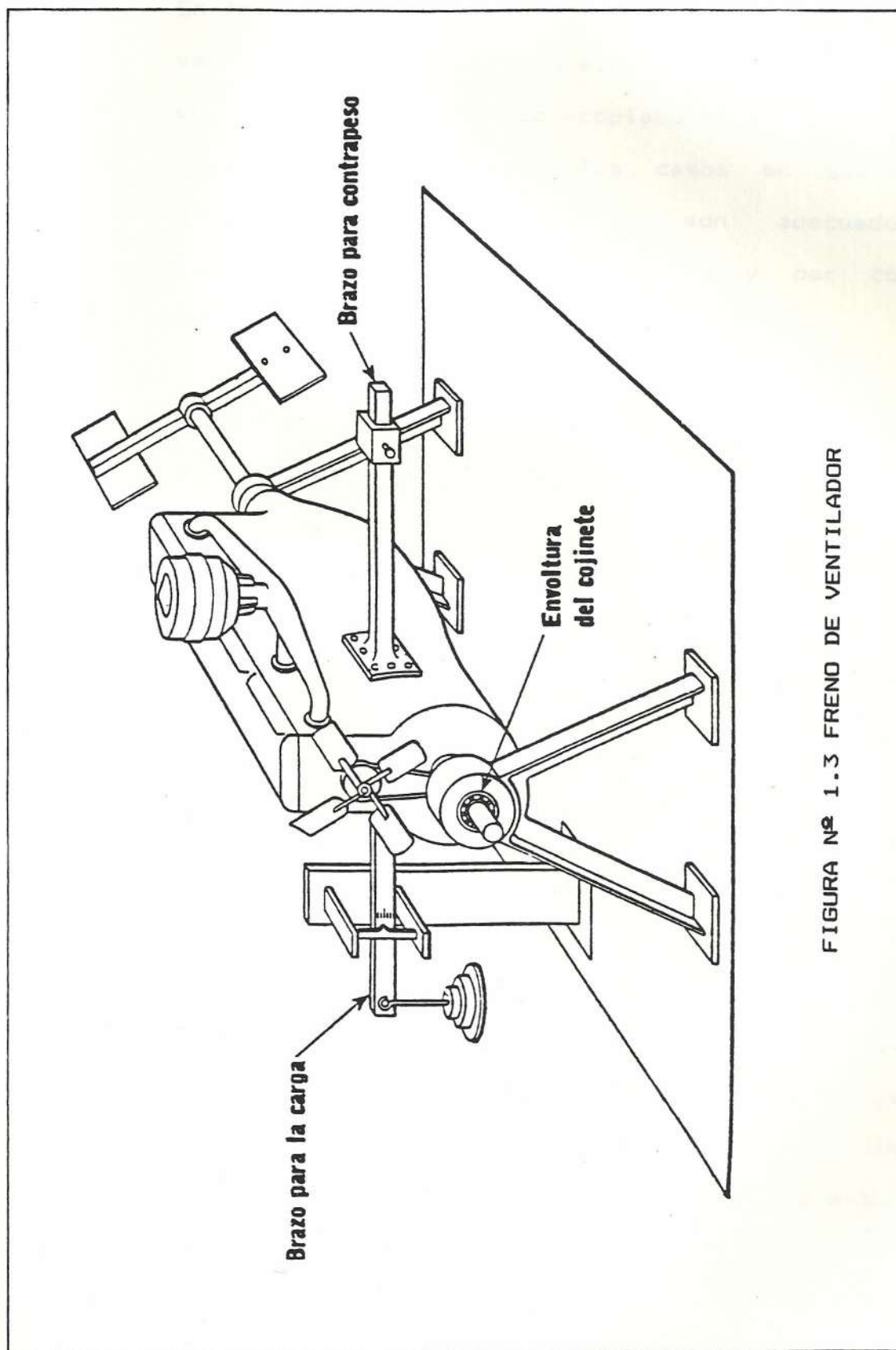


FIGURA Nº 1.3 FRENO DE VENTILADOR

En los frenos eléctricos, la energía del motor se transforma en energía eléctrica por medio de un dispositivo eléctrico acoplado al motor. Son muy precisos en todos los casos en que es posible su aplicación y son adecuados especialmente para medir potencia y par con cargas bajas.

Pueden ser de dos tipos: de corrientes parásitas o de generador eléctrico.

1.2.4.1 DINAMOMETRO DE CORRIENTES PARASITAS.

Consiste en un disco que al ser accionado por el motor, gira en un campo magnético. En la Figura N^o 1.4 se ve que consiste en un estator soportado en cojinetes, de modo que cualquier tendencia a girar se puede leer en la balanza acoplada C. A un lado está el rotor fijo al eje y provisto de dientes que pasan cerca de la superficie del estator. Cuando el rotor gira, el flujo penetra en el estator a través de los extremos de los dientes. A medida que estos se mueven, hacen que las líneas de flujo se curven a lo largo del hierro del estator. El flujo induce las corrientes parásitas

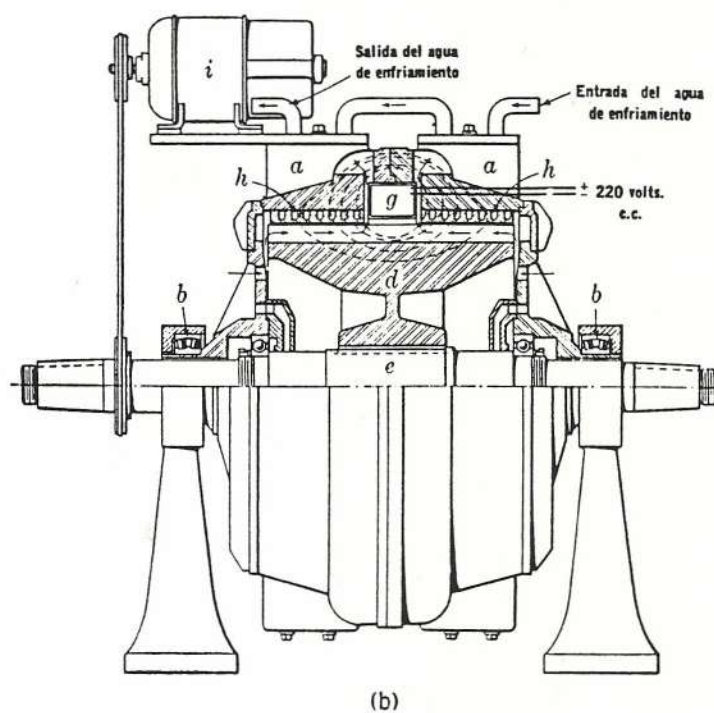
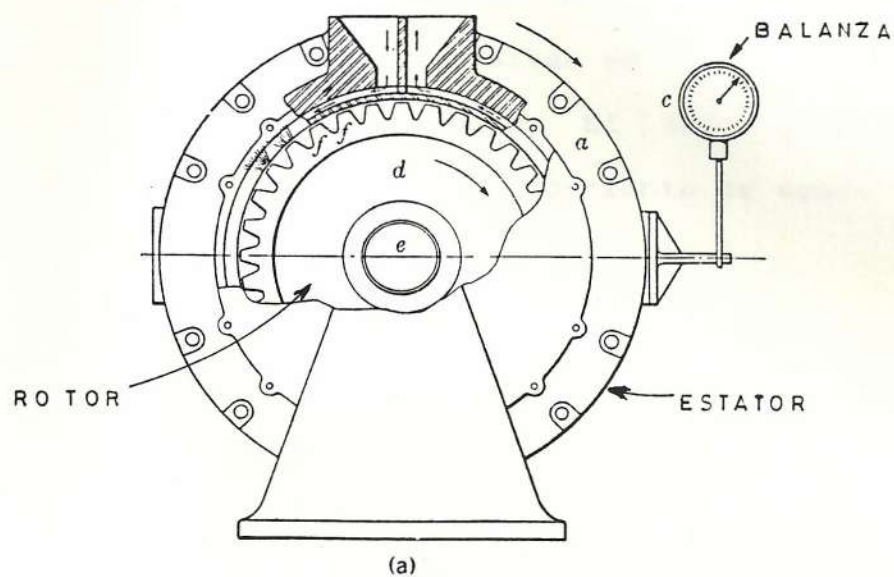


FIGURA N^o 1.4 DINAMOMETRO DE CORRIENTES
PARASITAS

en el estator y tienden a hacerlo girar en la misma dirección de la flecha. Estas corrientes parásitas se disipan en calor por efecto Joule. El calor generado es sustraído por una corriente de agua.

1.2.4.2 DINAMOMETROS ELECTRICOS.

En este tipo de frenos, el motor es frenado por la acción de un generador eléctrico acoplado al eje. Existen dos métodos principales:

A) METODO DE DINAMOMETRO OSCILANTE.

Consiste en un generador cuyo estator y rotor están montados en rodamientos y son libres de girar.

El estator posee un brazo similar al freno Prony, que al generar corriente el generador, este tiende a girar por efecto del campo eléctrico. Los pesos colocados en el brazo nivelan el brazo y se toma la respectiva medida del torque. En la figura N° 1.5 se ilustra un esquema de este freno.

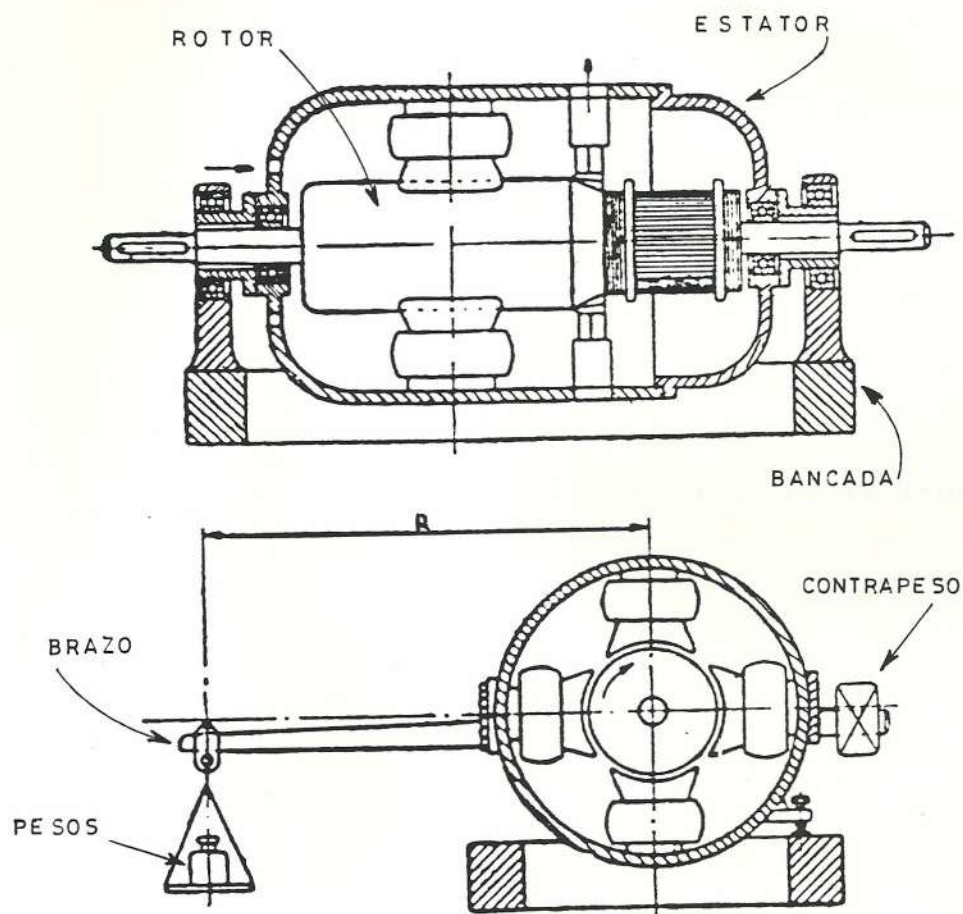


FIGURA Nº 1.5 DINAMOMETRO OSCILANTE

En la presente tesis, precisamente se aprovecha este principio de generador oscilante para diseñar un freno eléctrico.

B) METODO DEL GENERADOR ELECTRICO.

Si el motor mueve un generador eléctrico, la potencia puede ser obtenida de las lecturas del amperímetro y voltímetro, que multiplicada por el rendimiento del generador, nos dará la potencia al freno.

Si el motor mueve un generador D-C, la potencia efectiva viene dada por⁽²⁾:

$$N_e = \frac{E_e \times I_a}{746 \times \eta_g} \quad (1.2)$$

donde:

E_e : lectura del voltímetro (voltios);

I_a : lectura del amperímetro (amp);

η_g : eficiencia del generador.

Si el motor mueve un generador A-C monofásico⁽³⁾, con un factor de potencia (Pf):

$$Ne = \frac{Ee \times Ia \times Pf}{746 \times \eta_g} \quad (1.3)$$

Si el motor mueve un generador trifásico⁽⁴⁾:

$$Ne = \frac{\sqrt{3} \times Ee \times Ia \times Pf}{746 \eta_g} \quad (1.4)$$

La eficiencia del generador η_g , es usualmente suministrada por el fabricante, si no puede ser asumida para grandes máquinas (aproximadamente 500 Kva) como:

0.93 a full carga; 0.92 para 3/4 de carga
ó 0.91 para 1/2 carga.

En pequeñas máquinas, alrededor de 50 Kva, estas eficiencias son del 4 al 5% más bajas.

1.3 DISIPACION DE LA CARGA DEL GENERADOR ELECTRICO.

La energía eléctrica generada por el motor durante la prueba, tiene que ser consumida o disipada de alguna manera.

1.3.1 BANCOS DE RESISTENCIAS.

En el caso de frenos pequeños, la disipación de potencia puede hacerse utilizando bancos de resistencias, llamados "bancos de carga". La regulación de la carga para frenos eléctricos, cuando las variaciones no son demasiado grandes, puede ser hecha variando la excitación de la dínamo con un adecuado reóstato y la corriente producida puede ser disipada en una resistencia eléctrica regulable para consentir fuertes variaciones de carga.

Los bancos de carga son equipos costosos, pero se encuentran disponibles en el mercado, para una amplia gama de potencias a disipar.

1.3.2 SISTEMA DE POZO.

En este sistema, se hace pasar la corriente por una resistencia líquida, consistente en un

reservorio o pozo en el que circula agua de un alto contenido de sales, de manera que actúe como electrolito. Se sumergen placas de cobre que pueden ser bañadas más o menos y además acercadas o alejadas. Con estos dos movimientos puede regularse la intensidad de la corriente absorbida y por lo tanto de la potencia. El trabajo desarrollado por el motor se transforma en calentamiento del baño electrolítico y en descomposición del agua de mar por electrólisis.

1.3.3 OTROS METODOS.

La energía generada en la prueba, puede ser aprovechada para mover otros artefactos como bombas, motores eléctricos, etc., para de esta manera no desperdiciar esta energía como sucede en el banco de resistencias o el sistema de pozo.

1.4 PRUEBAS DE POTENCIA.

Las pruebas de potencia se realizan ya sea para conocer la carga máxima que puede llevar un motor continuamente ó para conocer la máxima potencia que un motor puede desarrollar, aunque no de forma continua. Pueden ser pruebas a velocidad variable ó a

velocidad constante.

Algunos factores que dependen de la cota de funcionamiento y de las condiciones atmosféricas como: la presión, temperatura y grado de humedad, influyen notablemente en el trabajo del motor. Para efectos de poder comparar los datos de potencia obtenidos con motores en pruebas de diversas condiciones de temperatura y presión ambiente, se refiere a presión de 760 mm de mercurio y 15 grados centígrados de temperatura.

La fórmula es la siguiente⁽⁵⁾:

$$N_o = N_e \frac{P_o}{P} \frac{T}{T_o} \quad (1.5)$$

en la cual:

N_o : potencia en CV reducida al aire tipo;

N_e : potencia en CV obtenida al freno;

P : presión atmosférica ambiente en Kg/cm^2 ;

Po : presión normal de 760 mm Hg en
Kg/cm²;

T : temperatura absoluta ambiente en
grados Kelvin;

To : temperatura absoluta normal (273 +
15) grados Kelvin.

Como regla general, se puede admitir que la pérdida de potencia debida a la cota es aproximadamente, el 10 % por cada 1000 metros de desnivel.

1.4.1 PRUEBAS DE VELOCIDAD VARIABLE.

Se realiza en motores automotrices y marinos. Pueden ser a plena carga o a cargas parciales. Las pruebas a plena carga tienen como objetivo determinar la máxima potencia y determinar el consumo específico mínimo de combustible. Las pruebas con cargas parciales tienen como objetivo determinar las variaciones del consumo específico de combustible.

1.4.2 PRUEBAS DE VELOCIDAD CONSTANTE.

Este tipo de pruebas tiene como objetivo

principal determinar el consumo específico de combustible. Se lo realiza a motores que accionan elementos que tienen que girar a velocidad fija como grupos electrógenos, bombas, etc.

Se la efectúa variando el acelerador desde la posición sin carga hasta la de carga máxima manteniendo la misma velocidad, en pasos convenientes de la carga para obtener curvas continuas.

1.5 ANALISIS DEL TIPO DE CURVAS CARACTERISTICAS OBTENIDAS EN ESTE TIPO DE PRUEBAS.

El trabajo que es capaz de realizar un motor está definido por sus " curvas características ". Estas curvas nos indican como varía la potencia, el par motor y el consumo de combustible en función del número de revoluciones.

Para definir mejor la calidad del motor, se pueden trazar también otros diagramas como el de la potencia indicada, la presión media efectiva (pme), los consumos a distintos grados de regulaciones y diversas cargas, de la temperatura de los gases de escape, de la fumosidad, etc. Pero las curvas

características nos dan la información más importante con respecto a las diversas condiciones de funcionamiento del motor son las que de ordinario son suministradas por el fabricante del motor.

Estas curvas se obtienen en un sistema de coordenadas, en los que los valores de la potencia en CV o en HP, del par motor o torque en Kgm y el consumo en gr/CVhr, se grafican en el eje de ordenadas, y los valores de velocidad en rpm, se grafican en las abcisas. En la figura N^o 1.6 se muestra la forma de estas curvas típicas de un determinado motor. Para diferentes motores, los valores de las curvas serán diferentes. Existe una relación entre la potencia y el par motor y es la siguiente^(*):

$$Ne = Mt \times n / 716.2 \quad (1.6)$$

donde:

Ne: potencia efectiva en HP;

Mt: torque o par motor en Kgm;

n: velocidad de rotación en rpm.

De esta manera, se puede construir la curva de potencia a través de la del par y viceversa.

Se observa que la curva del par motor es ascendente al principio, hasta que alcanza un máximo en el que la eficiencia volumétrica es máxima. A partir de esta velocidad, la curva de potencia continúa ascendiendo, pues aunque la eficiencia volumétrica disminuye, aumenta el número de ciclos y por tanto la masa total utilizada en la unidad de tiempo.

Si continúa incrementándose las revoluciones, se llega a un valor tal que la masa de fluido activo utilizada por ciclo disminuye más rápidamente de lo que aumenta el número de ciclos y la potencia disminuye.

En cuanto a la potencia, esta curva puede representar potencia indicada o efectiva, siendo mayor la primera, debido a que no se consideran las pérdidas por fricción y el trabajo de bombeo. Este trabajo de bombeo es el empleado en el movimiento de el gas en la admisión y escape. Otra causa es el trabajo gastado en mover órganos auxiliares como sistemas de distribución, etc. En la figura N^o 1.7 se ilustra como afecta las pérdidas por fricción en la disminución de la potencia indicada. Se nota que la curva de potencia efectiva se obtiene restando la curva de pérdidas a la indicada.

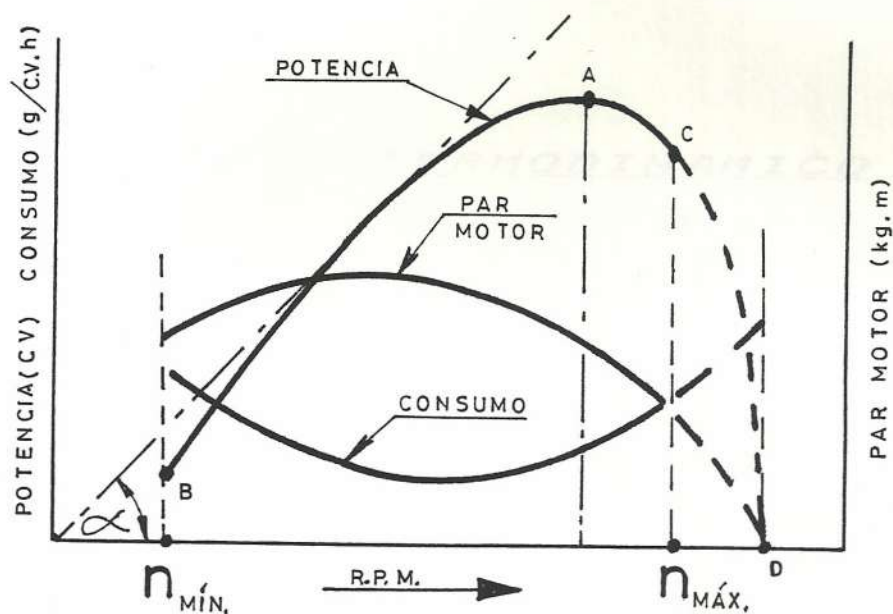


FIGURA Nº 1.6 CURVAS CARACTERISTICAS DE UN MOTOR

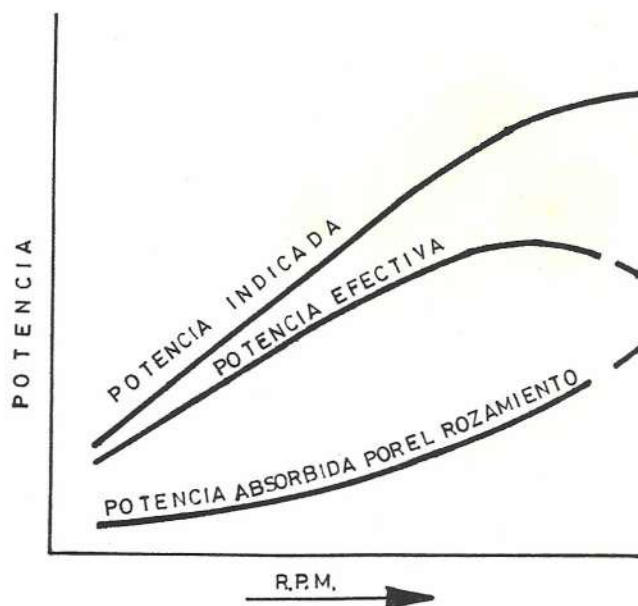


FIGURA Nº 1.7 CURVAS DE POTENCIA INDICADA, EFECTIVA Y PERDIDAS POR FRICCION.

CAPITULO II

ANALISIS TERMODINAMICO

A pesar de tener información del catálogo del fabricante de los motores que van a ser base de esta tesis, es necesario realizar un análisis termodinámico para verificar el valor de potencia máxima del motor dada en el catálogo del motor más potente que puede ser probado, a fin de poder establecer los valores de las cargas con las que se va a dimensionar los elementos que componen la estructura del banco y garantizar así que la estructura resistirá dichas cargas durante la prueba.

Se calculará también los consumos de aire y combustible máximos, a fin de poder seleccionar los medidores de flujo respectivos. Tal selección se presenta en el capítulo IV.

2.1 SELECCION DE MOTORES DE BASE PARA EL DISEÑO.

Para el diseño del banco, se ha tomado como base tres tamaños de motores : pequeño (DATSUN A-12), mediano (DATSUN J-15) y grande (FORD 240 pulg³),

considerando tanto dimensiones físicas, las cuales sirven para el diseño de la estructura del banco (Capítulo III) como sus respectivas potencias.

Las especificaciones técnicas de estos motores se dan en la TABLA I .

2.2 ANÁLISIS TERMODINÁMICO PARA EL MOTOR DE MÁXIMA POTENCIA.

El motor de máxima potencia, como se ve en la TABLA I, es el FORD 240, por lo tanto el análisis termodinámico que se realiza emplea los datos de este motor.

CÁLCULO DE LA EFICIENCIA VOLUMÉTRICA (η_v).

La eficiencia volumétrica viene dada por la siguiente ecuación:

$$\eta_v = \frac{Q}{\delta} \frac{1}{k(R_c - 1)} \frac{P_a}{P_k} [R_c(B+1) - B - (P_1/P_a)] \quad (2.1)$$

donde:

Q : coeficiente de sobrecarga = 1.08 ;

MOTOR	FORD 240	DATSUN A-12	DATSUN J-15
CILINDRADA cc.	3933	1171	1483
# CILINDROS	6 en l ínea	4 en l ínea	4 en l ínea
POTENCIA MAX. HP	150 @ 4000 rpm	56 @ 6000 rpm	80 @ 5200 rpm
TORQUE MAX. kgm	32.4 @ 2200 rpm	8.7 @ 3600 rpm	13.8 @ 3000 rpm
DIAMETRO DE PISTON. mm (pulg)	101.6 (4)	73 (2.87)	78 (3.07)
CARRERA mm (pulg)	80.7 (3.18)	70 (2.76)	77.6 (3.06)
RELACION DE COMPRESION	9.2 : 1	9 : 1	8.3 : 1

TABLA I ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LOS MOTORES

δ : coeficiente de sobrecalentamiento = 1.15 ;

k : relación de calores específicos = 1.41 ;

$B = u(k-1)$. Si $u = 0.78$; $B = 0.32$;

R_c : relación de compresión = 9.2

P_a/P_k : relación entre presión al comienzo de la compresión y la presión de entrada del gas = 0.85.

Tenemos también que: $P_1/P_a = 1.15$ (P_d/P_k)

Donde:

P_1 : presión al comienzo de la admisión

P_d : presión de descarga

Para motores no sobrealimentados como el FORD 240, se cumple que:

$P_d = P_k$; por lo tanto $(P_d/P_k) = 1$;

por consiguiente: $P_1/P_a = 1.15 \times (1) = 1.15$

Reemplazando todos estos valores en la ecuación 2.1, la eficiencia volumétrica resulta:

$$\eta_v = \frac{1.08}{1.15} \times \frac{1}{1.41(9.2-1)} \times (0.85) \times \dots$$

$$\dots \times [9.2 (0.32+1) - 0.32 - (1.15)]$$

$$\eta_v = 0.74$$

CALCULO DE LA PRESION AL COMIENZO DE LA COMPRESION
(Pa).

Partiendo de la siguiente ecuación:

$$(P_a/P_k) = 1.22 \eta_v \frac{\delta}{Q} \times \frac{(R_c - 1)}{[1.15 R_c - (P_d/P_k) - 0.28]}$$

Reemplazando:

$$(P_a/P_k) = 1.22 (0.74) \times \frac{1.15}{1.08} \times \dots$$

$$\dots \times \frac{(9.2 - 1)}{[1.15(9.2) - (1) - 0.28]}$$

$$(P_a/P_k) = 0.84 \quad (2.2)$$

Como el motor no es sobrealimentado:

$$P_k = P_o = 1.033 \text{ Kg/cm}^2 ;$$

siendo P_o la presión ambiental.

Reemplazando P_k en la ecuación 2.2:

$$\frac{P_a}{1.033} = 0.84$$

Entonces:

$$P_a = 0.87 \text{ Kg/cm}^2$$

CALCULO DE LA TEMPERATURA AL COMIENZO DE LA
COMPRESION (T_a).

Viene dada por la ecuación:

$$T_a = T_o \times \delta$$

Donde T_o es la temperatura ambiente y la escojo como 25°C (298°K). Reemplazando el valor de δ , resulta:

$$T_a = 298 \times 1.15 = 342.7^\circ\text{K}$$

CALCULO DE LA TEMPERATURA AL FINAL DE LA COMPRESION
(T_c).

Aplico la ecuación:

$$T_c = T_a \times R_c^{(n_1 - 1)} ;$$

siendo n_1 el índice politrópico = 1.34

Reemplazando valores:

$$T_c = 342.7 \times 9.2^{(1.34 - 1)}$$

$$T_c = 728.8^\circ\text{K}$$

CALCULO DE LA PRESION AL FINAL DE LA COMPRESION (P_c).

Aplico la ecuación:

$$P_c = P_a \times R_c^{n_1}$$

Reemplazo:

$$P_c = 0.87 \times 9.2^{1.34}$$

$$P_c = 17.06 \text{ Kg/cm}^2$$

CALCULO DE LA TEMPERATURA DE LA COMBUSTION (Tz).

Aplico la ecuación:

$$T_z = \frac{e \times H_a}{(\alpha L_o + 1) C_v} + T_k \times R_c^{(\kappa - 1)} \quad (2.3)$$

α : coeficiente de carga = 0.9

Hu: poder calorífico del combustible = 10600 Kcal/Kg

Donde:

$$H_a = H_u [1.39 \alpha - 0.39] = 10600 [1.39(0.9) - 0.39]$$

$$H_a = 9126.6 \text{ Kcal/Kg}$$

e = coeficiente de transmisión de calor en la línea de combustión = 0.9

L_o = cantidad teórica de aire teóricamente necesaria

para quemar por completo 1Kg de combustible =16

$$C_v = 0.29$$

$$k_1 = 1.32$$

$$T_k = 298 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Reemplazando todos los valores en la ecuación 2.3, resulta:

$$T_z = \frac{0.9 \times 9126.6}{((0.9 \times 16) + 1) \times 0.29} + 298 \times (9.2)^{1.32 - 1}$$

$$T_z = 2445.4 \text{ } ^\circ\text{K}$$

CALCULO DE LA PRESION DE COMBUSTION (Pz).

$$\text{Aplico la ecuación: } P_z = P_c \times \beta_o \times (T_z/T_c) \quad (2.4)$$

β_o : es el coeficiente de cambio molecular de toda la mezcla = 1.05

Reemplazando valores en la ecuación 2.4, resulta:

$$P_z = 17.06 \times 1.05 \times (2445.4/728.8)$$

$$P_z = 60.10 \text{ Kg/cm}^2$$

CALCULO DE LA PRESION AL FINAL DE LA EXPANSION (Pb).

Aplicando :

$$P_b = P_z / (R_c^{n_2}) ; \text{ donde } n_2 = 1.24 ;$$

$$P_b = 60.10 / (9.2^{1.24})$$

$$P_b = 3.84 \text{ Kg/cm}^2$$

CALCULO DE LA TEMPERATURA AL FINAL DE LA EXPANSION (Tb).

Aplicando :

$$T_b = T_z / [R_c^{(n_2-1)}]$$

$$T_b = 2445.4 / [9.2^{(1.24-1)}]$$

$$T_b = 1435.6 \text{ } ^\circ\text{K}$$

CALCULO DEL DESPLAZAMIENTO DEL PISTON (Vp).

Para esta parte, en los calculos de Vp y Vc, se

refiere al volumen de un sólo pistón:

$$V_p = \pi/4 \times D^2 \times S ; \quad (2.5)$$

donde D es el diámetro del cilindro = 10.16 cm ;

S es la carrera del pistón = 8.07 cm ;

Reemplazando estos valores en la ecuación 2.5:

$$V_p = \pi/4 \times (10.16)^2 \times 8.07$$

$$V_p = 654.84 \text{ cm}^3$$

CALCULO DEL VOLUMEN DE LA CAMARA DE COMBUSTION (V_c).

Aplico: $V_c = V_p / (R_c - 1)$

$$V_c = 654.84 / (9.2 - 1)$$

$$V_c = 79.86 \text{ cm}^3$$

DIAGRAMA INDICADO PRESION VS. VOLUMEN.

Partiendo de la ecuación 2.5, reemplazando el valor del diámetro y dejando V_p en función de la carrera (S), se tiene:

$$V_p = \pi/4 \times D^2 \times S = \pi/4 \times (4)^2 \times (2.54)^2 \times S ;$$

$$V_p = 81.07 \times S ;$$

donde S está en centímetros.

Pero para generar el gráfico presión versus volumen, para facilidad de cálculo, S tiene que estar en milímetros, de manera que :

$$V_p = 8.107 \times S \quad (2.6)$$

El valor de S en la ecuación 2.6 está en milímetros.

$$\text{Volumen total (} V_t) = V_p + V_c = 654.84 + 79.86$$

$$V_t = 734.7 \text{ cm}^3$$

Para generar los distintos valores de P_c y P_z , tenemos las formulas:

$$P_c = P_a \times [V_t/(V_t - V_p)]^{n_1} \quad (2.7)$$

$$P_z = P_b \times [V_t/(V_t - V_p)]^{n_2} \quad (2.8)$$

Reemplazando los valores de V_t y P_a en la ecuación 2.7 y los valores de V_t y P_b en la ecuación 2.8,

dejamos en las siguientes ecuaciones (2.9 y 2.10) los valores, tanto de P_c como de P_z , en función de V_p , los cuales sirven para generar los puntos con los que se graficará el diagrama presión vs. volumen (Figura No.2.1).

$$P_c = 0.87 \times [734.7 / (734.7 - V_p)]^{1.34} \quad (2.9)$$

$$P_z = 3.84 \times [734.7 / (734.7 - V_p)]^{1.24} \quad (2.10)$$

Para llenar los datos de la TABLA II, para cada valor de la carrera S , en milímetros, aplico la ecuación 2.6 para calcular el V_p , y este valor lo reemplazo en las ecuaciones 2.9 y 2.10 para obtener los valores de P_c y P_z respectivamente.

Estos valores están dados en la TABLA II.

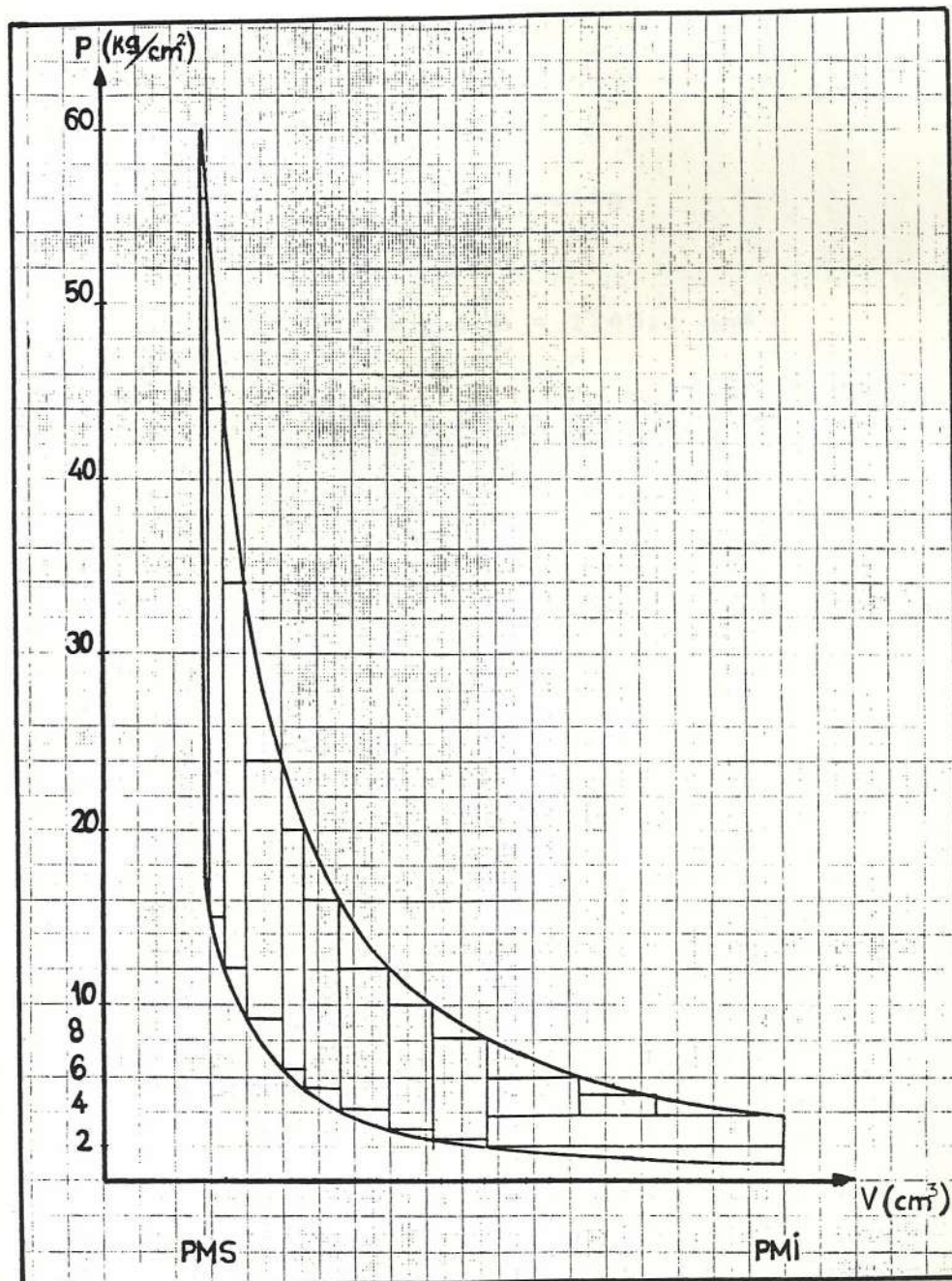
CALCULO DEL TRABAJO INDICADO OBTENIDO GRAFICAMENTE (W_i).

El área encerrada por la curva presión vs. volumen, que se presenta en la figura No 2.1, a escala 1 : 2, representa el trabajo indicado W_i .

Para calcular esta área, se la ha dividido en pequeños triángulos y rectángulos, de manera que la

CARRERA S (MM)	Vp (cm ³)	Pc (Kg/cm ²)	Pz (Kg/cm ²)
0	0	0.87	3.84
3	24.32	0.91	4.00
6	48.64	0.96	4.18
9	72.96	1.00	4.37
12	97.28	1.05	4.58
15	121.61	1.11	4.81
18	145.93	1.17	5.05
21	170.25	1.24	5.32
24	194.57	1.32	5.62
27	218.89	1.40	5.95
30	243.21	1.49	6.32
33	267.53	1.60	6.73
36	291.85	1.72	7.19
39	316.17	1.85	7.72
42	340.49	2.01	8.31
45	364.82	2.19	9.00
48	389.14	2.40	9.78
51	413.46	2.64	10.71
54	437.78	2.94	11.81
57	462.10	3.29	13.13
60	486.42	3.73	14.74
63	510.74	4.28	16.75
66	535.06	5.00	19.32
69	559.38	5.95	22.70
72	583.70	7.27	27.31
75	608.03	9.19	33.96
78	632.35	12.23	44.24
80.77	654.84	17.86	60.10

TABLA II DATOS PARA EL DIAGRAMA INDICADO PRESION VS. VOLUMEN



NOTA : El diagrama está a escala 1 : 2.

FIGURA Nº 2.1 DIAGRAMA INDICADO PRESION VS. VOLUMEN

suma de estas pequeñas áreas dá aproximadamente el área total.

El cálculo de las áreas resulta:

$$\text{Area de triángulos} = 1745.1 \text{ mm}^2$$

$$\text{Area de rectángulos} = 5819.3 \text{ mm}^2$$

$$\text{Area TOTAL} = 7564.4 \text{ mm}^2 = 75.644 \text{ cm}^2$$

La escala del dibujo es:

$$1 \text{ cm}^2 = 81.07 \text{ Kgcm}$$

Luego, el trabajo indicado será el producto de la escala por el área total:

$$W_i = \text{escala} \times \text{área total} = 81.07 \times 75.644$$

$$W_i = 6132.13 \text{ Kgcm}$$

CALCULO DEL TRABAJO REAL INDICADO (W_i').

$$W_i' = W_{zb} - W_{ac} \quad (2.11)$$

donde:

$$W_{zb} = P_z \times V_c \times \frac{[1 - (1/(R_c)^{n_2-1})]}{n_2 - 1} \quad (2.12)$$

$$W_{ac} = P_c \times V_c \times \frac{[1 - (1/(R_c)^{n_1-1})]}{n_1 - 1} \quad (2.13)$$

Reemplazando, obtenemos:

$$W_{zb} = 60.1 \times 79.86 \times \frac{[1 - \frac{1}{9.2^{1.24-1}}]}{1.24 - 1}$$

$$W_{zb} = 8257.86 \text{ Kgcm} ;$$

$$W_{ac} = 17.06 \times 79.86 \times \frac{[1 - \frac{1}{9.2^{1.34-1}}]}{1.34 - 1}$$

$$W_{ac} = 2132.83 \text{ Kgcm}.$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 2.11, obtenemos:

$$W_i' = 8257.86 - 2132.83 = 6135.03 \text{ Kgcm}$$

CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LLENADO DEL DIAGRAMA

(η_w).

Esta eficiencia nos indica el grado de exactitud que se ha obtenido en el cálculo del área del diagrama presión vs. volumen.

$$\eta_w = W_i/W_i' = 6132.13/6135.03 = 0.99$$

Es una eficiencia alta, por consiguiente el cálculo del área está correcto.

CALCULO DE LA PRESION MEDIA INDICADA (P_i).

Aplico la siguiente ecuación:

$$P_i = P_c / (R_c - 1) \times \eta_w \times \left[\frac{P_z}{P_c} \times \frac{(1 - (1/R_c^{n_2-1}))}{n_2 - 1} - \frac{(1 - (1/R_c^{n_1-1}))}{n_1 - 1} \right] \quad (2.13)$$

$$P_i = \frac{17.06 \times 0.99}{(9.2 - 1)} \times \left[\frac{60.1}{17.06} \times \frac{(9.2)^{1.24-1}}{1.24 - 1} - \frac{1}{(9.2)^{1.24-1}} \right]$$

$$= \frac{1}{1.34 - 1} \left[\frac{1}{(9.2)^{1.34-1}} - \frac{1}{(9.2)^{1.24-1}} \right]$$

Reemplazando todos los valores en la ecuación 2.13,

Pi resulta:

$$P_i = 9.27 \text{ Kg/cm}^2$$

CALCULO DE LA EFICIENCIA INDICADA (η_i).

$$\eta_i = \frac{P_i \times T_k \times \alpha \times L_o}{\eta_v \times P_k \times H_u} = 0.0686 \times \frac{P_i \times T_k \times \alpha \times L_o}{\eta_v \times P_k \times H_u}$$

Reemplazando valores:

$$\eta_i = 0.0686 \times \frac{9.27 \times 298 \times 0.9 \times 16}{0.74 \times 1.033 \times 10600}$$

$$\eta_i = 0.34$$

CALCULO DE LA POTENCIA INDICADA (N_i).

$$N_i = \frac{P_i \times V_p \times i \times n}{9000}$$

donde:

i es el número de cilindros; en nuestro caso $i = 6$

V_p está en m^3 .

n está en rpm.

$$N_i = \frac{(9.27 \times 10^4) \times (654.84 \times 10^{-6}) \times 6 \times 4000}{9000}$$

$$N_i = 161.87 \text{ CV} \times 0.9863 \text{ Hp/CV}$$

$$N_i = 159.65 \text{ HP}$$

CALCULO DE LA PRESION DE ROCE (Pr).

$Pr = 0.9 + 0.12 V_{mp}$; donde V_{mp} es la velocidad
media del pistón en m/seg.

$$S \times n$$

$$V_{mp} = \frac{\quad}{30} ; \text{ donde } S \text{ está en metros.}$$

Entonces:

$$V_{mp} = \frac{(3.18 \times 25.4 \times 10^{-3}) \times 4000}{30}$$

$$V_{mp} = 10.77 \text{ m/seg}$$

Y la presión de roce será:

$$Pr = 0.9 + 0.12 \times (10.77) = 2.19 \text{ Kg/cm}^2$$

CALCULO DE LA POTENCIA DE ROCE (Nr).

$$Pr \times V_p \times n$$

$$Nr = \frac{\quad}{900} ; \text{ donde } Pr \text{ está en Kg/cm}^2 \text{ y } V_p \text{ en metros cúbicos (m}^3\text{).}$$

$$2.19 \times (654.84 \times 10^{-3}) \times 4000$$

$$N_r = \frac{\text{-----}}{900}$$

$$N_r = 6.37 \text{ HP}$$

CALCULO DE LA POTENCIA EFECTIVA (Ne).

La potencia efectiva o al freno, está dada por la diferencia entre la potencia indicada y la potencia de roce, así:

$$N_e = N_i - N_r$$

$$N_e = 159.65 - 6.37$$

$$N_e = 153.3 \text{ HP}$$

Con esto, observamos que entre la potencia efectiva dada por el catálogo del fabricante, que leemos en la TABLA I, la cual es de 150 HP y el valor calculado en el análisis termodinámico realizado, existe una diferencia de apenas 2.18 %, con lo que hemos comprobado que el motor FORD 240, efectivamente produce una potencia de 150 HP.

CALCULO DE LA EFICIENCIA MECANICA.

$$\eta_m = N_e/N_i = 153.3/159.65 = 0.96$$

CALCULO DE LA EFICIENCIA EFECTIVA

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0.34 \times 0.96 = 0.32$$

CALCULO DEL GASTO ESPECIFICO INDICADO.

$$g_i = \frac{632}{H_u \times \eta_i} = \frac{632}{10600 \times 0.34} = 0.175 \text{ Kg/HP hr}$$

$$g_i = 175 \text{ gr/HP hr}$$

CALCULO DEL GASTO ESPECIFICO EFECTIVO.

$$g_e = \frac{632}{H_u \times \eta_e} = \frac{632}{10600 \times 0.32} = 0.186 \text{ Kg/HP hr}$$

$$g_e = 186 \text{ gr/HP hr}$$

CALCULO DE CONSUMOS

A continuación, se calculan los consumos de aire y de combustible, que son los consumos a la velocidad de

régimen, es decir la velocidad a la que se produce la máxima potencia efectiva.

Estos valores de consumos, nos permitirán seleccionar en el capítulo IV, los dispositivos para la medición de flujo de aire y de combustible.

El valor de V_p , es decir de la cilindrada o desplazamiento del motor, lo tomamos de la TABLA I, para el motor FORD 240:

$$V_p = 3933 \text{ cm}^3 = 3933 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

La temperatura del aire, para determinar el valor de la densidad del aire de admisión, la tomo como 25°C , para la cual la densidad del aire (δ_a) es:

$$\delta_a = 1.184 \text{ Kg/m}^3$$

Gasto de aire por hora (G_a).

Aplico la siguiente ecuación:

$$G_a = 30 \times V_p \times \delta_a \times \eta_v \times n \quad ; \quad [\text{Kg/hr}]$$

Reemplazando valores:

$$G_a = 30 \times (3933 \times 10^{-6}) \times 1.184 \times 0.74 \times 4000$$

$$G_a = 413.51 \text{ Kg/hr}$$

Gasto de combustible por hora (Gc).

Aplico la siguiente ecuación:

$$G_c = \frac{G_a}{\alpha \times L_o} ; [\text{Kg/hr}]$$

Reemplazando valores:

$$G_c = \frac{413.51}{0.9 \times 16}$$

$$G_c = 28.71 \text{ Kg/hr}$$

Caudal de aire (Qa).

$$Q_a = \frac{G_a}{\delta_a}$$

$$Q_a = \frac{413.51}{1.184}$$

$$Q_a = 349.25 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Caudal de combustible (Q_c).

$$Q_c = \frac{G_c}{\delta_c}$$

En la cual, δ_c es la densidad del combustible (tomando como referencia que se trata de gasolina con azufre), a 25 ° C.

$$\delta_c = 719.85 \text{ Kg/m}^3$$

Por lo tanto, reemplazando:

$$Q_c = \frac{28.71}{719.85}$$

$$Q_c = 0.04 \text{ m}^3/\text{hr}$$

En la TABLA III, se dan valores de consumos de aire y combustible, en diferentes unidades.

UNIDAD	CONSUMO DE AIRE	CONSUMO DE COMBUSTIBLE
m ³ /hr	349.25	0.04
cm ³ /seg	97013.89	11.11
litros/hr	349250.00	40.00
litros/min	5820.83	0.67
galones/hr *	92264.81	10.57
galones/min *	1537.75	0.18

* 1 Galón = 3.7853 litros

TABLA III CONSUMOS DE AIRE Y COMBUSTIBLE

CAPITULO III

DISEÑO DEL BANCO Y

SISTEMA DE ACOUPLE

En este capítulo, se va a seguir un procedimiento adecuado de diseño de la estructura en que se va a montar el motor durante la prueba. Para ello, se plantean primero los parámetros básicos que son necesarios y los requerimientos que debe cumplir, para poder satisfacer el objetivo primordial de esta tesis, el cual es poder probar motores de varios tamaños.

Se parte de bosquejos o diseños preliminares, los cuales se realizan en papel plano milimetrado a escala 1 : 1 , con lo cual, conforme se avanza en el diseño, se va obteniendo una visión cada vez más clara y realista del mismo, corrigiendo errores y adaptando o diseñando nuevos componentes que simplificarán, facilitarán y economizarán la posterior construcción del mismo.

Una vez que se ha completado el diseño básico, se seleccionan el método de soldadura y los materiales con los que se va a construir la estructura, adaptándose

siempre a los materiales existentes en el mercado.

Luego se dimensionan adecuadamente los elementos que componen la estructura (tanto elementos principales como elementos de unión), siguiendo procedimientos y teorías de diseño mecánico para garantizar condiciones de resistencia contra las cargas generadas por la acción del motor.

Se realiza la selección del generador que va a ser empleado en el banco y se diseña un sistema de montaje oscilante (véase Capítulo I, sección 1.2.4.2, literal A), el cual soportará al generador. Se dimensionan los componentes del montaje oscilante y sus respectivos elementos de unión.

Se diseña el sistema de acople y el eje, además se selecciona el acoplamiento flexible y las chumaceras que soportan la estructura oscilante.

3.1 PARAMETROS DE BASE PARA EL DISEÑO

Los motores tomados como base para el diseño del banco (véase TABLA I), están previstos a ser probados con su respectiva caja de cambios acoplada adecuadamente. La explicación del motivo de este requerimiento está detallado en la sección 3.7 del presente capítulo.

Para empezar a diseñar la estructura, es necesario conocer las dimensiones físicas (largo, ancho y alto) de los motores y sus respectivas cajas de cambios que han sido seleccionados para el desarrollo de esta tesis.

En base a estas medidas, se dimensionan los diversos componentes de la estructura. Las dimensiones necesarias, están dadas en la TABLA IV. Dichos valores hacen referencia a las dimensiones ilustradas en los esquemas de las figuras Nº 3.1 y Nº 3.2.

Además de las dimensiones físicas, existen las cargas ejercidas por el conjunto motor - caja de cambios, consistentes en:

- Peso del conjunto motor - caja de cambios.
- Par máximo del motor.

3.2 REQUERIMIENTOS DEL BANCO DE PRUEBAS.

A fin de satisfacer el objetivo primordial de esta tesis, mencionado al comienzo del presente capítulo, el diseño de la estructura donde se va a montar el motor durante la prueba debe cumplir ciertos requerimientos.

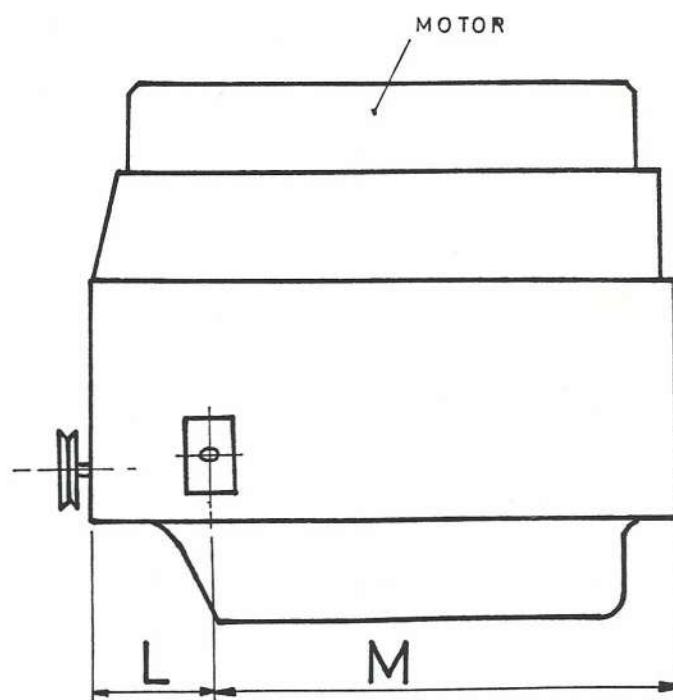
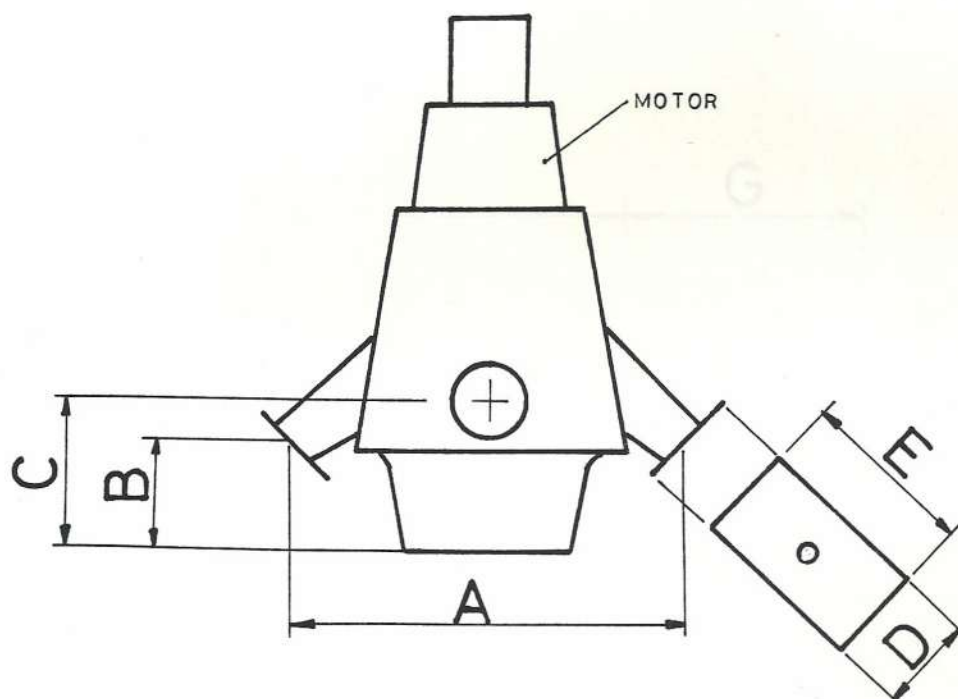


FIGURA Nº 3.1 DIMENSIONES DEL MOTOR
(ver TABLA IV)

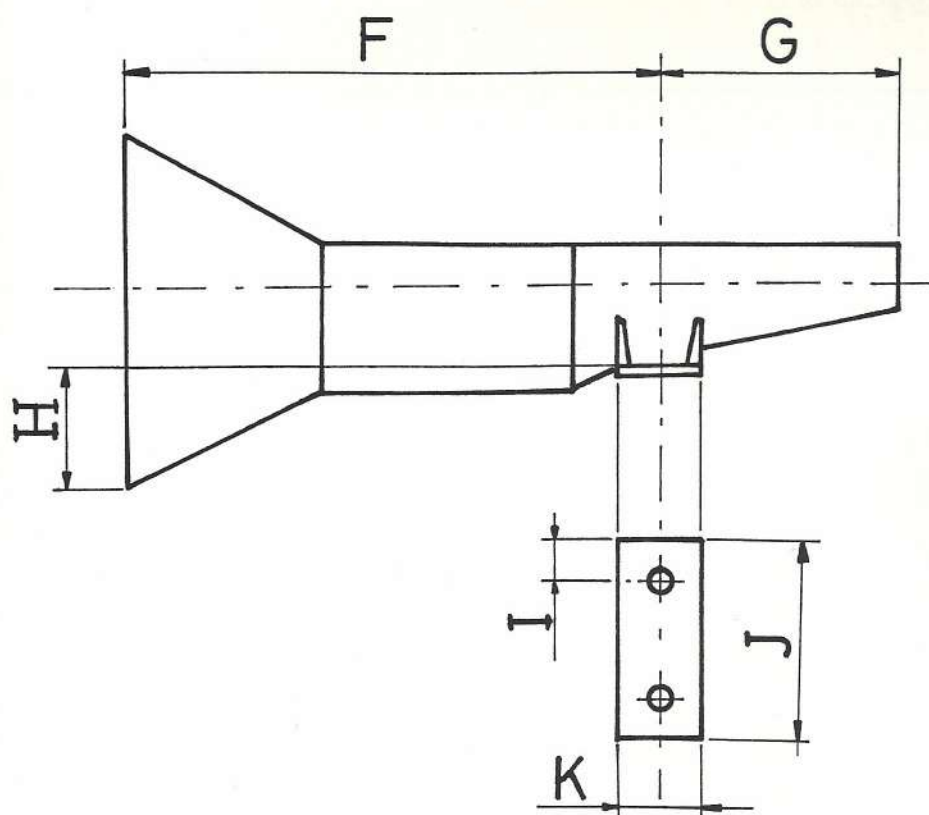


FIGURA Nº 3.2 DIMENSIONES DE CAJA DE CAMBIOS
(ver TABLA IV)

MARCA	FORD 240	DATSUN 1500	DATSUN 1200
A	430	434	452
B	106	182	190
C	194	170	170
D	68	100	60
E	100	50	60
F	450	470	454
G	430	180	228
H	142	118	116
I	16	10	9
J	156	130	116
K	80	57	42
L	264	34	232
M	440	424	206
L+M	704	458	438
F+G	880	650	682

NOTA: todas las dimensiones están en milímetros.

**TABLA IV DIMENSIONES PRINCIPALES DE MOTORES Y CAJAS DE
CAMBIOS**

(Refiérase a las figuras N^o 3.1 y 3.2)

Dicha estructura debe estar constituida por un sistema de bases deslizantes, de manera que se puedan posicionar de acuerdo al tamaño del motor. Tal sistema debe poseer tres grados de libertad, es decir que las bases deben disponer de movimientos:

- vertical;
- horizontal a lo ancho del banco y;
- horizontal a lo largo del banco.

Estos movimientos, permitirán adaptarse al espaciamiento entre bases, el cual, obviamente varía de acuerdo al tamaño del motor. Una representación de tales movimientos se ilustra en la figura N° 3.3.

3.3 DETERMINACION DE LAS CARGAS QUE SOPORTARA EL BANCO.

Como se mencionó en la sección 3.1, las cargas que va a soportar el banco son: el peso del conjunto motor - caja de cambios y el torque máximo ejercido por el motor durante la prueba. Como es obvio, el motor más pesado y que produce mayor torque de los tres motores escogidos (en nuestro caso el FORD 240), es el que sirve de base para el diseño del banco, puesto que producirá las condiciones de máxima carga.

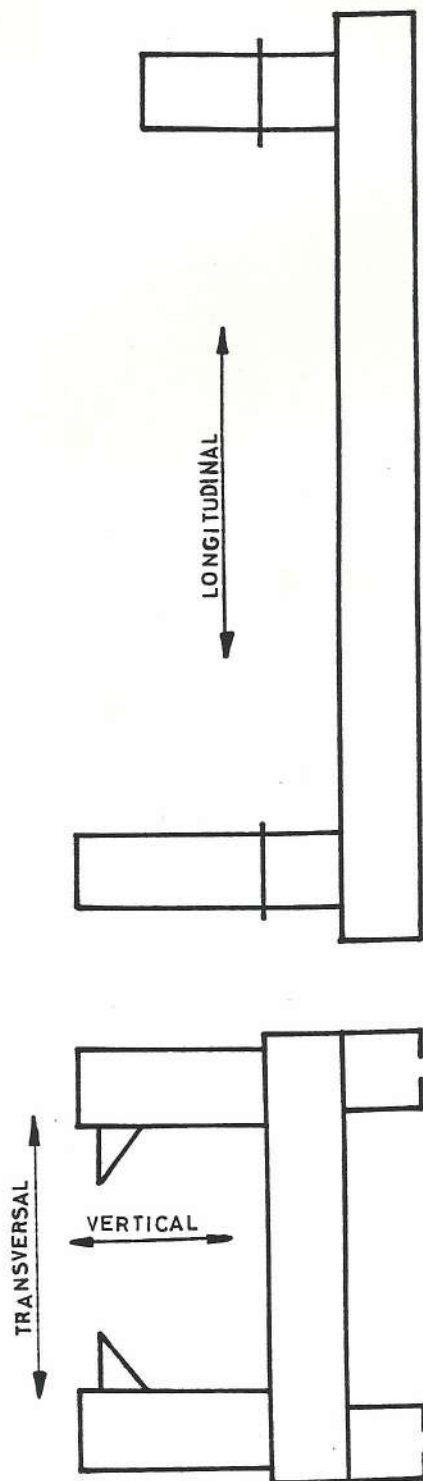


FIGURA Nº 3.3 TIPOS DE MOVIMIENTOS REQUERIDOS EN EL BANCO

Los pesos del conjunto motor - caja de cambios y el torque máximo para el FORD 240, tomados del catálogo de este son:

- Peso del motor (W_m) = 155 Kg.
- Peso de caja de cambios (W_c) = 45 Kg.
- Torque máximo (M_t) = 32.43 $\approx$ 32.5 Kgm.

CALCULO DE LA CARGA DEBIDA AL PESO (F_w).

Como se indica en la figura N° 3.4, se considera al conjunto motor - caja de cambios, como una viga simplemente apoyada en los puntos A y B, con dos cargas (W_m y W_c), que representan los pesos del motor y caja respectivamente, concentradas en los puntos C y D.

Las líneas de acción de dichos pesos, pasan por el centro del motor y por la mitad del cuerpo central de la caja.

Se calculan ahora las reacciones en los apoyos (R_a y R_b).

Para esto, tomando momentos en A:

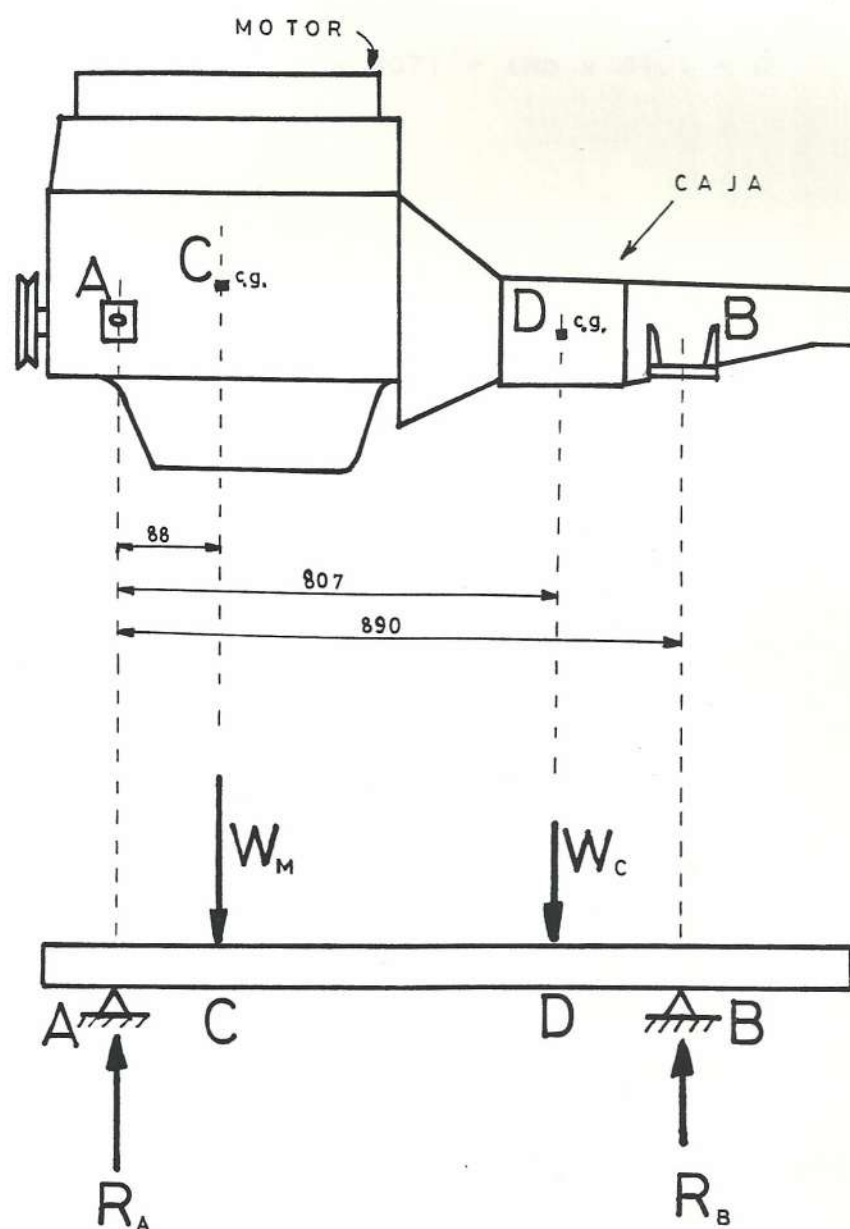


FIGURA N° 3.4 CARGAS SOBRE EL CONJUNTO MOTOR - CAJA DE CAMBIOS

$$\curvearrowright + \Sigma M_A = 0$$

$$-(155 \times 88) - (45 \times 807) + (R_b \times 890) = 0$$

$$R_b = 56.13 \text{ Kg } \uparrow$$

Para calcular R_a , se hace la sumatoria de fuerzas en el sentido Y:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$R_a + R_b - 155 - 45 = R_a + 56.13 - 155 - 45 = 0$$

$$R_a = 143.87 \text{ Kg } \uparrow$$

La reacción R_a , representa la carga ejercida en los soportes o mástiles delanteros del banco y la reacción R_b , la carga sobre los mástiles traseros del mismo.

Como el banco posee 2 mástiles delanteros y 2 traseros, la carga sobre cada mástil va a ser la mitad de las reacciones calculadas anteriormente, o sea:

$$- \text{Mástil delantero : } F_w = R_a/2 = 143.87/2 = 71.94 \text{ Kg}$$

$$F_w \approx 72 \text{ Kg}$$

- Mástil trasero : $F_w = R_b/2 = 56.13/2 = 28.06 \text{ Kg}$

$F_w \approx 28 \text{ Kg}$

CALCULO DE LA CARGA DEBIDA AL TORQUE (Ft).

Para empezar este cálculo, el momento M_t dado al comienzo de esta sección, el cual es de 32.5 Kgm, es una carga dinámica a diferencia del peso, que es una carga muerta, pero para la prueba, los motores serán montados en el banco con sus respectivas bases de motor y caja de cambios, las cuales obviamente están diseñadas por el fabricante de los motores para las condiciones de funcionamiento del respectivo motor. Por lo tanto, se disminuye al mínimo la vibración transmitida a la estructura de soporte, por lo cual, aplicando un factor de servicio adecuado, el torque podrá ser considerado en el cálculo como una carga fija y no alternante. El factor de servicio que recomienda la AISC para " soportes de maquinaria de movimiento alternativo o con potencia de impulsión propia ", es de 1.5, por lo tanto:

$$M_t = 1.5 \times 32.5 = 48.8 \text{ Kgm}$$

Ahora, se debe conocer las relaciones de engranes de la caja de cambios del motor FORD 240, valor suministrado por el fabricante del motor en el

"manual de servicio". Estas relaciones de engranes están dadas en la TABLA V.

En la figura N^o 3.5 se observa un diagrama de cuerpo libre típico de la transmisión de automóvil con motor frontal y tracción en las ruedas traseras. En este se indica el equilibrio de momentos de los componentes con respecto al eje del cigueñal del motor.

Carga debida al torque en los mástiles delanteros del banco (bases del motor).

Según la figura N^o 3.5, el motor recibe los pares de torsión M_t y $[R_k M_t - M_t]$ de la transmisión (principio de acción y reacción). Por lo tanto, los mástiles delanteros del banco deben generar un momento $R_k M_t$, para equilibrar el sistema. Llamando M_t' al momento compuesto, y utilizando la máxima relación de engranes (para 1era. velocidad del FORD 240 de la TABLA V), se obtiene:

$$M_t' = R_k M_t = 2.557 (48.8) = 124.8 \text{ Kgm}$$

Pero como son dos soportes del motor, cada uno soporta un momento igual a la mitad del total, así:

$$M_t'' = M_t' / 2 = 124.8 / 2 = 62.4 \text{ Kgm}$$

VELOCIDAD	FORD 240	DATSUN 1500	DATSUN 1200
1era.	2.557	3.657	3.757
2da.	1.385	2.177	2.169
3era.	1.000	1.419	1.404
4ta.	-----	1.000	1.000
Reversa	2.668	3.683	3.640

TABLA V RELACIONES DE ENGRANES (R_k), PARA LAS CAJAS
DE CAMBIOS DE LOS MOTORES SELECCIONADOS

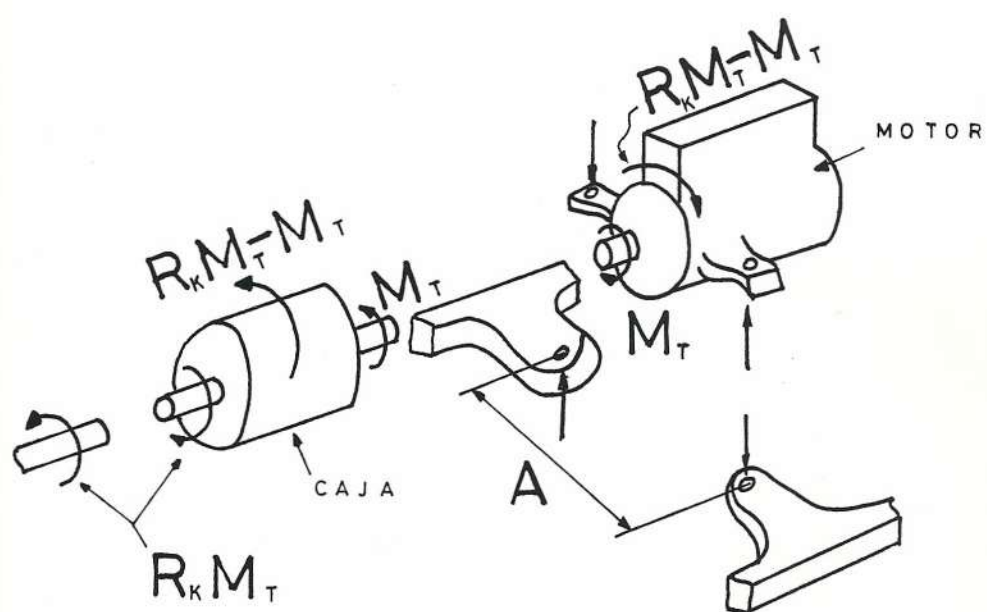


FIGURA Nº 3.5 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE TRANSMISION
DE AUTOMOVIL

Se toma como referencia la figura N° 3.6, en la cual se presenta al motor en una vista frontal. Las dimensiones h y L se la deduce de la TABLA IV. Así, de esta tabla, obtenemos los valores:

$$A = 430 \text{ mm}$$

$$B = 106 \text{ mm}$$

$$C = 194 \text{ mm}$$

Para la fig. N° 3.6:

$$h = C - B = 194 - 106 = 88 \text{ mm}$$

$$L = A/2 = 430/2 = 215 \text{ mm}$$

Por pitágoras:

$$(OB)^2 = (OA)^2 = L^2 + h^2 = (215)^2 + (88)^2$$

$$(OB) = 232.3 \text{ mm}$$

$$88$$

$$\theta = \text{Tg}^{-1} \left(\frac{\text{-----}}{215} \right) = 22.26^\circ$$

$$215$$

Ft, que es la fuerza debida al torque, se ejerce en los puntos A y B, que son los puntos de soporte del

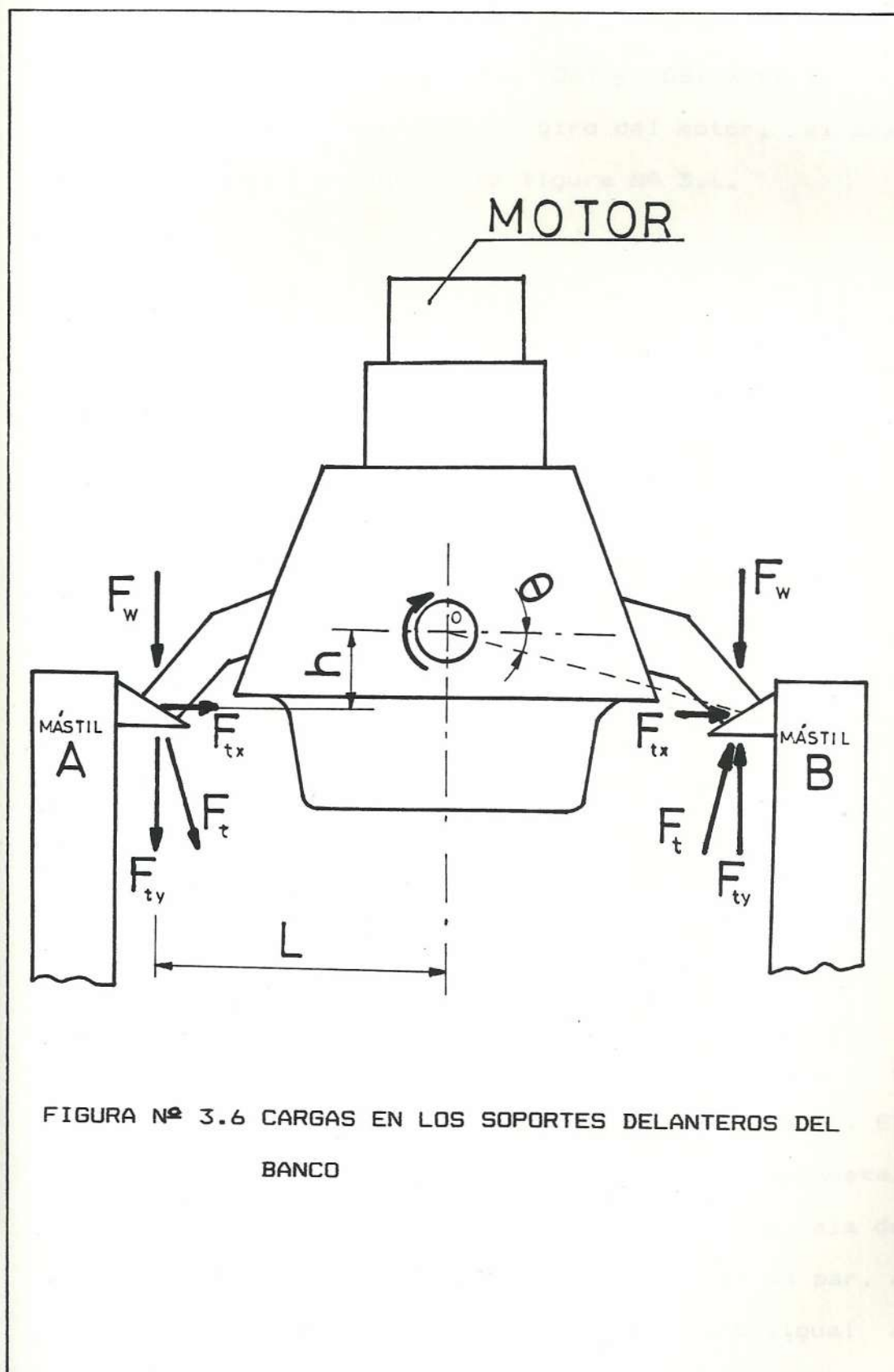


FIGURA Nº 3.6 CARGAS EN LOS SOPORTES DELANTEROS DEL BANCO

motor. La dirección de F_t es perpendicular a las direcciones de los segmentos (OA) y (OB) y el sentido es contrario al sentido de giro del motor, el cual también está indicado en la figura N° 3.6.

La magnitud de F_t es:

$$F_t = M_t'' / (OA) = M_t'' / (OB) = 62.4 / (232,3 \times 10^{-3})$$

$$F_t = 268.6 \text{ Kg}$$

Ahora, se calculan las componentes horizontales y verticales debidas al torque:

$$F_{tx} = F_t \times \text{Sen } \theta = 268.6 \times \text{Sen } 22.26^\circ = 101.7 \text{ Kg}$$

$$F_{ty} = F_t \times \text{Cos } \theta = 268.6 \times \text{Cos } 22.26^\circ = 248.6 \text{ Kg}$$

Carga debida al torque en los mástiles traseros del banco (base de caja de cambios).

Según la figura N° 3.5, la caja recibe el torque M_t y entrega el torque $R_k M_t$ al árbol de transmisión. El árbol aplica un par $R_k M_t$ de reacción igual y opuesta, a la transmisión. Por lo tanto, para que la caja de cambios esté en equilibrio, hay que aplicar un par, a través de los mástiles traseros del banco, igual a $[R_k M_t - M_t] = M_t(R_k - 1)$.

Siguiendo el mismo procedimiento que para los mástiles delanteros, puesto que la caja de cambio se sostiene en 2 mástiles, este valor lo divido para 2. Por lo tanto, el momento compuesto Mt'' , que debe soportar cada mástil trasero es:

$$Mt'' = \frac{Mt \times (R_k - 1)}{2} = \frac{48.8 \times (2.557 - 1)}{2}$$

$$Mt'' = 38.0 \text{ Kgm}$$

Un esquema de las cargas que actúan en los mástiles traseros, se indica en la figura N^o 3.7, donde:

$$L = 115 \text{ mm}$$

$$h = 70 \text{ mm}$$

$$(OC)^2 = (OD)^2 = L^2 + h^2 = (115)^2 + (70)^2$$

$$(OC) = 134.6 \text{ mm}$$

$$70$$

$$\theta = \text{Tg}^{-1} \left(\frac{70}{115} \right) = 31.3^\circ$$

$$115$$

$$F_t = Mt'' / (OC) = Mt'' / (OD) = 38.0 / (134.6 \times 10^{-3}) = 282.3 \text{ Kg}$$

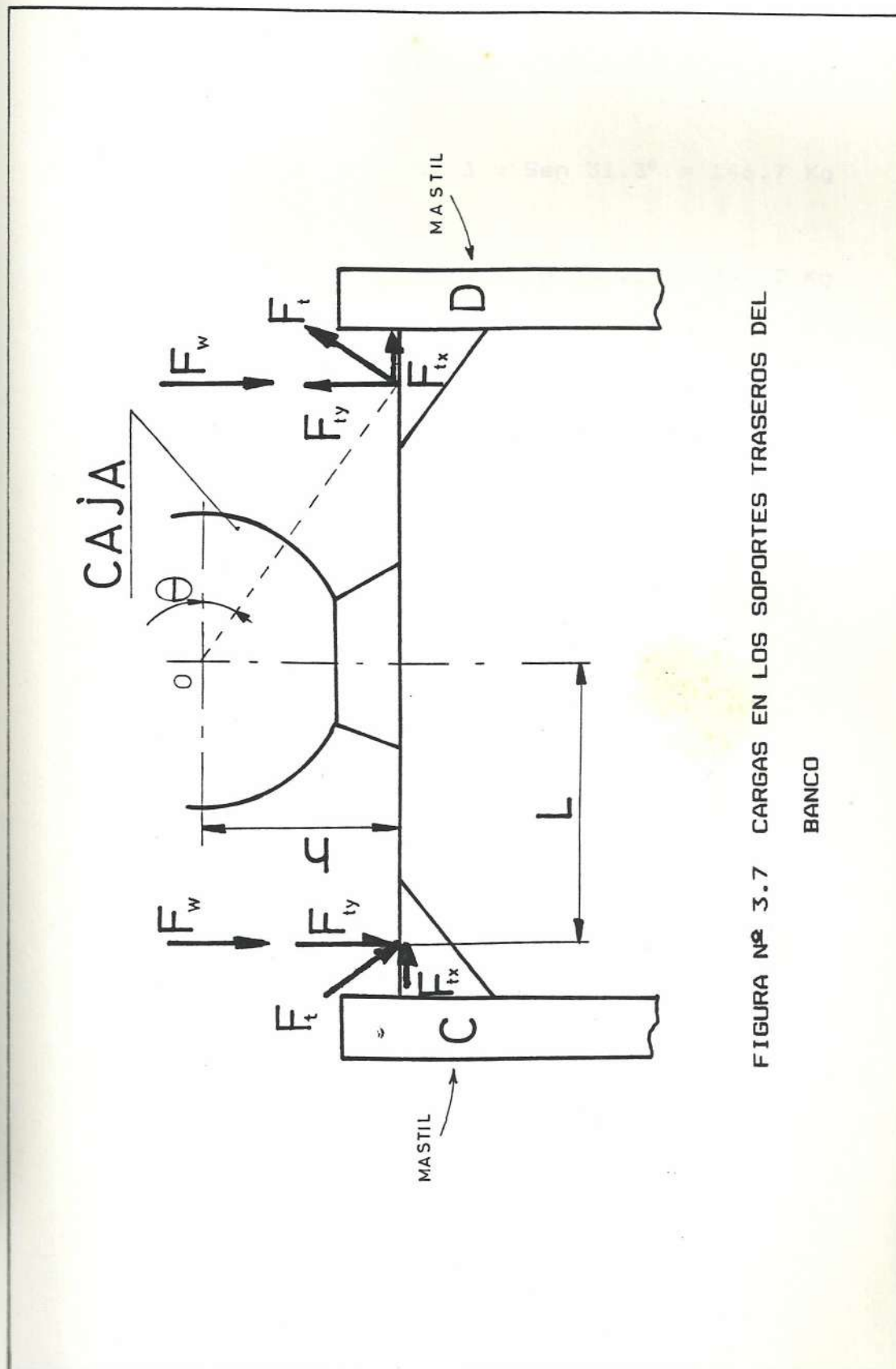


FIGURA Nº 3.7 CARGAS EN LOS SOPORTES TRASEROS DEL
BANCO

Ahora, se calculan las componentes horizontales y verticales de las fuerzas debidas al torque:

$$F_{tx} = F_t \times \text{Sen } \theta = 282.3 \times \text{Sen } 31.3^\circ = 146.7 \text{ Kg}$$

$$F_{ty} = F_t \times \text{Cos } \theta = 282.3 \times \text{Cos } 31.3^\circ = 241.2 \text{ Kg}$$

CALCULO DE LAS COMPONENTES HORIZONTALES Y VERTICALES
TOTALES DE LAS FUERZAS EN LOS PUNTOS A, B, C y D.

Para esto, ver la figura N° 3.8. Las flechas colocadas a la derecha del resultado, indican el sentido de la fuerza.

PUNTO A

$$F_x = F_{tx} = 101.7 \text{ Kg } \rightarrow$$

$$F_y = F_w + F_{ty} = 72 + 248.6 = 320.6 \text{ Kg } \downarrow$$

PUNTO B

$$F_x = F_{tx} = 101.7 \text{ Kg } \rightarrow$$

$$F_y = F_w - F_{ty} = 72 - 248.6 = 176.6 \text{ Kg } \uparrow$$

PUNTO C

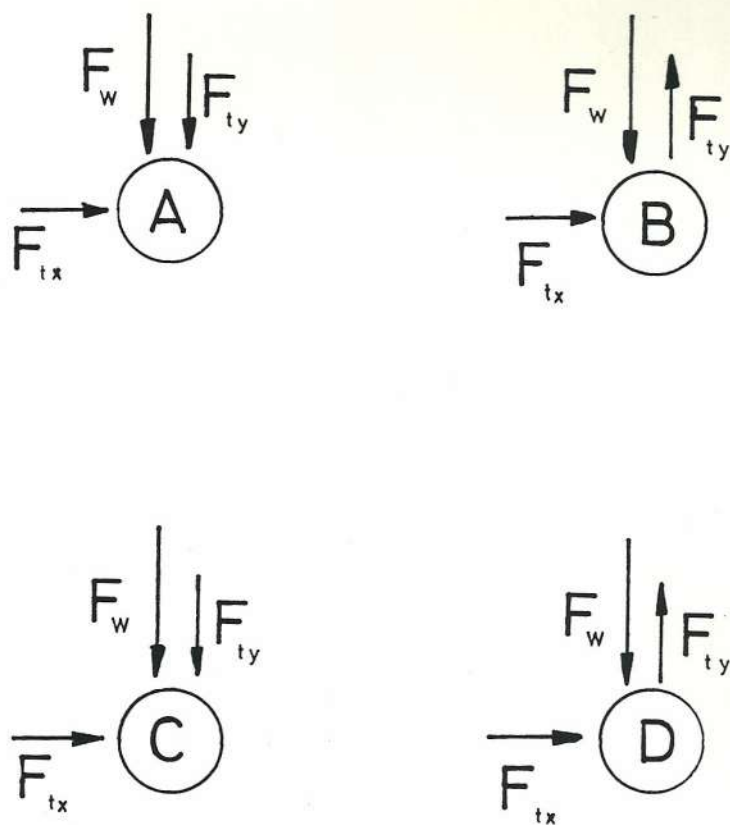
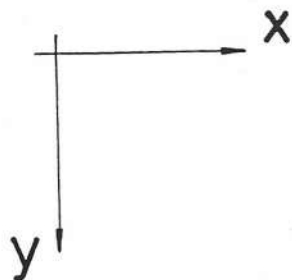


FIGURA N^o 3.8 FUERZAS TOTALES EN LOS SOPORTES DEL BANCO



$$F_x = F_{tx} = 146.7 \text{ Kg } \rightarrow$$

$$F_y = F_w + F_{ty} = 28 + 241.2 = 269.2 \text{ Kg } \downarrow$$

PUNTO D

$$F_x = F_{tx} = 146.7 \text{ Kg } \rightarrow$$

$$F_y = F_w - F_{ty} = 28 - 241.2 = -213.2 = 213.2 \text{ Kg } \uparrow$$

A continuación, para que no quede ningún margen de incertidumbre, los elementos deben diseñarse para soportar una " sobrecarga de diseño ", algo más grande que la carga normalmente esperada. Para esto, los valores de las cargas calculadas anteriormente se deben multiplicar por un factor de seguridad⁽¹⁾, en este caso igual a 1.5, recomendado " *para materiales bien conocidos, bajo condiciones razonablemente constantes del ambiente, sujetos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse fácilmente* ".

En la TABLA VI, se da un resumen de las componentes de las cargas sobre cada mástil-soporte del banco y los sentidos correspondientes. En estos valores, ya está incluido el factor de seguridad = 1.5.

SOPORTE	F_x (Kg)	F_y (Kg)
A	152.6 →	480.9 ↓
B	152.6 →	264.9 ↑
C	220.1 →	403.8 ↓
D	220.1 →	319.8 ↑

TABLA VI COMPONENTES Y SENTIDOS DE CARGAS SOBRE LOS
MASTILES DEL BANCO

3.4 SELECCION DE MATERIALES PARA EL BANCO.

Para diseñar los elementos principales (canales deslizantes y mástiles-soporte), se selecciona perfiles de acero estructural A-36 en forma de C, el cual tiene una resistencia a la fluencia de $S_y = 2536 \text{ Kg/cm}^2$. Este tipo de canal se ha escogido puesto que su forma es la más adecuada para formar los perfiles compuestos necesarios en el diseño del banco. Además, existen en el mercado en una variedad de dimensiones. Estos son fabricados en el país por la empresa I.P.A.C., y están detallados en la TABLA VII⁽²⁾.

Para las planchas de bases de los canales deslizantes y refuerzos, se selecciona acero 1020 laminado en caliente, con una resistencia a la fluencia de $S_y = 2114 \text{ Kg/cm}^2$.

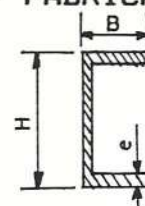
Para los soportes de las bases, se ha seleccionado ángulos en forma de L, de acero A-36.

En cuanto a los elementos de unión, se escoge pernos de acero de mediano carbono, de grado 5.8, rosca métrica, con una resistencia límite mínima a la tensión $S_p = 3876 \text{ Kg/cm}^2$.

El método de soldadura es el de soldadura de arco,

H (mm)	B (mm)	e (mm)	Peso Kg/m
50	25	2	1.47
		3	2.12
80	40	2	2.41
		3	3.54
		4	4.61
		5	5.63
		6	6.61
100	50	2	3.04
		3	4.48
		4	5.87
		5	7.20
		6	8.49
	75	2	3.82
		3	5.66
		4	7.44
		5	9.17
		6	10.80
125	50	2	3.43
		3	5.07
		4	6.65
		5	8.19
		6	9.67
	75	2	4.21
		3	6.24
		4	8.22
		5	10.10
		6	12.00
150	50	2	3.82
		3	5.66
		4	7.44
		5	9.17
		6	10.80

TABLA VII DIMENSIONES DE PERFILES EN "C" FABRICADOS POR
I.P.A.C. BAJO NORMAS ANSI



puesto que es la más fácil, rápida y económica para soldar elementos de acero estructural como el seleccionado. El tipo de unión utilizado es en ángulo o de filete. El tipo de electrodo es E6011.

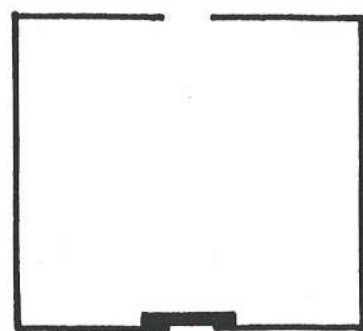
3.5 DISEÑO DE MASTILES-SOPORTE Y CANALES DESLIZANTES.

Para el diseño y dimensionamiento de los elementos del banco, es necesario asumir una condición máxima de carga, la cual, según lo determinado en la sección 3.3 y resumido en la TABLA VI, ocurre en los mástiles A y C, es decir los del lado derecho del banco.

El tamaño de perfil en C escogido es de 80 mm x 40 mm, y en la presente sección se hace el análisis para determinar el espesor que debe tener el perfil.

Diseño de la base de la estructura (canal deslizante longitudinal).

El elemento longitudinal de la base, está constituido por dos perfiles en C como se muestra en la figura N° 3.9, dejando un espaciamento donde se deslizará el perno guía (perno de fijación longitudinal). Estos canales estarán unidos en su parte inferior interna por una platina de 25 x 3 mm, soldada a lo largo de los canales, por su parte interna.



VISTA E

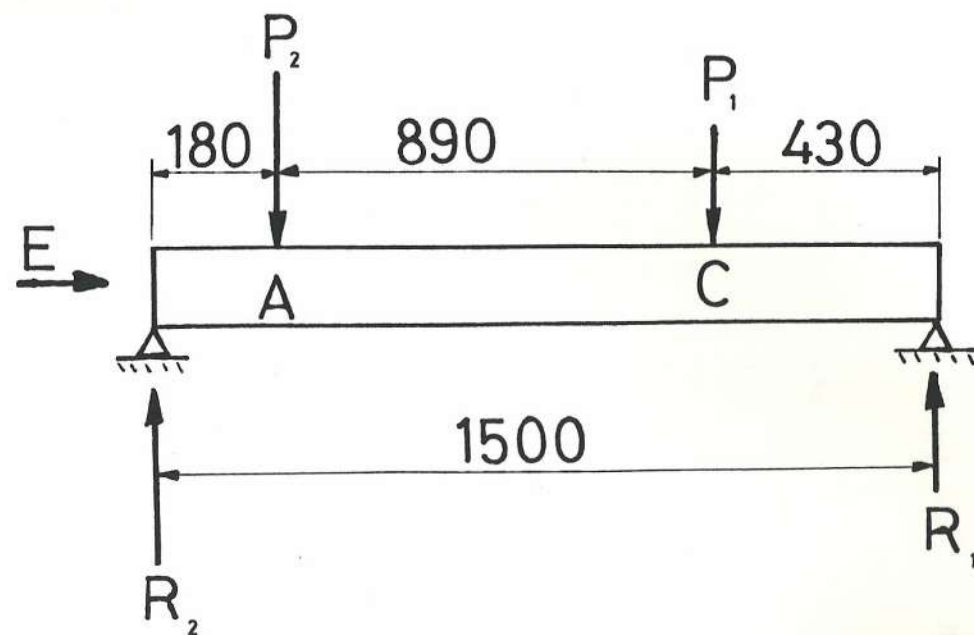


FIGURA Nº 3.9 CANAL DESLIZANTE LONGITUDINAL

Por lo tanto, se considera al canal como una viga soportada en sus extremos y cargada con las cargas concentradas de 480.9 Kg y 403.8 Kg, aplicadas en los puntos A y C respectivamente. Las distancias a los extremos son deducidas de la TABLA IV.

Para calcular el momento máximo que se produce en la viga, utilizamos la figura N° 3.10, que nos da el diagrama del momento flector para viga sujeta a dos cargas concentradas⁽³⁾, espaciadas a distancias "a" y "b" de los extremos.

Los datos a ser utilizados con la figura 3.10 son los siguientes:

$$P_1 = 403.8 \text{ Kg}$$

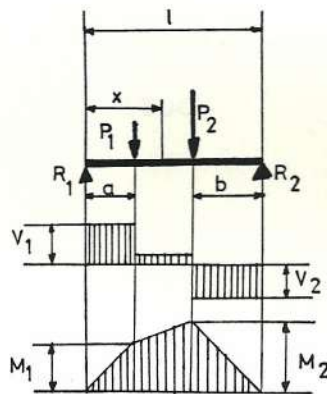
$$P_2 = 480.9 \text{ Kg}$$

$$a = 430 \text{ mm}$$

$$b = 180 \text{ mm}$$

$$l = 1500 \text{ mm}$$

Aplicando la fórmula de la figura N° 3.10, obtenemos el valor de la reacción R_1 :



$$P_1 (1 - a) + P_2 (b)$$

$$R_1 = V_1 \dots \dots \dots = \frac{\dots \dots \dots}{1}$$

$$P_1 (a) + P_2 (1 - b)$$

$$R_2 = V_2 \dots \dots \dots = \frac{\dots \dots \dots}{1}$$

$$M_1 \text{ (máximo cuando } R_1 < P_1 \text{)} \dots \dots \dots = R_1 \times a$$

$$M_2 \text{ (máximo cuando } R_2 < P_2 \text{)} \dots \dots \dots = R_2 \times b$$

FIGURA Nº 3.10 DIAGRAMAS Y FORMULAS PARA VIGA CON
CARGAS NO SIMÉTRICAS

$$R_1 = \frac{403.8 \times (1500 - 430) + (480.9 \times 180)}{1500}$$

$$R_1 = 345.8 \text{ Kg}$$

Entonces, el momento máximo será:

$$M = R_1 \times a = 345.8 \times 430 = 148694 \text{ Kgmm} ;$$

$$\text{ó también: } M = 14869.4 \text{ Kgcm.}$$

El acero estructural, como se indicó en la sección 3.4 tiene una resistencia a la fluencia de $S_y = 2536 \text{ Kg/cm}^2$. Por lo tanto, como este material es dúctil, el esfuerzo máximo debe ser menor que su resistencia a la fluencia.

La distancia "c" es la distancia desde el eje neutro hasta la fibra más alejada.

El esfuerzo máximo en una viga sometida a flexión viene dada por la ecuación:

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} = S_y \quad (3.1)$$

Reemplazando:

$$\frac{14869.4 \times 4}{I} = 2536$$

I

Despejando el momento de inercia:

$$I = 23.45 \text{ cm}^4$$

En la TABLA VIII, se dan los valores de momento de inercia para los perfiles compuestos en doble C de 80 x 40 para espesores de 2 hasta 6 mm. De esta tabla, se tiene que el perfil compuesto de 2 mm de espesor tiene un momento de inercia suficiente para resistir las cargas de flexión, puesto que:

$$63.32 \text{ cm}^4 > 23.45 \text{ cm}^4$$

De esta manera, el perfil adecuado es 80 x 40 x 2mm.

Diseño del canal deslizante transversal de la estructura.

Los canales deslizantes transversales están constituidos igual que los canales deslizantes

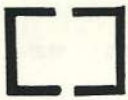
espesor "e" (mm)	I (cm ⁴) 	Area "A" (cm ⁴)
2	63.32	6.24
3	91.44	9.24
4	117.38	12.16
5	141.26	15.00
6	163.16	17.76

TABLA VIII MOMENTOS DE INERCIA Y AREAS PARA PERFIL
COMPUESTO EN DOBLE C

longitudinales de la base del banco, es decir por perfiles compuestos de doble C, como se muestra en la figura N° 3.11, donde se ha considerado el caso crítico de que la máxima carga esté colocada en el centro de esta viga, para ser más conservadores en el diseño. En estos canales se deslizarán transversalmente los soportes del motor y caja de cambios, es decir se desplazarán a lo ancho del banco.

En la figura N° 3.12 se muestran los diagramas y fórmulas para este tipo de viga, con una sola carga central colocada en el centro de la misma⁽⁴⁾.

De la figura N° 3.11 obtenemos:

$$P = F_y = 480.9 \text{ Kg}$$

$$l = 70.8 \text{ cm}$$

De la figura N° 3.12, el momento máximo es:

$$M = \frac{P \times l}{4} = \frac{480.9 \times 70.8}{4} = 8511.9 \text{ Kgcm}$$

El esfuerzo producido por este momento, debe ser menor o igual a la resistencia a la fluencia del

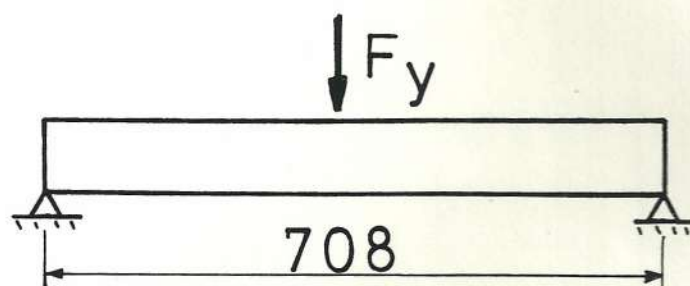


FIGURA Nº 3.11 CANAL DESLIZANTE TRANSVERSAL

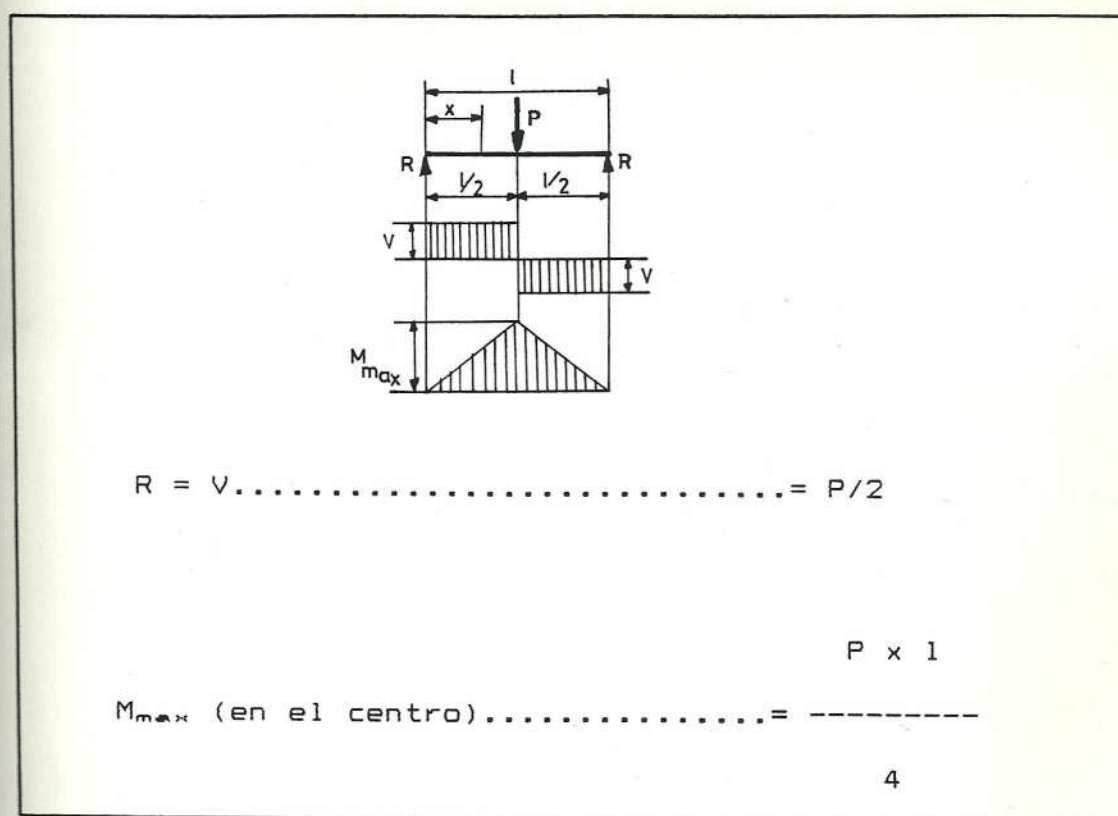


FIGURA Nº 3.12 DIAGRAMAS Y FORMULAS PARA VIGA CON CARGA CENTRAL

material, por lo tanto:

$$\sigma = S_y$$

$$8511.9 \times 4$$

$$\frac{\quad}{I} = 2536$$

$$I$$

Por lo tanto:

$$I = 13.42 \text{ cm}^4$$

De esta manera, el perfil de 2 mm de espesor, similar al canal deslizante longitudinal de la base, que según la TABLA VIII tiene un momento de inercia de 63.32, es suficiente para resistir la carga máxima, es decir:

$$63.32 \text{ cm}^4 > 13.42 \text{ cm}^4$$

Diseño de los mástiles-soporte.

Ahora se van a diseñar las columnas o mástiles en los que se deslizarán verticalmente los soportes.

Siguiendo el mismo esquema de perfil compuesto de doble perfil en C que para los canales deslizantes de

la base y los canales transversales, se selecciona dicha configuración.

La figura N^o 3.13 muestra el mástil o columna sometida a dos cargas. Una carga horizontal F_x , que produce flexión y otra carga excéntrica de compresión, las cuales se dieron en la TABLA VI de la sección 3.3. Como tenemos una combinación de cargas de compresión y flexión, usamos la siguiente relación recomendada por la AISC para este caso⁽³⁾:

$$\frac{\sigma_a}{S_a} + \frac{\sigma_b}{S_b} \leq 1 \quad (3.2)$$

Donde:

σ_a = esfuerzo debido a fuerza axial.

σ_b = esfuerzo debido a fuerza de flexión.

S_a = resistencia a compresión en ausencia de momento de flexión.

S_b = resistencia a la flexión en ausencia de carga axial.

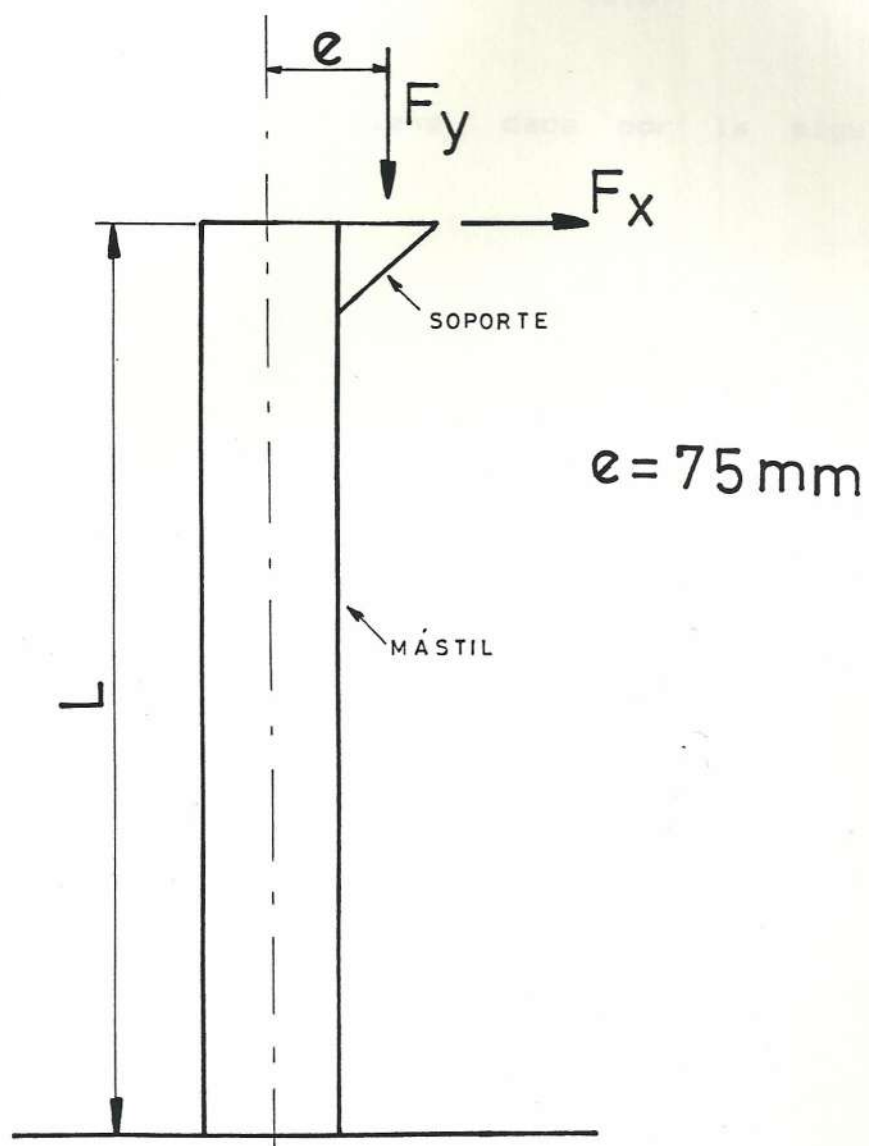


FIGURA Nº 3.13 CANAL DESLIZANTE VERTICAL (MÁSTIL - SOPORTE)

La ecuación 3.2 se cumple sólo si⁽⁶⁾:

$$(P_a/S_a) \leq 0.15 \quad (3.3)$$

La resistencia S_a viene dada por la siguiente ecuación⁽⁷⁾:

$$S_a = \frac{K_o x L}{\left(\frac{K_o x L}{K_{o1}} \right)^2 + [1 - \frac{K_o x L}{2 C c^2}] \times S_y} \quad (3.4)$$

N

Donde:

L = longitud de columna.

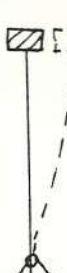
K_{o1} = radio de giro de la sección transversal.

N = factor de seguridad recomendado por la AISC.

K_o = constante de condición de extremos.

En la TABLA IX, se dan los valores recomendados por la AISC para diversas condiciones de extremos⁽⁸⁾.

El factor de seguridad, recomendado por la AISC, para miembros en compresión⁽⁹⁾, el cual toma en cuenta el

CONDICION DE EXTREMOS	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
						
VALOR TEORICO DE K	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
VALOR RECOMENDADO PARA DISEÑO	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0

	ROTACION FIJA Y TRASLACION FIJA
	ROTACION LIBRE Y TRASLACION FIJA
	ROTACION FIJA Y TRASLACION LIBRE
	ROTACION LIBRE Y TRASLACION LIBRE

TABLA IX CONSTANTES DE CONDICION DE EXTREMOS PARA COLUMNAS

efecto de los esfuerzos residuales, la sujeción de los extremos y la variación de la resistencia de los distintos tipos de acero, está dado por la ecuación:

$$N = 5/3 + 3/8 \times \frac{\left[\frac{K_o \times L}{K_{e1}} \right]^2 + \left[\frac{K_o \times L}{K_{e2}} \right]^2}{C_c + 8 \times C_c^2} \quad (3.5)$$

Donde C_c viene dado por la ecuación:

$$C_c = \left(\frac{2 \times \pi^2 \times E}{S_y} \right)^{0.5} \quad (3.6)$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.6:

$$C_c = \left(\frac{2 \times \pi^2 \times 2.11 \times 10^6}{2536} \right)^{0.5} = 128.2$$

Para aplicar la ecuación 3.5, se obtiene el valor de K_o de la TABLA IX, considerando que se trata de una columna con un extremo libre y el otro empotrado, por lo tanto:

$$K_o = 2.1$$

El radio de giro K_{gx} , viene dado por la ecuación⁽¹⁰⁾:

$$K_{gx} = (I/A)^{0.5} \quad (3.7)$$

La resistencia S_b para la ecuación 3.2, viene dada por⁽¹¹⁾:

$$S_b = 0.66 S_y = 0.66 (2536) = 1673.8 \text{ Kg/cm}^2$$

MASTILES DELANTEROS.

Como indica la figura N° 3.13, la columna está sometida a una carga vertical F_y y a una horizontal F_x . Los valores son:

$$F_y = 480.9 \text{ Kg}$$

$$F_x = 152.6 \text{ Kg}$$

$$L = 28.5 \text{ cm}$$

Ahora, se va a diseñar la columna, comenzando con el menor espesor de perfil, para comprobar si se cumple ecuación 3.2. Si con este primer espesor no se cumple la ecuación 3.2, entonces se probará con un espesor mayor.

De la TABLA VIII, para espesor de 2mm, obtenemos los

valores de momento de inercia I , y el área A , para reemplazarlos en la ecuación 3.7:

$$K_{ex} = (63.32/6.24)^{0.5} = 3.19 \text{ cm}$$

La longitud de la columna es de $L = 28.5 \text{ cm}$

Aplicando ahora la ecuación 3.5 y reemplazando valores:

$$N = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \times \frac{2.1 \times 28.5}{3.19} - \frac{(2.1 \times 28.5)^3}{8 \times 128.2^3}$$

$$N = 1.72$$

Aplicando ahora la ecuación 3.4:

$$S_a = \frac{[1 - \frac{2.1 \times 28.5}{3.19}] \times 2536}{1.72}$$

$$S_a = 1458.6 \text{ Kg/cm}^2$$

Se comprueba si se cumple la ecuación 3.3:

$$\frac{\sigma_a}{S_a} \leq 0.15$$

S_a

F_y/A

$$\frac{F_y/A}{S_a} \leq 0.15$$

S_a

$$\frac{(480.9/6.24)}{1458.6} \leq 0.15$$

$$\frac{76.9}{1458.6} \leq 0.15$$

$$0.05 \leq 0.15$$

$$0.05 \leq 0.15$$

Como se ha cumplido esta desigualdad, se puede aplicar 3.2., pero debemos conocer primero el esfuerzo de flexión σ_b .

El momento M es producido tanto por la fuerza vertical como la horizontal, por lo tanto:

$$M = (480.9 \times 7.5) + (152.6 \times 28.5) = 7956 \text{ Kgcm}$$

Reemplazando en la ecuación 3.1:

$$\sigma_b = \frac{7956 \times 4}{63.32} = 502.6 \text{ Kg/cm}^2$$

Reemplazando en la ecuación 3.2 los valores calculados:

$$0.05 + \frac{502.6}{1673.8} \leq 1$$

$$0.35 \leq 1$$

Como se ha cumplido la desigualdad dada en 3.2, el perfil de 2mm de espesor resistirá correctamente los esfuerzos aplicados.

MASTILES TRASEROS.

El mástil trasero está sujeto a cargas del mismo tipo que el delantero, es decir el mismo esquema que la figura 3.13. La fuerza F_y es de 403.8 Kg y la F_x es de 220.1 Kg (véase TABLA VI).

Siguiendo el mismo procedimiento que para el mástil

delantero, escojo el perfil de 2mm de espesor, por lo cual el radio de giro es el mismo calculado anteriormente:

$$K_{gi} = 3.19 \text{ cm}$$

La longitud de la columna es de $L = 20.6 \text{ cm}$.

Aplicando la ecuación 3.5 y reemplazando:

$$N = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \times \frac{\frac{2.1 \times 20.6}{3.19} - \left(\frac{2.1 \times 20.6}{3.19} \right)^3}{128.2 - 8 \times 128.2^3} = 1.70$$

Aplicando la ecuación 3.4:

$$S_a = \frac{\frac{2.1 \times 20.6}{3.19} \left[1 - \frac{\left(\frac{2.1 \times 20.6}{3.19} \right)^2}{2 \times 128.2^2} \right] \times 2536}{1.70}$$

$$S_a = 1483.4 \text{ Kg/cm}^2$$

Verificando la relación 3.3:

$$(403.8/6.24)$$

$$\frac{\text{-----}}{1483.4} \leq 0.15$$

$$1483.4$$

$$0.04 \leq 0.15$$

Como se cumplió la relación 3.3, se puede aplicar 3.2.

El momento es:

$$M = (403.8 \times 7.5) + (220.1 \times 20.6) = 7562.6 \text{ Kgcm}$$

De 3.1:

$$7562.6 \times 4$$

$$\sigma_b = \frac{\text{-----}}{63.32} = 477.7 \text{ Kg/cm}^2$$

$$63.32$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.2:

$$477.7$$

$$0.04 + \frac{\text{-----}}{1673.8} \leq 1$$

$$1673.8$$

$$0.33 \leq 1$$

Se ha cumplido también la ecuación 3.2, por lo tanto el perfil adecuado para los mástiles-soporte, tanto delanteros como traseros es de 80 x 40 x 2 mm.

DISEÑO DE SOPORTE DE ASIENTO DE MOTOR

Este elemento se indica en la figura N° 3.14, y está constituido por un ángulo en forma de L de 70 mm (2.75 pulg) y ahora se va a determinar el espesor que deberá tener. Uno de los lados del ángulo se mantiene fijo al mástil por medio de los dos pernos de fijación vertical, mientras el otro es semejante a una viga en voladizo empotrada en un extremo, con una carga $F_y = 480.9$ Kg aplicada en el centro de dicho tramo. Por consiguiente, el momento máximo debido a la flexión se producirá en el punto B (ver figura N° 3.14) y su valor será:

$$M_b = 480.9 \times 3.2 = 1538.9 \text{ Kgcm}$$

Llamando t al espesor del ángulo y aplicando la ecuación 3.1, el esfuerzo de flexión correspondiente es:

$$\sigma = \frac{1538.9 \times t/2}{1/12 \times 9.2 \times t^3} = \frac{1003.6}{t^2} \text{ Kg/cm}^2 = S_y$$

$$\frac{1003.6}{t^2} = 2536$$

Despejando, el espesor requerido resulta:

$$t = 0.63 \text{ cm} = 6.3 \text{ mm} (0.248 \text{ pulg})$$

Por consiguiente, se selecciona un ángulo de 70 x 6.35 mm (2.75 x 1/4 pulg).

Para mayor seguridad, se ha colocado un refuerzo, consistente en un trozo de lámina de 1/4 pulg de espesor, soldada entre los lados del ángulo, tal como se indica en la figura N° 3.14.

DISEÑO DE ASIENTO DE MOTOR

Este elemento soportará la base del motor, la cual se asienta en la placa inclinada a 45°, lo que se indica en la figura N° 3.15. Por consiguiente, es necesario determinar el espesor que debe tener dicha placa. Para esto, se considera a esta placa como una viga

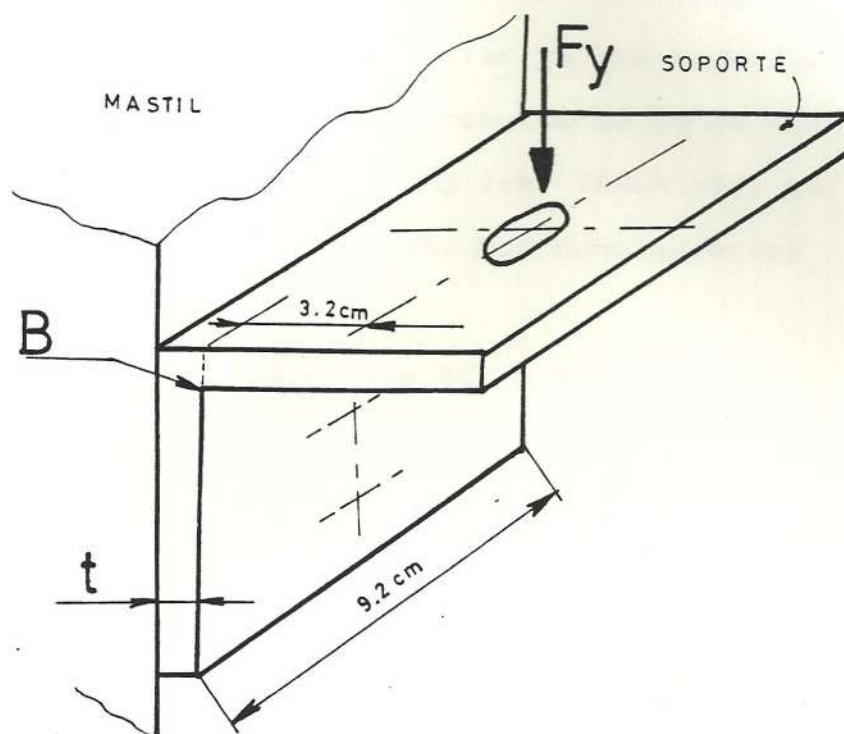


FIGURA N° 3.14 CARGAS EN EL SOPORTE DE ASIENTO DE MOTOR

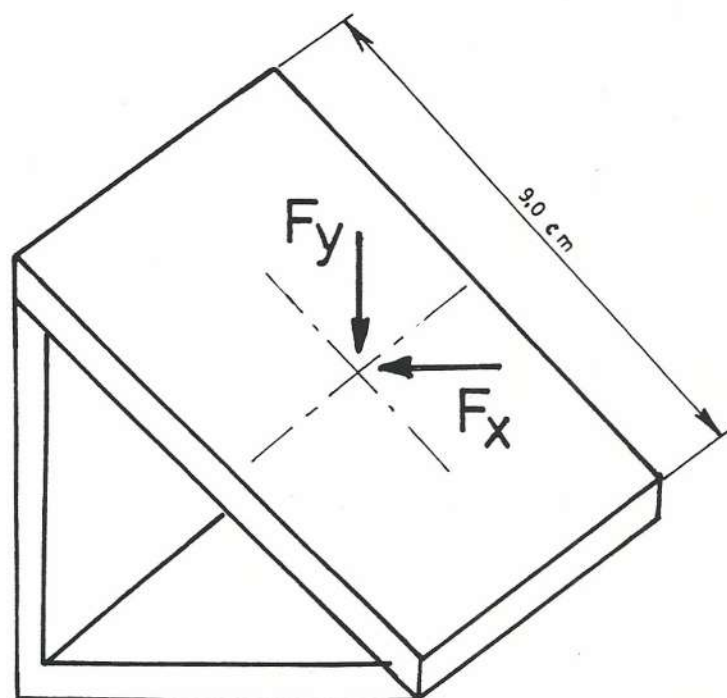


FIGURA N° 3.15 CARGAS EN EL ASIENTO DE MOTOR

soportada en sus extremos con una carga central P, con dirección perpendicular a su superficie. Esta carga central P, es la resultante de las fuerzas $F_x = 152.6 \text{ Kg}$ y $F_y = 480.9 \text{ Kg}$ (ver TABLA VI), tal como lo indica la figura N° 3.15. Por consiguiente:

$$P = (152.6 + 480.9) \cos 45^\circ = 448 \text{ Kg}$$

De la figura N° 3.12, el momento máximo es:

$$M = \frac{P \times l}{4} = \frac{448 \times 9.0}{4} = 1008 \text{ Kgcm}$$

Aplicando la ecuación 3.1, el esfuerzo máximo es:

$$\sigma = \frac{1008 \times t/2}{1/12 \times (9.2 - 1.2) \times t^3} = \frac{756}{t^2} = S_y$$

La placa será de acero SAE 1020, con un $S_y = 2114 \text{ Kg/cm}^2$, por consiguiente:

$$\frac{756}{t^2} = 2114$$

$$t = 0.6 \text{ cm} = 6 \text{ mm}$$

Por esto, se selecciona una placa de 6mm de espesor.

3.6 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE UNIÓN DE LOS COMPONENTES.

DISEÑO DE UNIONES EMPERNADAS.

Tornillo elevador de soporte.

Este tornillo está en el interior de los mástiles y permite subir o bajar el soporte de asiento de motor. Dicho tornillo está sometido a tensión en los mástiles del lado derecho del banco y a compresión en los del lado izquierdo.

Primero se diseña el tornillo a tensión y luego se verifica si no falla por pandeo donde está sometido a compresión.

Según los valores de las fuerzas de la TABLA VI, la máxima fuerza vertical F_y , se produce en el soporte A con $F_y = 480.9 \text{ Kg}$. El esfuerzo axial máximo en el perno o tornillo es:

$$\sigma = F_y/A_t$$

Donde A_t es el área a la tensión del perno. Para que el perno no falle, este esfuerzo debe ser como mucho igual a la resistencia límite mínima a la tensión del material del perno, o sea⁽¹²⁾:

$$S_p = F_y/A_t \quad (3.8)$$

La clase de perno utilizado en toda esta tesis es perno de acero de grado 5.8, con una resistencia límite mínima a la tensión $S_p = 380 \text{ Mpa} = 3876 \text{ Kg/cm}^2$ (ver TABLA X)⁽¹³⁾.

Reemplazando en la ecuación 3.8:

$$3876 = 480.9/A_t$$

Entonces:

$$A_t = 0.12 \text{ cm}^2 = 12 \text{ mm}^2$$

De la TABLA XI⁽¹⁴⁾, obtenemos el diámetro de perno que tenga el área de esfuerzo a la tensión suficiente.

Obtenemos un perno de diámetro $d = 5 \text{ mm}$.

Como se va a utilizar el mismo diámetro de perno tanto para los soportes delanteros como traseros, hay

CLASE DE PROPIEDAD	INTERVALO DE TAMAÑOS INCLUSIVE	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
4.6	M5 - M36	225	400	240	Acero de mediano o bajo carbono	
4.8	M1.6 - M16	310	420	340	Acero de mediano o bajo carbono	
5.8	M5 - M24	380	520	420	Acero de mediano o bajo carbono	
8.8	M16 - M36	600	830	660	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
9.8	M1.6 - M16	650	900	720	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
10.9	M5 - M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6 - M36	970	1220	1100	Acero de aleación, T y R	

**TABLA X ESPECIFICACIONES MECANICAS METRICAS PARA
PERNOS**

DIÁMETRO MAYOR NOMINAL d	SERIE DE PASO BASTO			SERIE DE PASO FINO		
	PASO p	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN A_t	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR A_r	PASO p	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN A_t	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR A_r
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

TABLA XI CARACTERISTICAS DE ROSCAS METRICAS

que comprobar si dichos pernos ($d = 5 \text{ mm}$), no fallarán por pandeo donde estén sometidos a compresión. La base donde se genera el máximo esfuerzo de compresión en los pernos es la base D de la TABLA VI, con una fuerza vertical :

$$F_y = 319.8 \text{ Kg}$$

La longitud del perno es $L = 18 \text{ cm}$.

El radio de giro de la sección es:

$$K_{\theta 1} = d/4 = 0.5 / 4 = 0.125 \text{ cm}$$

La relación de esbeltez es :

$$(L/K_{\theta 1}) = 18/0.125 = 144$$

La carga unitaria crítica será:

$$\begin{aligned} & 319.8 \\ \text{Scr} = & \frac{\text{-----}}{\pi/4 \times 0.5^2} = 1629 \text{ Kg/cm}^2 = 160 \text{ MPa} \end{aligned}$$

De la figura N° 3.16, verificamos si esta combinación de carga unitaria crítica y relación de esbeltez calculadas, está arriba o debajo de la curva

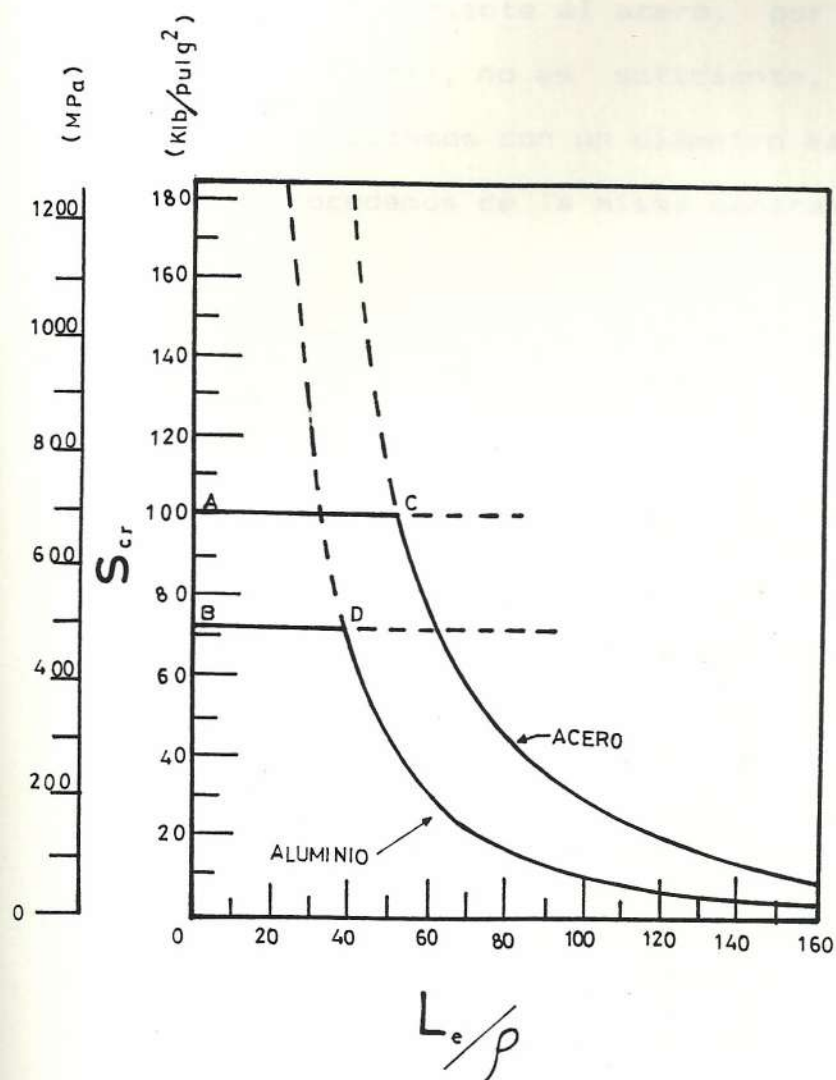


FIGURA Nº 3.16 CURVA DE PANDEO PARA COLUMNAS

correspondiente al acero⁽¹⁵⁾.

Con dichas coordenadas, el punto está por encima de la curva correspondiente al acero, por lo tanto el diámetro ($d = 5 \text{ mm}$), no es suficiente, pues fallará por pandeo. Analizamos con un diámetro mayor, digamos $d = 8 \text{ mm}$ y procedemos de la misma manera:

$$K_{0.1} = 0.8/4 = 0.2 \text{ cm}$$

$$(L/K_{0.1}) = 18/0.2 = 90$$

$$319.8$$

$$S_{cr} = \frac{319.8}{\pi/4 \times 0.8^2} = 636 \text{ Kg/cm}^2 = 62 \text{ MPa.}$$

$$\pi/4 \times 0.8^2$$

Marcando estas coordenadas en la figura N° 3.16, observamos que el punto cae debajo de la curva de acero, por consiguiente este perno es adecuado para soportar la carga, es decir $d = 8 \text{ mm}$.

Pernos de fijación longitudinal.

En la figura N° 3.17 se ilustra un esquema de este perno con las cargas máximas. La resistencia última mínima a la tensión S_u , para pernos de grado 5.8 es $S_u = 520 \text{ Mpa} = 5306 \text{ Kg/cm}^2$.

La resistencia al cortante recomendada para pernos de acero viene dada por⁽¹⁴⁾:

$$S_{su} = 0.62 S_u \quad (3.9)$$

Reemplazando en 3.9:

$$S_{su} = 0.62 \times 5306 = 3290 \text{ Kg/cm}^2$$

Esta resistencia al cortante debe ser cuando menos igual al esfuerzo cortante en el perno.

$$S_{su} = 220.1/A_t = 3290$$

Despejando:

$$A_t = 0.067 \text{ cm}^2 = 6.7 \text{ mm}^2$$

De la TABLA XI, el diámetro adecuado es $d = 4 \text{ mm}$.

Pernos de fijación transversal.

Como se muestra en la figura N° 3.18, la base está soportada por dos pernos, de manera que cada perno resistirá la mitad de las fuerzas:

$$F_y = 319.8/2 = 160 \text{ KG}$$

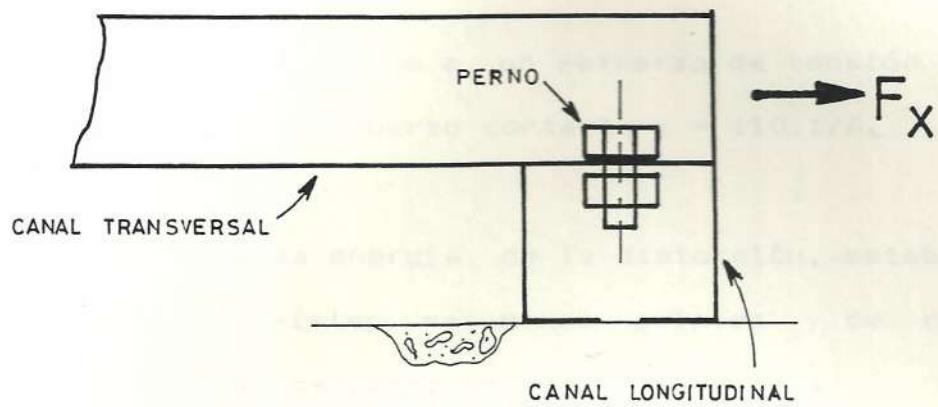


FIGURA Nº 3.17 PERNO-FIJACION LONGITUDINAL

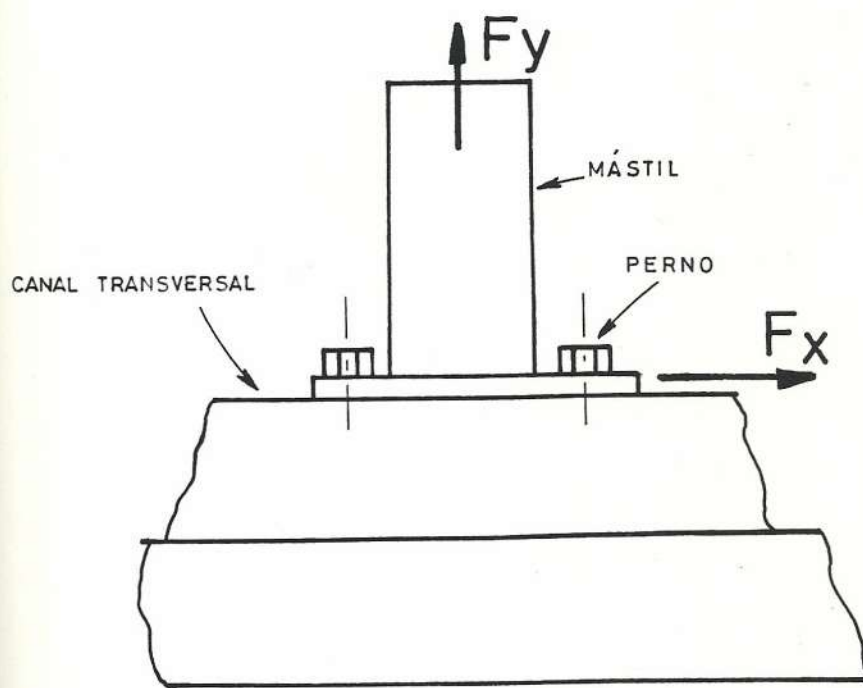


FIGURA Nº 3.18 PERNO-FIJACION TRANSVERSAL

$$F_x = 220.1/2 = 110.1 \text{ KG}$$

Cada perno está sujeto a un esfuerzo de tensión de $\sigma = 160/A_t$ y a un esfuerzo cortante $\tau = 110.1/A_t$.

La teoría de la energía de la distorsión, establece que cuando existen esfuerzos axiales y de corte combinados, el esfuerzo equivalente es⁽¹⁷⁾:

$$\sigma' = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{0.5} \quad (3.10)$$

Aplicando la energía de la distorsión y substituyendo:

$$\sigma' = 1/A_t \times (160^2 + (3)110.1^2)^{0.5}$$

$$\sigma' = 249/A_t$$

Este resultado hay que igualar a la resistencia límite mínima a la tensión:

$$3876 = 249/A_t$$

$$A_t = 0.064 \text{ cm}^2 = 6.4 \text{ mm}^2$$

Entonces, de la TABLA XI, el diámetro será de $d = 3.5$ mm.

Pernos de fijación vertical.

Un esquema se indica en la figura N° 3.19.

Supongo que las deflexiones en las partes supuestas son insignificantes y que la carga tiende a hacer girar el soporte con respecto al punto A. Como el soporte tiende a girar alrededor de A, la carga sobre el perno N es 47/17 la del perno M. Las cargas sobre los pernos son F_n y F_m .

Considerando que estos pernos deben soportar las cargas, fijando el elemento deslizante (soporte de asiento) con el mástil solamente por fricción, aplicamos un factor de seguridad de 6, para obtener un diseño seguro, considerando que los costos se incrementan en forma insignificante.

Tomando momentos en A:

$$6 \times (480.9 \times 3.5) = 1.7 F_m + 4.7 F_n$$

$$= 1.7(1.7/4.7)F_n + 4.7F_n$$

$$= 5.31 F_n$$

Despejando F_n :

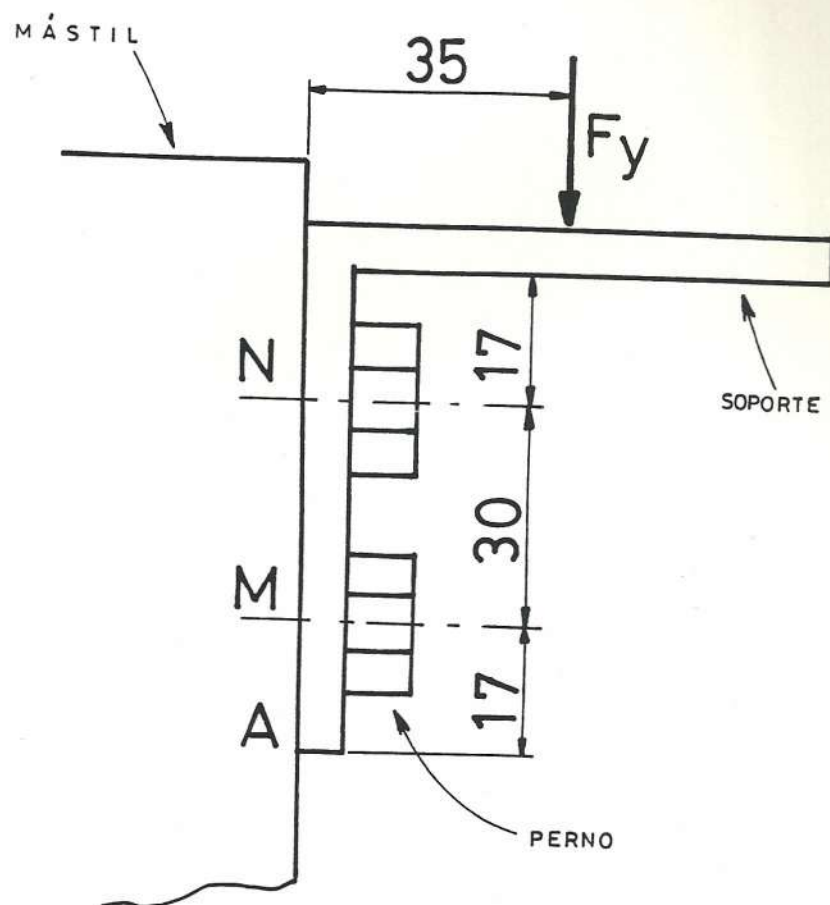


FIGURA Nº 3.19 PERNO-FIJACION VERTICAL

$$F_n = 1900 \text{ Kg}$$

La resistencia límite mínima a la tensión, deberá ser igual al esfuerzo a la tensión en el perno. Así:

$$S_p = F_n / A_t$$

$$3876 = 1900 / A_t$$

$$A_t = 0.49 \text{ cm}^2 = 49 \text{ mm}^2$$

De la TABLA XI, obtenemos $d = 10 \text{ mm}$.

Para efectos de facilidad de construcción e intercambiabilidad de los pernos, se ha colocado pernos de 12mm de diámetro en todo el banco.

DISEÑO DE LAS UNIONES SOLDADAS DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL MOTOR.

El tipo de unión considerada en el diseño es la de filete. La incógnita a encontrar en todos los casos será el tamaño del filete, expresado en milímetros.

Diseño de la unión soldada de la base de mástil.

Según la figura N° 3.20, la junta soldada está

sometida a una fuerza horizontal F_x que produce cortante en toda la unión, una fuerza vertical F_y que produce compresión y un momento M , que produce flexión, causando tensión en B y C y compresión en A y D.

En la TABLA XII⁽¹⁸⁾ se muestran las propiedades a la flexión de uniones soldadas de filete. Tomando de esta tabla la forma adecuada para este caso, y con las dimensiones de la figura N^o 3.20, tenemos:

$$A = 1,414 h(b + d) = 1.414 h (80 + 80) = 226.2h \text{ mm}^2$$

El segundo momento de área unitario es:

$$I_u = (d^3/6) \times (3b + d) = (80^3/6) \times (3(80) + 80)$$

$$I_u = 341333.3 \text{ mm}^4$$

El segundo momento de área con respecto a un eje que pasa por G, está dada por:

$$I = 0.707h \times I_u \quad (3.11)$$

Reemplazando:

$$I = 0.707h \times 341333.3 = 241322.6h$$

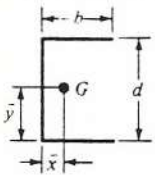
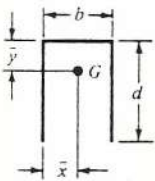
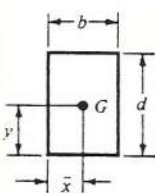
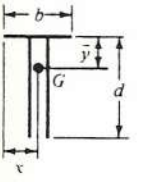
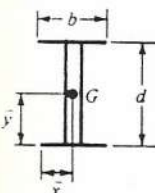
FORMA DE UNIÓN	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

TABLA XII PROPIEDADES A LA FLEXION DE UNIONES
SOLDADAS DE FILETE

MASTIL DELANTERO

Ahora, el momento que soporta la junta, según la figura N° 3.20 es:

$$M = (480.9 \times 75) + (152.6 \times 285) = 79558.5 \text{ Kgmm}$$

El esfuerzo debido a este momento será:

$$\sigma_M = M \times c / I = 79558.5 \times 40 / 241322.6h = 13.19/h$$

El esfuerzo axial debido a la fuerza vertical es:

$$\sigma_v = F_y / A = 480.9 / 226.2h = 2.13/h$$

El esfuerzo de corte que soporta la junta es :

$$\tau = F_x / A = 152.6 / 226.2h = 0.67/h$$

En la figura N° 3.21 se muestran los estados de los esfuerzos debidos a momento, y carga axial F_x y F_y , y en la TABLA XIII las respectivas magnitudes de estos esfuerzos y los resultantes (σ y τ). Los signos indican si el esfuerzo es de tensión(+) o compresión(-).

Según la TABLA XIII, se observa que las condiciones

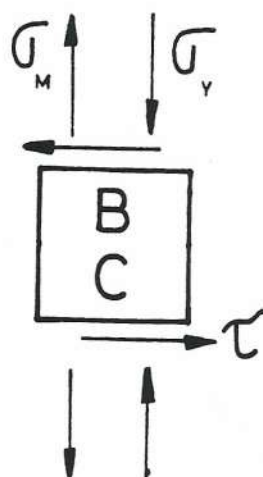
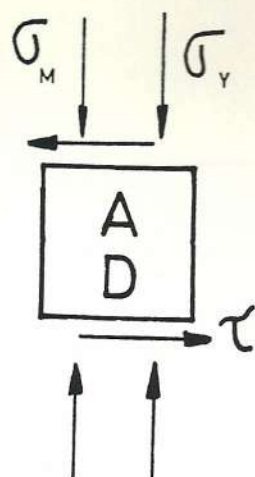


FIGURA 3.21 ESTADOS DE ESFUERZOS PARA LA JUNTA
DE LA BASE DE MASTIL

PUNTOS	A y D	B y C
σ_M	$-13.19/h$	$+13.19/h$
σ_y	$-2.13/h$	$-2.13/h$
τ	$0.67/h$	$0.67/h$
$\sigma = \sigma_M + \sigma_y$	$-15.32/h$	$+11.6/h$

TABLA XIII MAGNITUDES DE ESFUERZOS EN BASE DE MASTIL
DELANTERA

de máximo esfuerzo se dan en los puntos A y D. El esfuerzo de von Mises, basado en la teoría de la energía de la distorsión, lo da la ecuación 3.10.

La resistencia a la fluencia para el tipo de electrodo utilizado (E6011), viene dado en la TABLA XIV(19).

De esta tabla, $S_y = 345 \text{ MPa}$, 6 convirtiendo:

$$S_y = 35.2 \text{ Kg/mm}^2$$

Por la teoría de la energía de distorsión, para evitar la fluencia en el material, se debe cumplir lo que indica la ecuación:

$$S_{sy} = 0.577 S_y \quad (3.12)$$

donde S_{sy} es la resistencia a la fluencia al corte.

Por lo tanto, para que no exista fluencia, el valor del esfuerzo σ' de la ecuación 3.10 debe ser, como mucho, igual a S_{sy} de la ecuación 3.12. Así, obtenemos la ecuación:

$$\sigma' = S_{sy}/f_s \quad (3.13)$$

NUMERO DE ELECTRODO AWS	RESISTENCIA ULTIMA MPa(kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA MPa(kpsi)	ELONGACION %
E60XX	427(62)	345(50)	17-25
E70XX	482(70)	393(57)	22
E80XX	551(80)	462(67)	19
E90XX	620(90)	531(77)	14-17
E100XX	689(100)	600(87)	13-16
E120XX	827(120)	737(107)	14

TABLA XIV PROPIEDADES DE ELECTRODOS

Donde f_s es un factor de seguridad.

Reemplazando en 3.13, usando un factor de seguridad de 5:

$$[(15.32/h)^2 + 3 \times (0.67/h)^2]^{0.5} = (0.577 \times 35.2)/5$$

Despejando h :

$$h = 3.8 \text{ mm}$$

MASTIL TRASERO

El estado de esfuerzo es el mismo que el de la figura N° 3.20, en donde:

$$F_y = 403.8 \text{ Kg}$$

$$F_x = 220.1 \text{ Kg}$$

El estado de esfuerzos es igual al de la figura N° 3.21, y están dados en la TABLA XV.

Según la TABLA XV, los puntos críticos son A y D.

De esta manera, aplicando la ecuación 3.13 y reemplazando valores, con un factor de seguridad de

PUNTOS	A y D	B y C
σ_M	$-12.53/h$	$+12.53/h$
σ_y	$-1.79/h$	$-1.79/h$
τ	$0.97/h$	$0.97/h$
$\sigma = \sigma_M + \sigma_y$	$-14.32/h$	$+10.74/h$

TABLA XV MAGNITUDES DE ESFUERZOS EN BASE DE MASTIL
TRASERA

5, tenemos:

$$[(14.32/h)^2 + 3 \times (0.97/h)^2]^{0.5} = (0.577 \times 35.2)/5$$

Despejando h:

$$h = 3.6 \text{ mm}$$

Por lo tanto, para utilizar un solo tamaño de junta, se selecciona una junta de altura $h = 4\text{mm}$, tanto para los soportes delanteros como los traseros.

3.7 SELECCION Y MONTAJE DEL GENERADOR.

SELECCION DEL GENERADOR

Para seleccionar la capacidad del generador requerido para nuestra aplicación, se toma en cuenta la potencia del motor de mayor caballaje (motor FORD 240), la cual es de 150 HP (112 Kw). Por lo tanto, la capacidad del generador debe ser de por lo menos 112 Kw. De los generadores existentes en el mercado, se ha seleccionado un generador CATERPILLAR modelo SR4 de 125 Kw, cuyas especificaciones están dadas en la TABLA XVI.

Este generador es del tipo de acoplamiento directo, y

- * Capacidad: 125Kw @ 1800 rpm.
- * Tamaño : 368.
- * Tipo: sin escobillas; inductor: giratorio;
excitador: estado sólido; de acoplamiento
directo.
- * Fases: 3
- * Cables de conexión: 12 en estrella.
- * Aislación: clase F, con tratamiento de
tropicalización y contra abrasión.
- * Detección de tres fases.
- * Cubierta a prueba de goteo.
- * Capacidad de sobreaceleración : 150%
- * Desviación de onda: menos del 5%
- * Capacidad de conexión en paralelo: estándar.
- * Regulador de voltaje: montado en
generador:voltios/Hz.
- * Regulación de voltaje: menos de $\pm \frac{1}{2} \%$
- * Ganancia de voltaje: Ajustable para compensar por
caída de velocidad del motor y
pérdida de la línea.
- * Peso total aproximado: 840 Kg.

TABLA XVI ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL GENERADOR

"CATERPILLAR" SR4

diseñado para usarse en un grupo electrógeno CATERPILLAR modelo 3304B.

Como se indicó en la sección 3.1, los motores se probarán con su respectiva caja de cambios. Esto es necesario, debido a que los generadores de gran capacidad como el requerido, trabajan a una velocidad máxima de 1800 rpm, mientras que los motores seleccionados producen su potencia máxima a velocidades muy altas. (Para una potencia determinada, los motores a diesel son más lentos que los de gasolina). De no existir un mecanismo reductor de velocidad, el generador se destruiría a causa de las elevadas fuerzas de inercia debido al gran peso de sus partes rotatorias y al sobrecalentamiento del bobinado interno. Por consiguiente, es indispensable probar los motores con un mecanismo reductor. Como en este caso se necesita una reducción variable (puesto que el generador no puede trabajar a velocidades mayores a 1800 rpm y los motores a probar trabajan hasta a 6000 rpm o más), lo ideal es utilizar su propia caja de cambios, en el cambio adecuado según la velocidad de giro del motor. Por esto, es necesario conocer las relaciones de reducción propias de cada marca, como las indicadas en la TABLA V.

MONTAJE DEL GENERADOR

El generador tiene que ser montado sobre cojinetes o chumaceras, a fin de obtener un sistema de dinamómetro oscilante como el descrito en la sección 1.2.4.2.A. El objetivo de este montaje es poder medir el torque a través de un brazo extendido similar al freno Prony, ya que para realizar la prueba es necesario utilizar relaciones de reducción variables, por consiguiente no se puede medir directamente la potencia por medio de las lecturas de voltaje y corriente. Para esto, se diseña una estructura soportada en chumaceras, sobre la que se monta el generador. Un esquema de este sistema se presenta en la figura N° 3.22.

El sistema oscilante, consiste de una base de forma rectangular, formada por dos vigas longitudinales y dos transversales, de perfiles en forma de C. El generador se soporta en las dos vigas longitudinales, como se indica en la figura N° 3. 23. En el centro de las vigas transversales, se sueldan dos vigas verticales que soportan la base y en la parte superior de estas se suelda los ejes del soporte oscilante tanto posterior como delantero que sirven de pivotes al mismo. El pivote delantero, consiste en un eje hueco de diámetro interior un poco mayor al diámetro del eje de acople motor - generador, para que este pueda trabajar a través de dicho tubo. El

1	CHUMACERA DELANTERA
2	PIVOTE DELANTERO
3	PIVOTE POSTERIOR
4	CHUMACERA POSTERIOR
5	MASTIL
6	BASE OSCILANTE
7	PERNO DE ANCLAJE

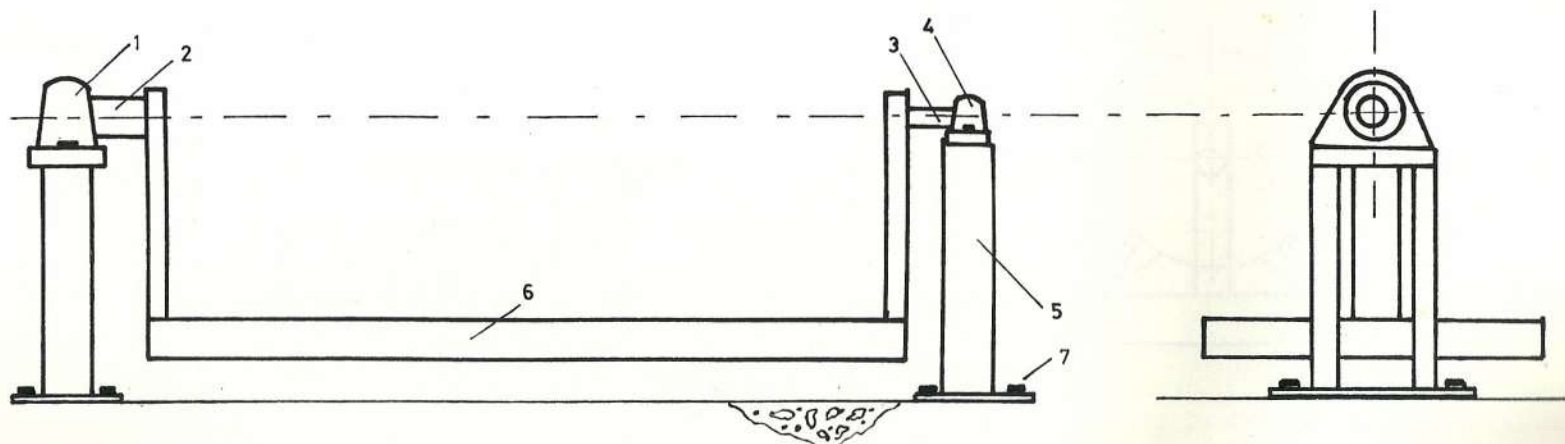


FIGURA Nº 3.22 MONTAJE OSCILANTE DEL GENERADOR

1	GENERADOR
2	VIGA LONGITUDINAL
3	VIGA VERTICAL
4	VIGA TRANSVERSAL

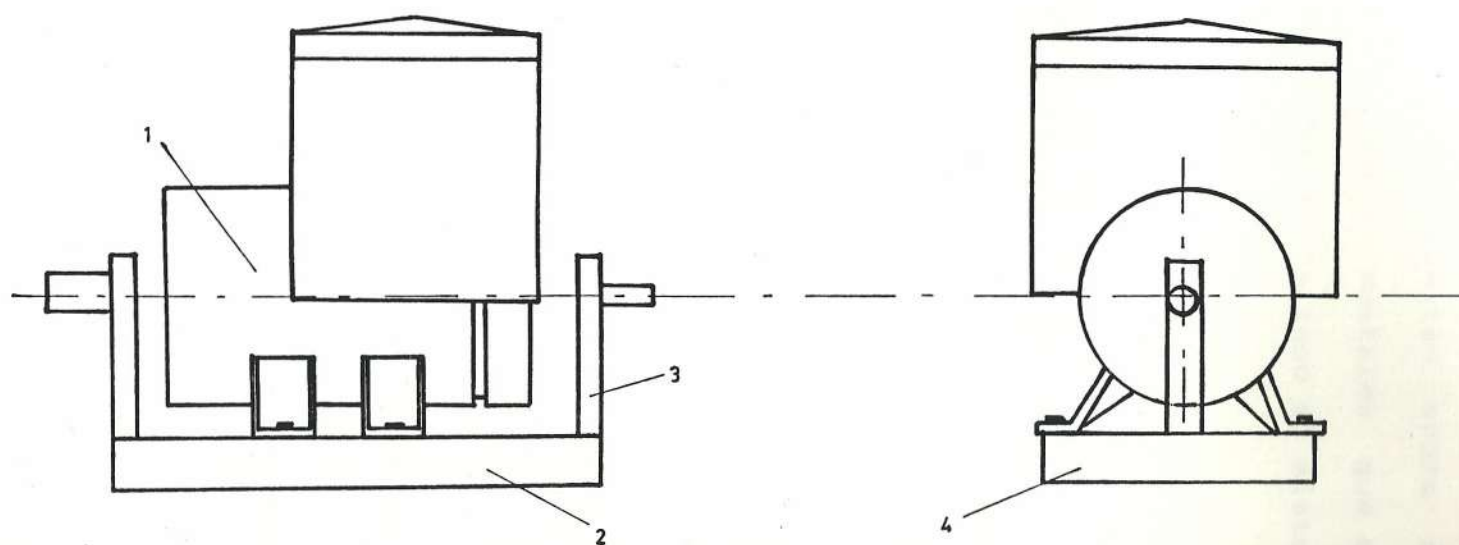


FIGURA Nº 3.23 BASE OSCILANTE DE SOPORTE DE GENERADOR

pivote posterior consiste en un eje macizo. Esto se ilustra en la figura N° 3.24.

Estos pivotes se asientan sobre chumaceras, las cuales se soportan en mástiles que están fijados al piso y son el soporte de todo el sistema.

DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA OSCILANTE.

El peso del generador es de 840 Kg. Aplicando un factor de seguridad de 1.5, dado en la sección 3.3, recomendado para condiciones conocidas de carga, la carga de diseño será:

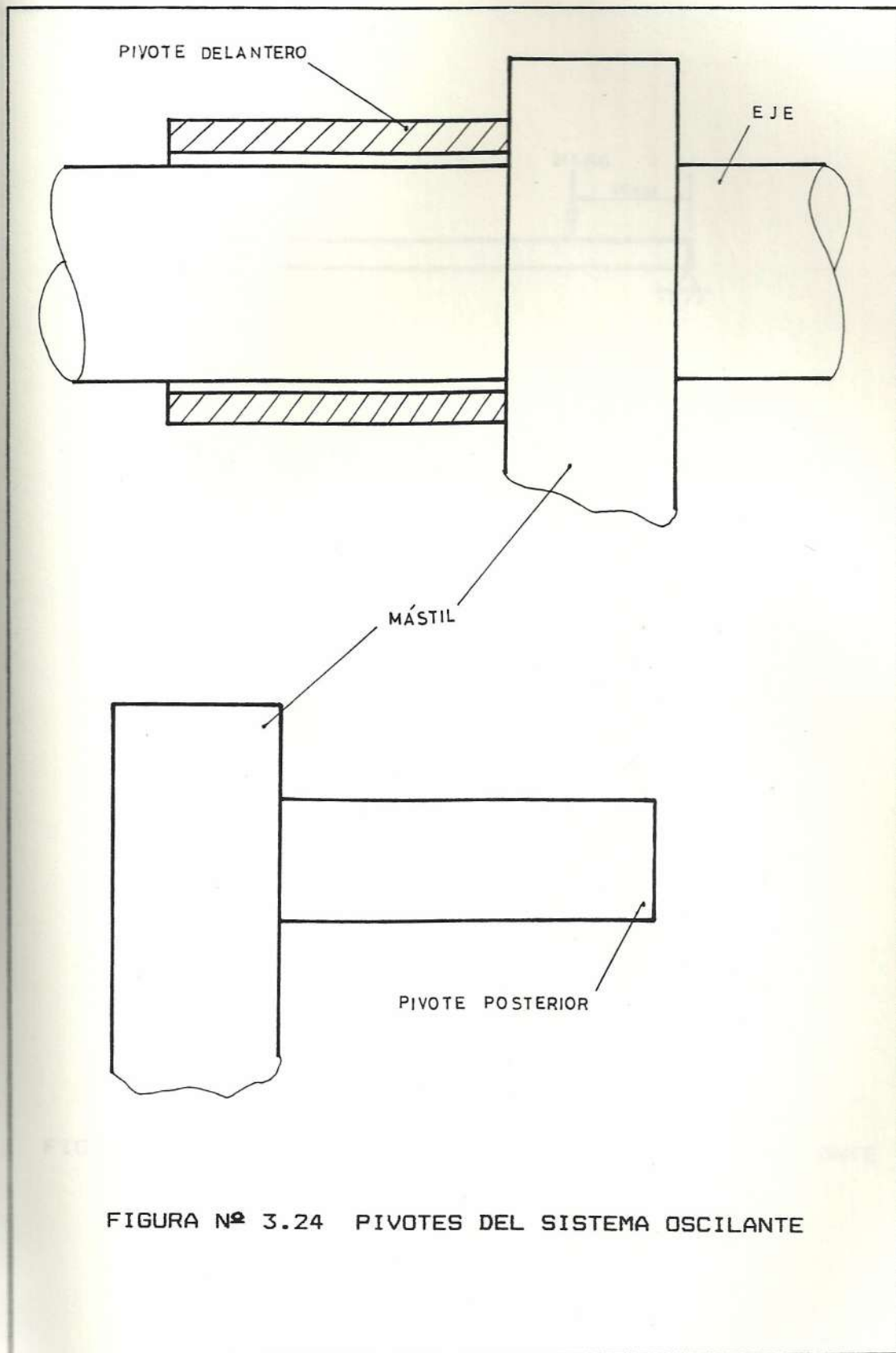
$$\text{Peso} = 840 \times 1.5 = 1260 \text{ Kg}$$

Viga longitudinal.

Este elemento se lo considera como una viga soportada en sus extremos con dos cargas simétricas. Como son dos vigas, cada una soportará $1260/2 = 630$ Kg. Por consiguiente la cargas simétricas serán de $630/2 = 315$ cada una. Esto se indica en la figura N° 3.25.

El momento máximo producido es:

$$M_b = 315 \times 40 = 12600 \text{ Kgcm}$$



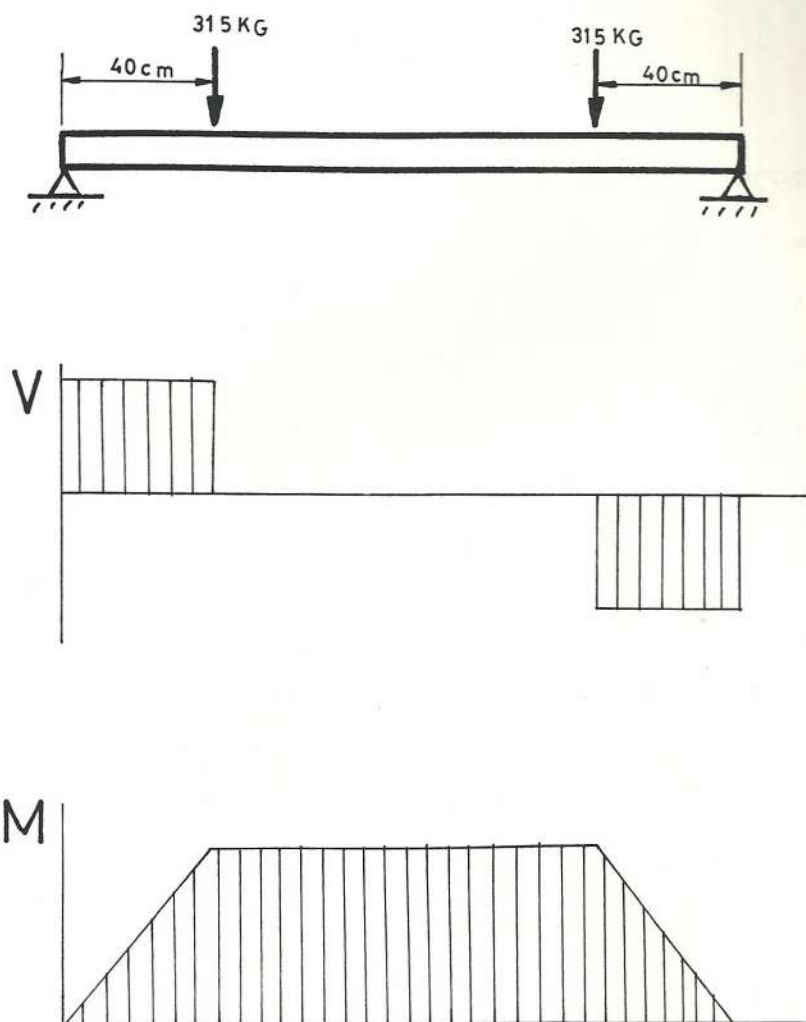


FIGURA Nº 3.25 VIGA LONGITUDINAL DE LA BASE OSCILANTE

Aplicando la ecuación 3.1 y despejando el módulo de sección (I/c):

$$(I/c) = M_b/S_y = 12600/2536 = 5 \text{ cm}^3$$

En la TABLA XVII⁽²⁰⁾, se muestran las propiedades de canales de acero estructural. Se ve en esta tabla, en la columna correspondiente a módulo de sección Z del eje 1-1, que un perfil de 76 x 38 mm es suficiente. Se selecciona el siguiente tamaño (102 x 51 mm), con un ancho de base un poco mayor para dar mayor superficie en donde se va a sentar las bases del generador. De esta manera, para seleccionar un perfil tipo comercial existente en el mercado, de la TABLA VII, se elige un perfil de 100 x 50 x 6 mm.

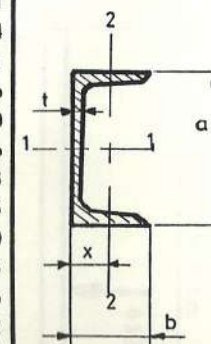
Viga transversal.

Se considera como una viga soportada en sus extremos con una carga central de $1260/2 = 630 \text{ Kg}$. Ver figura N° 3.26. El momento máximo se genera en el centro y es:

$$M = (630 \times 51.6) / 4 = 8127 \text{ Kgcm}$$

El módulo de sección necesario es:

$a \times b$, mm	m	t	A	I_{1-1}	k_{1-1}	Z_{1-1}	I_{2-2}	k_{2-2}	Z_{2-2}	x
76 x 38	6.70	5.1	8.53	74.14	2.95	19.46	10.66	1.12	4.07	1.19
102 x 51	10.42	6.1	13.28	207.7	3.95	40.89	29.10	1.48	8.16	1.51
127 x 64	14.90	6.4	18.98	482.5	5.04	75.99	67.23	1.88	15.25	1.94
152 x 76	17.88	6.4	22.77	851.5	6.12	111.8	113.8	2.24	21.05	2.21
152 x 89	23.84	7.1	30.36	1166	6.20	153.0	215.1	2.66	35.70	2.86
178 x 76	20.84	6.6	26.54	1337	7.10	150.4	134.0	2.25	24.72	2.20
178 x 89	26.81	7.6	34.15	1753	7.16	197.2	241.0	2.66	39.29	2.76
203 x 76	23.82	7.1	30.34	1950	8.02	192.0	151.3	2.23	27.59	2.13
203 x 89	29.78	8.1	37.94	2491	8.10	245.2	264.4	2.64	42.34	2.65
229 x 76	26.06	7.6	33.20	2610	8.87	228.3	158.7	2.19	28.22	2.00
229 x 89	32.76	8.6	41.73	3387	9.01	296.4	285.0	2.61	44.82	2.53
254 x 76	28.29	8.1	36.03	3367	9.67	265.1	162.6	2.12	28.21	1.86
254 x 89	35.74	9.1	45.42	4448	9.88	350.2	302.4	2.58	46.70	2.42
305 x 89	41.69	10.2	53.11	7061	11.5	463.3	325.4	2.48	48.49	2.18
305 x 102	46.18	10.2	58.83	8214	11.8	539.0	499.5	2.91	66.59	2.66



a, b = tamaño
 m = masa/metro (kg/m)
 t = grosor de alma (mm)
 A = area (cm²)

I = momento de inercia (cm⁴)
 k = radio de giro (cm)
 x = distancia centroidal (cm)
 Z = modulo de seccion (cm³)

TABLA XVII PROPIEDADES DE CANALES DE ACERO ESTRUCTURAL

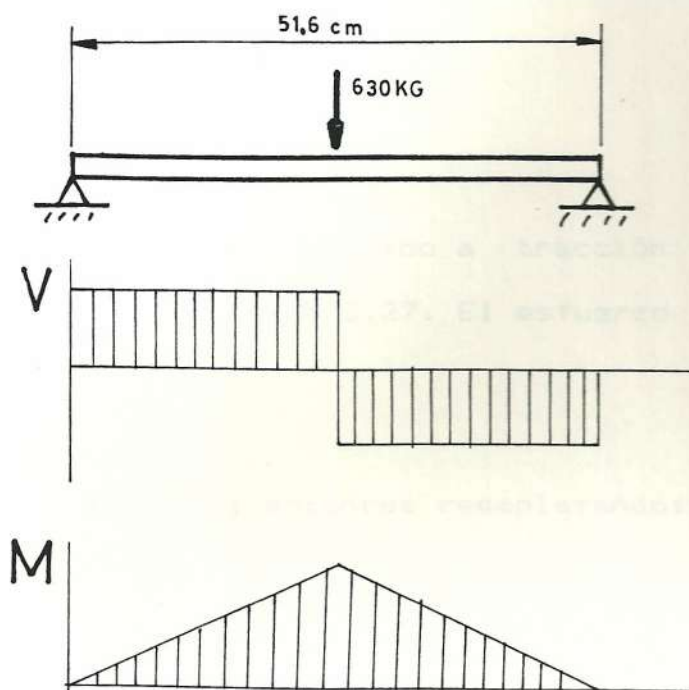


FIGURA Nº 3.26 VIGA TRANSVERSAL DE LA BASE OSCILANTE

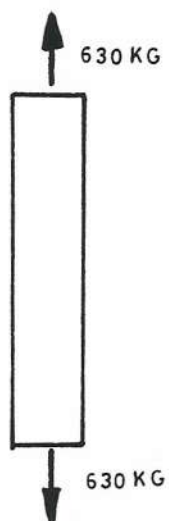


FIGURA Nº 3.27 VIGA VERTICAL DE LA BASE OSCILANTE

$$(I/c) = 8127/2536 = 3.2 \text{ cm}^3$$

Viga vertical.

Este elemento está sometido a tracción tal como se indica en la figura N° 3.27. El esfuerzo de tracción será:

$$\sigma = P/A = S_y ; \text{ entonces reemplazando:}$$

$$630/A = 2536$$

El área necesaria es:

$$A = 0.25 \text{ cm}^2$$

Por consiguiente, para utilizar un solo tamaño de perfil en toda la base, se selecciona el perfil en C de 100 x 50 x 6 mm.

Asiento y mástil-soporte de chumaceras.

Las chumaceras, tanto delantera como posterior, se asientan en una viga de perfil en C, apoyada en sus extremos por dos columnas o mástiles, también de perfiles en C, como se muestra en la figura N° 3.28. La viga se selecciona de dimensiones 100 x 50 x 6 mm.

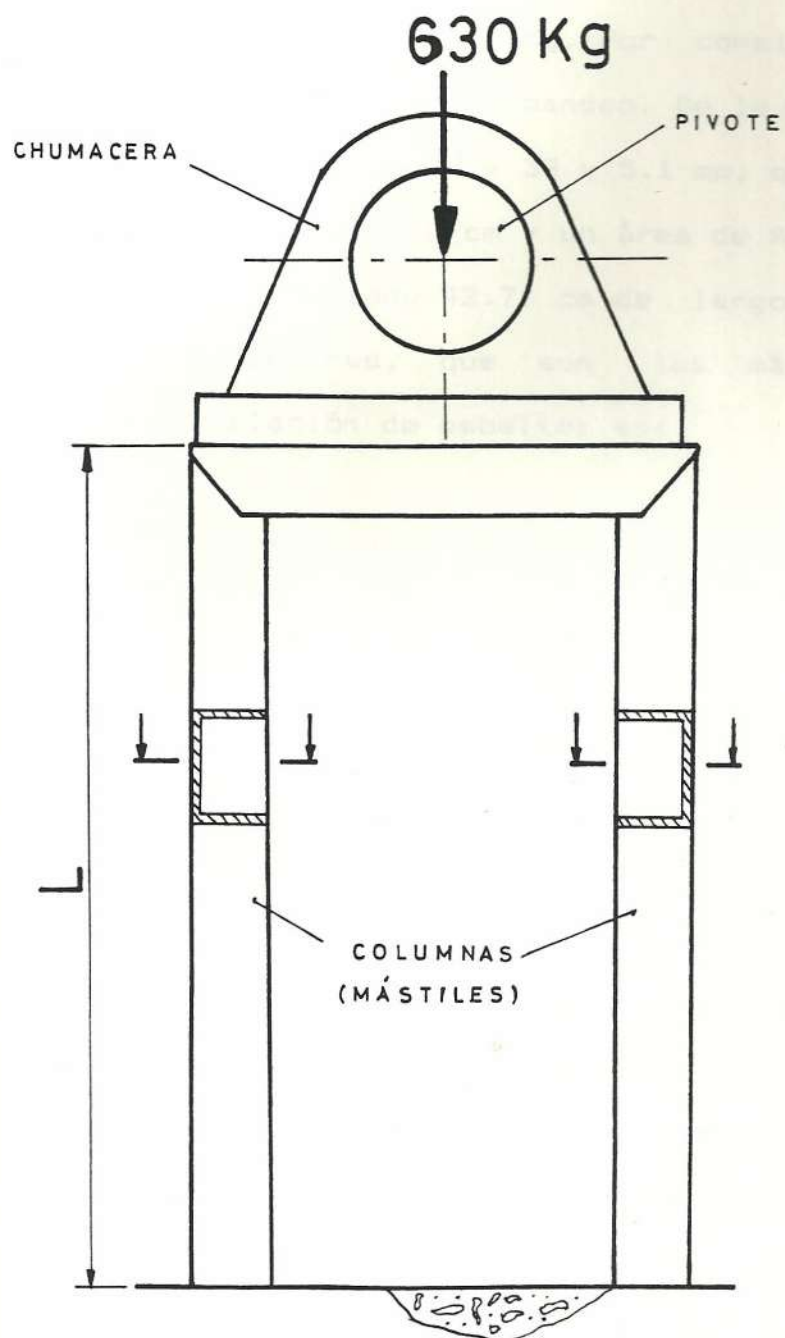


FIGURA Nº 3.28 MASTILES DE SOPORTE DE CHUMACERAS

Cada mástil está sujeto a una carga central de compresión de $630/2 = 315$ Kg. Por consiguiente hay que diseñar la columna por pandeo. De la TABLA XVII, se elige un perfil de $76 \times 38 \times 5.1$ mm, que tiene un radio de giro $K_{gi} = 1.12$ cm y un área de $A = 8.53$ cm². Como cada mástil tiene 42.7 cm de largo (para los mástiles posteriores, que son los más largos), entonces la relación de esbeltez es:

$$(L/K_{gi}) = 42.7/1.12 = 38.13$$

La carga unitaria crítica es:

$$S_{cr} = 315/8.53 = 36.9 \text{ Kg/cm}^2 = 3.6 \text{ Mpa}$$

Vamos a la figura N^o 3.16 y observamos que el punto se localiza muy debajo de la curva correspondiente a acero, por lo tanto el perfil seleccionado no fallará. Para escoger un perfil comercial, de la TABLA VII se selecciona el de $80 \times 40 \times 6$ mm.

Pivote delantero.

Como se indicó anteriormente, este pivote consiste en un tubo de acero estructural. Como el diámetro del eje de acople motor - generador (ver sección 3.8) es de 70 mm, se selecciona un tubo⁽²¹⁾ de 73.7 mm (2.9

pulg) de diámetro interior y 88.9 mm (3.5 pulg) de diámetro exterior, cuya sección transversal es de 19.5 cm² (3.02 pulg²). Despreciando el pequeño efecto de flexión, se considera que está sometido solamente a esfuerzo de corte (ver figura N° 3.29). Por lo tanto, el área necesaria para soportar dicho esfuerzo es:

$$A = \frac{630}{S_{sy}} = \frac{630}{0.577 \times 2536} = 0.43 \text{ cm}^2$$

Por consiguiente, el tubo seleccionado resistirá correctamente.

Pivote posterior.

A diferencia del pivote delantero, este pivote no es necesario que sea hueco. Por conveniencia, se selecciona un eje de 25.4 (1 pulg) de acero SAE 1020 con un $S_y = 2114 \text{ Kg/cm}^2$. La sección transversal es de 5.07 cm² (ver figura N° 3.30). Despreciando la flexión, el esfuerzo de corte será:

$$\tau = 630/5.07 = 124.26 \text{ Kg/cm}^2$$

La resistencia es:

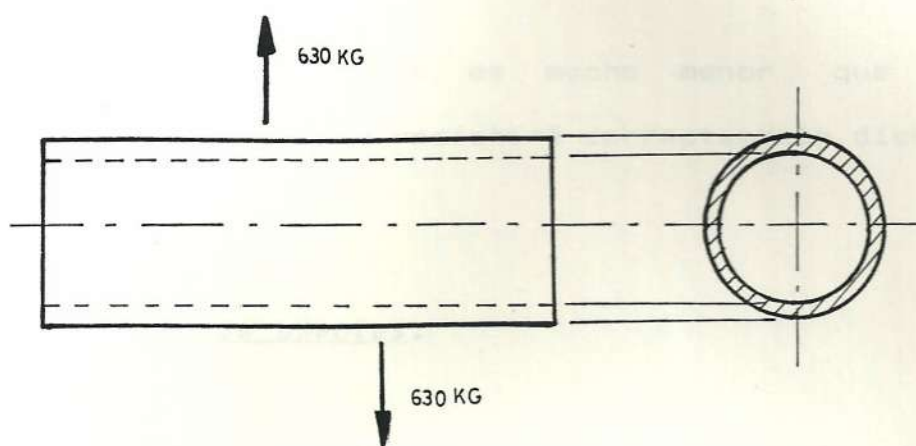


FIGURA Nº 3.29 CARGAS EN EL PIVOTE DELANTERO DE BASE OSCILANTE

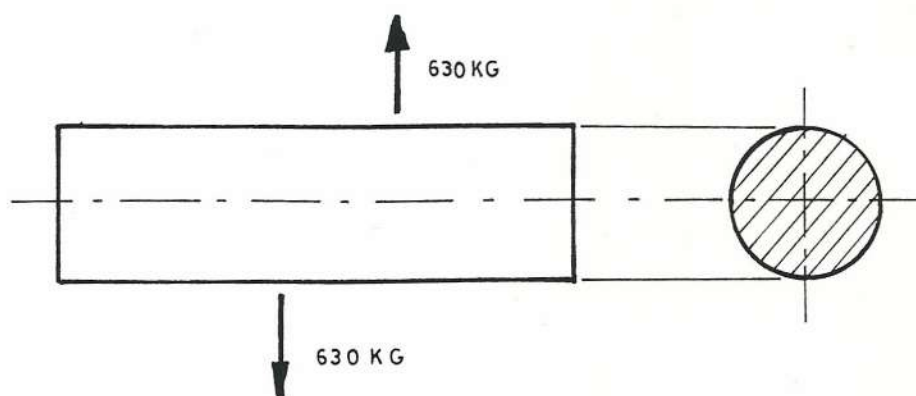


FIGURA Nº 3.30 CARGAS EN EL PIVOTE POSTERIOR DE BASE OSCILANTE

$$S_{sy} = 0.577S_y = 0.577 \times 2114 = 1220 \text{ Kg/cm}^2$$

Puesto que el esfuerzo es mucho menor que la resistencia, el pivote resistirá correctamente dichos esfuerzos.

Empotramiento de pivotes.

Una placa-asiento se suelda entre las alas del perfil que forma el elemento vertical de la base oscilante, y tanto el perfil como la placa, poseen agujero donde atraviesan los pivotes. Por lo tanto, es necesario comprobar si resisten el aplastamiento. El caso crítico se produce en el pivote posterior (ver figura N° 3.31). El diámetro de este es de 2.54 cm (1") y el espesor es 6 mm, lo que resulta un área de:

$$A = 2.54 \times 0.6 = 1.52 \text{ cm}^2$$

La carga de 630 Kg, se reparte entre los dos empotramientos, el del perfil y el de la placa. El esfuerzo de aplastamiento para los dos casos, aplicando un factor de seguridad de 5, con la carga de $630/2 = 315$ Kg, es

$$\sigma = (315 \times 5)/1.52 = 1036 \text{ Kg/cm}^2$$

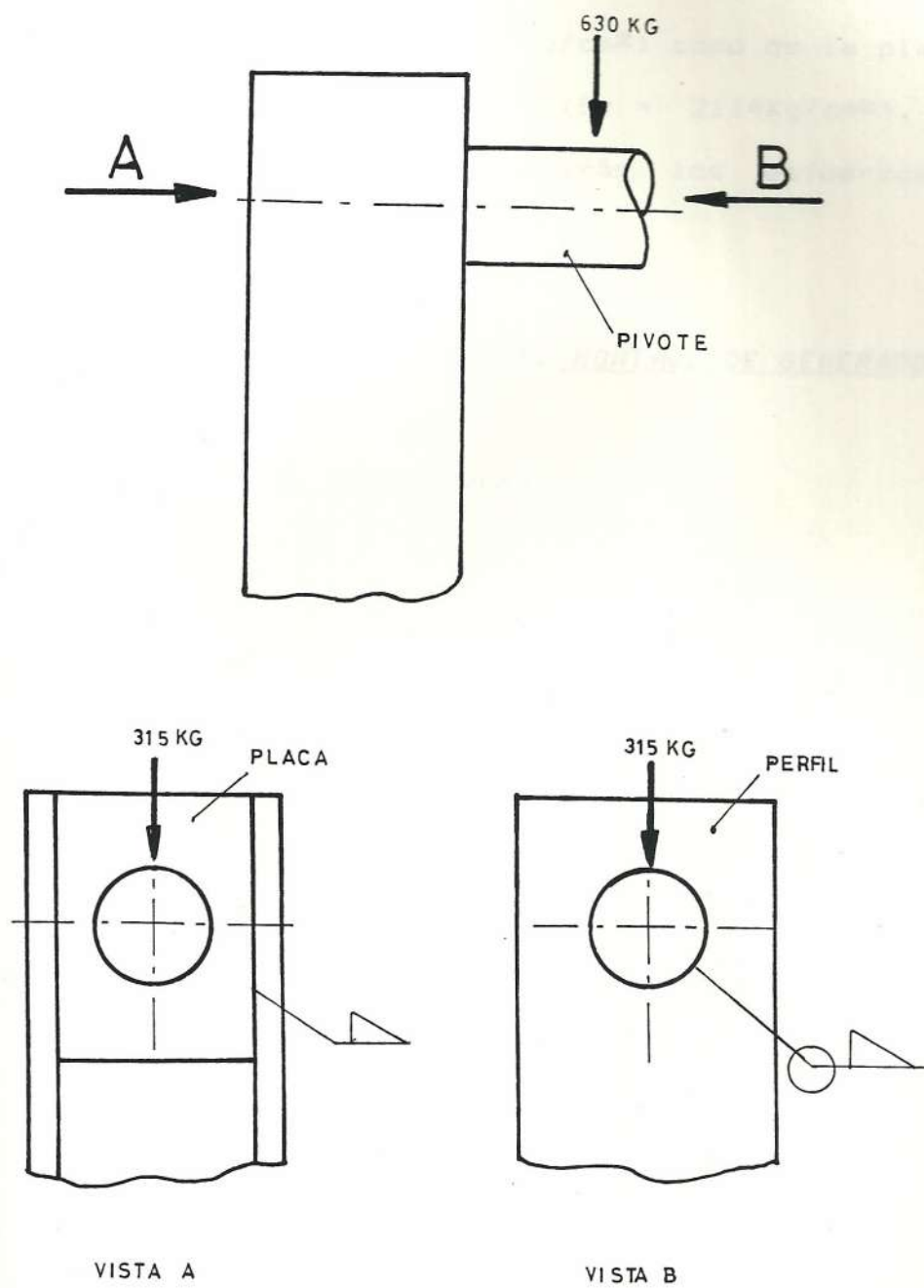


FIGURA Nº 3.31 EMPOTRAMIENTO DE PIVOTES

Este valor es menor a las resistencias a la fluencia tanto del perfil ($S_y = 2536 \text{ Kg/cm}^2$) como de la placa, la cual es de acero SAE 1020 ($S_y = 2114 \text{ Kg/cm}^2$). Por tanto ambos elementos resistirán los esfuerzos de aplastamiento.

DISEÑO DE UNIONES SOLDADAS DEL MONTAJE DE GENERADOR.

Viga longitudinal y transversal.

Esta unión está sometida a esfuerzos de flexión y corte, tal como se indica en la figura N° 3.32. El momento de flexión es:

$$M = 630 \times (51.6/2) = 16254 \text{ Kgcm}$$

De la TABLA XII obtenemos el área de garganta:

$$A = 0.707 h(2b+d) = 0.707h(2 \times 4.4 + 8.8) = 12.44h \text{ cm}^2$$

De la TABLA XII y aplicando la ecuación 3.11., obtenemos el segundo momento de área del grupo de juntas que forman la unión:

$$I = 0.707h[(8.8^2/12)((6 \times 4.4) + 8.8) + 166.1h \text{ cm}^4$$

El esfuerzo de flexión es:

$$\sigma = \frac{16254 \times 4.4}{166.1 h} = 430.6/h$$

El esfuerzo de corte es:

$$\tau = \frac{630/2}{12.44 h} = 25.3/h \text{ Kg/cm}^2$$

Aplicando la ecuación 3.10, el esfuerzo equivalente es:

$$\sigma' = [(430.6/h)^2 + 3 \times (25.3/h)^2]^{0.5}$$

$$\sigma' = 432.8/h$$

Aplicando la energía de distorsión y con un factor de seguridad de 5, tenemos:

$$\frac{432.8}{h} = \frac{0.577 \times 3520}{5}$$

$$h = 1.06 \text{ cm} = 10.6 \text{ mm}$$

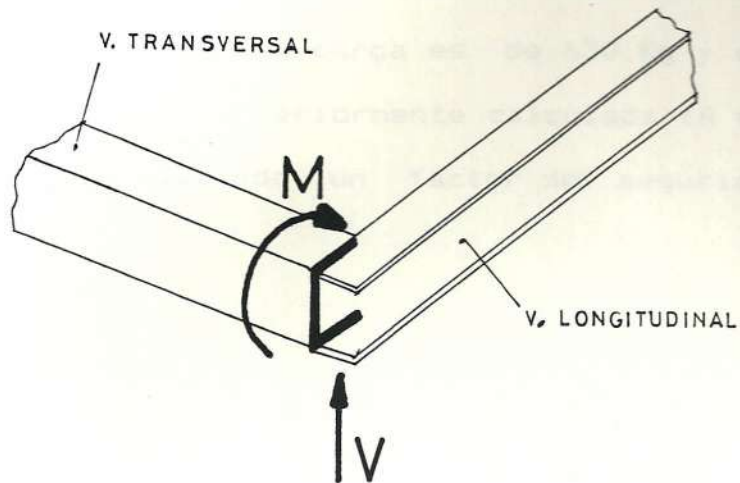


FIGURA Nº 3.32 UNION SOLDADA ENTRE VIGA LONGITUDINAL Y
TRANSVERSAL DE BASE OSCILANTE

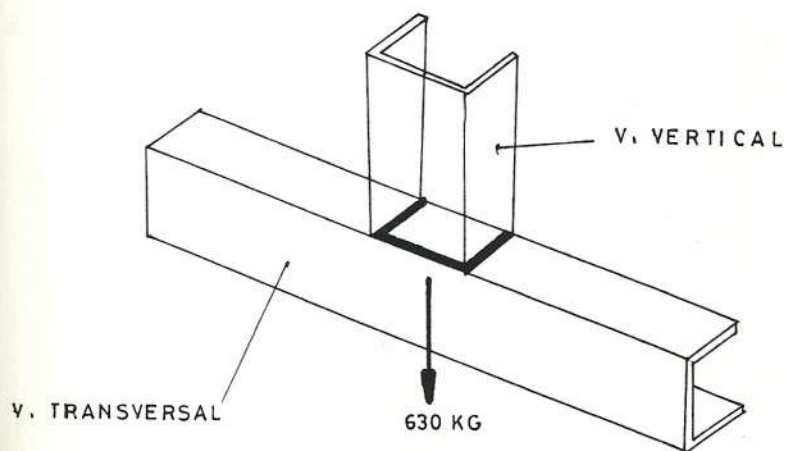


FIGURA Nº 3.33 UNION SOLDADA ENTRE VIGA TRANSVERSAL Y
VERTICAL DE BASE OSCILANTE

Viga transversal y vertical.

En la figura N° 3.33 se muestra este esquema. Se trata de una junta de filete sometida a esfuerzo axial de tensión. La carga es de 630 Kg y el área es la misma que la anteriormente calculada ($A = 12.44h$). Entonces, utilizando un factor de seguridad de 5, tenemos:

$$\frac{3520}{5} = \frac{630}{12.44h}$$

$$h = 0.07 \text{ cm} = 0.7 \text{ mm}$$

3.7.1 SISTEMA DE ACOPLER MOTOR - GENERADOR.

El sistema de acople que posee el generador CAT SR4 es de acople directo, por medio de eje guía y discos flexibles que absorben el impacto torsional y que son empernados al volante de inercia del motor CAT 3304. En esta tesis, se diseña un sistema de acople motor - generador consistente en un eje macizo de acero, dividido en dos tramos unidos mediante un acople flexible, a fin de amortiguar el impacto

torsional producido al variar la carga. Por lo tanto, se diseña una brida similar a la brida con eje guía del generador, pero reemplazando dicho eje guía con el eje de transmisión, el cual será diseñado en la sección 3.8.

La brida consiste en una placa de acero SAE 1020, cortada circularmente al mismo diámetro y del mismo espesor que la brida original. Se taladran agujeros para los pernos que sujetan la brida al rotor del generador. En el centro se taladra un agujero del mismo diámetro del eje, para insertar el mismo a presión y luego de ser centrado correctamente se lo suelda a la brida. Además, para mayor seguridad, se añade una chaveta en dicha unión. El otro extremo de este eje (eje posterior), se acopla a una de las caras del acople flexible, por medio de una chaveta, la cual está fijada con un prisionero tipo "Allen". Esto se presenta en los apéndices.

El otro tramo de eje (eje anterior), conecta la otra cara del acople flexible con el eje motriz de la caja de cambios, el cual posee una brida para ser acoplada al árbol de transmisión (cardán ó propulsor) del vehículo.

Por consiguiente, se diseña una brida, consistente en una placa de acero SAE 1020, en la que se taladran los agujeros para los pernos y en su centro se taladra un agujero en el cual se inserta el eje y se lo suelda a la brida. Tal como en la brida del generador, se añade una chaveta para reforzar la junta soldada.

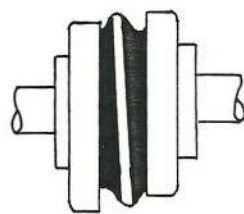
3.7.2 SELECCION DEL ACOUPLE.

Como se trata de un sistema en el que intervienen motores de combustión interna, la carga va a ser variable. Por lo tanto, se requiere que el acople sea flexible para amortiguar los impactos torsionales en el eje. Además, como va a estar sujeto a ensamblajes cada vez que se monte un motor, pueden existir ciertos desalineamientos mínimos. El acople seleccionado permite 4 clases desalineamientos, las cuales se indican en la figura N° 3.34.

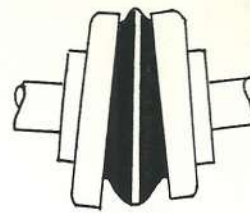
Se trata de un acople flexible marca "MARTIN" tipo "QUADRA - FLEX". El par máximo del motor es de 32.5 Kgm, que multiplicado por la máxima relación de engranes (2.557), nos dá un par de:

$$M_t = 32.5 \times 2.557$$

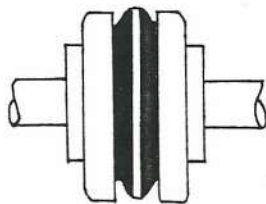
$$= 83.1 \text{ Kgm} = 8310 \text{ Kgcm} (7197 \text{ lbpulg})$$



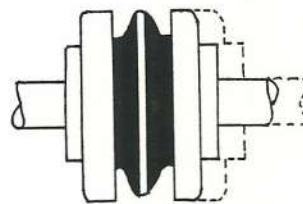
PARALELO



ANGULAR



TORSIONAL



AXIAL

FIGURA Nº 3.34 TIPOS DE DESALINEAMIENTOS PERMITIDOS EN
LOS ACOPLER "MARTIN"

El factor de servicio⁽²²⁾ recomendado por MARTIN para este tipo de acople con aplicación a "generadores con carga variable, accionados por motores reciprocantes", es 2. Por lo tanto, el valor del par necesario para seleccionar el acople será de :

$$\begin{aligned} M_t &= 8310 \times 2 \\ &= 16620 \text{ Kgcm } (14395 \text{ lbpulg}) \end{aligned}$$

Utilizando la TABLA XVIII, la cual está en unidades inglesas, busco el acople que soporte el torque de (14395 lbpulg). Este valor está entre (11350 y 18000 lbpulg), que corresponden a los acoples N° 10 y 11 respectivamente. Por tanto, escojo el N° 11, que permite aplicar un torque de (18000 lbpulg) y una velocidad máxima de 3600 rpm. Este acople posee el elemento flexible de caucho clase HYTREL.

3.8 DISEÑO DEL EJE DE ACOPLER.

El eje va a estar sometido a esfuerzos de torsión y flexión combinados, puesto que ambos tramos (anterior y posterior) del eje trabajarán como una viga en voladizo, con el un extremo empotrado en la brida (ya

TAMAÑO DE ACOPLE	TIPO DE ELEMENTO FLEXIBLE	HP POR RPM DADAS					TORQUE MAXIMO (LB. PULG.)	FACTOR DE RIGIDEZ TORSIONAL (LB PULG.)	RPM MAXIMA
		100	860	1160	1750	3500			
3 *	HYTREL	---	---	---	---	---	---	---	---
4 *	HYTREL	---	---	---	---	---	---	---	---
5 *	HYTREL	---	---	---	---	---	---	---	---
6	HYTREL	2.9	25.0	33.0	50.0	100.0	1800	10000	6000
7	HYTREL	4.6	39.0	53.0	80.0	160.0	2875	20000	5250
8	HYTREL	7.2	62.0	84.0	126.0	252.0	4530	30000	4500
9	HYTREL	11.4	98.0	132.0	200.0	400.0	7200	47500	3750
10	HYTREL	18.0	155.0	209.0	315.0	630.0	11350	100000	3600
11	HYTREL	28.6	246.0	331.0	500.0	1000.0	18000	125000	3600
12	HYTREL	50.0	430.0	580.0	875.0	---	31500	225000	2800
13	HYTREL	75.0	645.0	870.0	1312.0	---	47268	368900	2400
14	HYTREL	115.0	986.0	1334.0	2013.0	---	72480	593250	2200

TABLA XVIII TABLA PARA SELECCION DE ACOPLES " MARTIN "

sea brida de caja o de generador) y el otro soporta la mitad del peso del acople flexible. Esto se muestra en la figura N° 3.35. El momento de flexión máximo (para el tramo porterior, que es el más largo) será:

$$M_b = 8 \times 25 = 200 \text{ Kgcm}$$

El momento de torsión, según lo establecido en la sección 3.3 de este capítulo, tomando en cuenta el factor de seguridad adecuado, es $M_t = 124.8 \text{ Kgm}$ (12480 Kgcm). El código ASME sugiere una ecuación para ejes sometidos a torsión y flexión combinados, introduciendo factores de choque y fatiga⁽²³⁾:

$$d^3 = (16/\pi S_s) \times [(K_b \times M_b)^2 + (K_t \times M_t)^2]^{0.5} \quad (3.14)$$

Donde:

d = diámetro del eje.

S_s = esfuerzo permisible.

K_b = factor combinado de choque y fatiga,
aplicado al momento flector.

K_t = factor combinado de choque y fatiga
aplicado al momento de torsión.

M_b = momento de flexión.

M_t = momento de torsión.

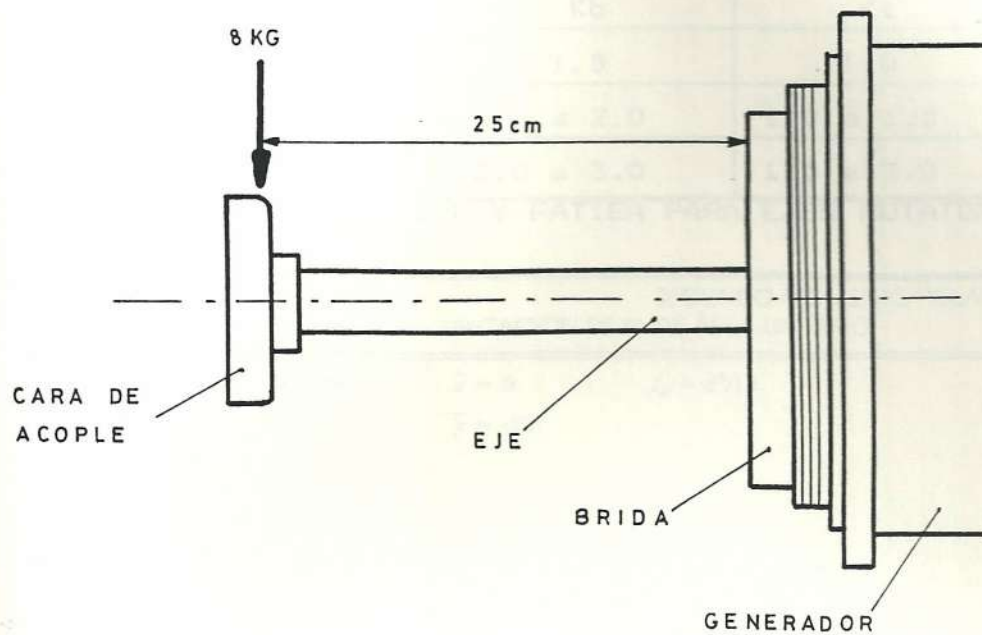


FIGURA Nº 3.35 CARGAS EN EL EJE DE ACOPLE POSTERIOR

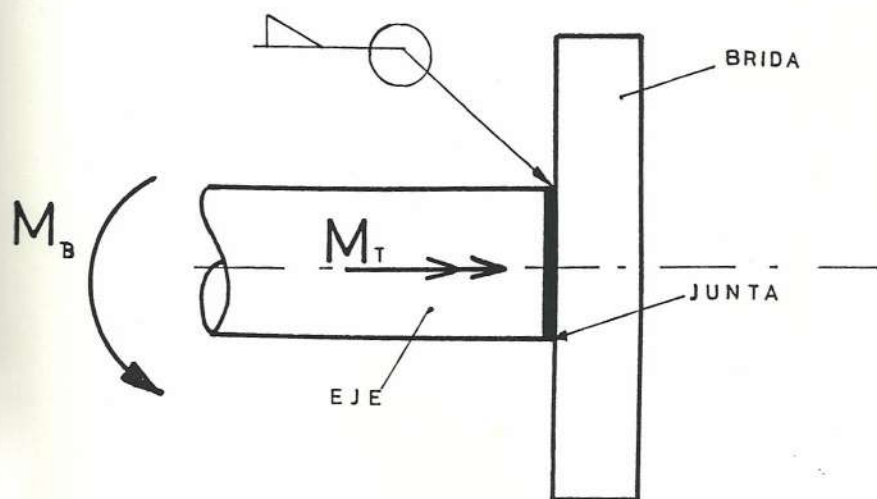


FIGURA Nº 3.36 UNION SOLDADA ENTRE EJE Y BRIDA

TIPO DE CARGA	Kb	Kt
APLICADA GRADUALMENTE	1.5	1.0
CHOQUE MENOR	1.5 a 2.0	1.0 a 1.5
CHOQUE FUERTE	2.0 a 3.0	1.5 a 3.0

TABLA XIX FACTORES DE CHOQUE Y FATIGA PARA EJES ROTATORIOS

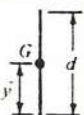
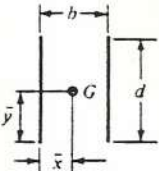
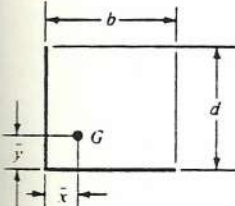
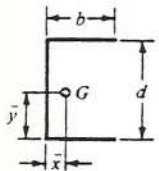
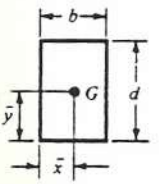
SOLDADURA	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO POLAR DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$A = 1.414\pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

TABLA XX PROPIEDADES A LA TORSION DE JUNTAS SOLDADAS DE FILETE

Los valores de K_b y K_t para ejes en rotación, están dados en la TABLA XIX⁽²⁴⁾. Para obtener un diseño más seguro (el eje sufrirá impactos torsionales al variar la carga del generador), se ha considerado "choque fuerte". Los valores seleccionados de esta tabla son:

$$K_b=2$$

$$K_t=2.5.$$

El esfuerzo permisible S_s recomendado por la ASME⁽²⁵⁾, es del 30% de la resistencia de fluencia para ejes sin cuñero. Si existe cuñero, como en el presente caso, este valor debe reducirse en 25%. El eje es de acero SAE 1018, con una resistencia de fluencia de 2242 Kg/cm². Por tanto S_s será:

$$S_s = 2242 \times 0.30 \times 0.75 = 504.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.14:

$$d^3 = (16/504.5\pi) \times [(2 \times 200)^2 + (2.5 \times 12480)^2]^{0.5}$$

$$d = 6.8 \text{ cm} = 68 \text{ mm}$$

El tamaño de eje comercial más cercano es de 70 mm, por lo tanto se selecciona un eje de este diámetro.

Ahora hay que verificar si la velocidad crítica del eje está cerca o lejos de las velocidades de operación. El momento de inercia del eje es:

$$I = (\pi/4) \times d^4 = (\pi/4) \times 7^4 = 117.9 \text{ cm}^4$$

Como el eje se asemeja a una viga en voladizo, la deformación máxima es:

$$\delta = \frac{P \times L^3}{3 \times E \times I} = \frac{8 \times 25^3}{3 \times 2.11 \times 10^6 \times 117.9}$$

$$\delta = 1.67 \times 10^{-4} \text{ cm}$$

La velocidad crítica, en base a esta deformación viene dada por⁽²⁶⁾:

$$\omega_c = (g/\delta)^{0.5} = (981/1.67 \times 10^{-4})^{0.5} = 2423.7 \text{ rad/seg}$$

$$\text{O también: } \omega_c = 23145 \text{ rpm}$$

La velocidad crítica está muy por encima de las velocidades de operación, por consiguiente no va a existir resonancia en el sistema.

Cálculo de la unión soldada entre el eje y la brida.

Esta unión consiste en una junta de filete soldada en toda la circunferencia del eje, tal como se muestra en la figura N° 3.36. Esta junta está sometida a un momento de torsión máximo de $M_t = 12480 \text{ Kgcm}$ y un momento de flexión $M_b = 200 \text{ Kgcm}$.

En la TABLA XX⁽²⁷⁾ se muestran las propiedades a la torsión de las juntas soldadas de filete. De esta tabla, el segundo momento polar de área unitario es:

$$J_u = 2 \pi \times 3.5^3 = 269.4 \text{ cm}^3$$

El segundo momento polar de área de la junta es:

$$J = 0.707h \times J_u = 0.707h \times 269.4 = 190.5h \text{ cm}^4$$

El esfuerzo de corte en la junta será:

$$\tau = \frac{M_t \times r}{J} = \frac{12480 \times 3.5}{190.5h} = 229.3/h \text{ Kg/cm}^2$$

De la TABLA XII y aplicando la ecuación 3.11, el segundo momento de área es:

$$I = 0.707h \times (\pi \times 3.5^3) = 95.2h \text{ cm}^4$$

El esfuerzo de flexión es: $\sigma = \frac{M}{I}$

$$\sigma = \frac{200 \times 3.5}{95.2h} = 7.4/h \text{ Kg/cm}^2$$

De la ecuación 3.10, el esfuerzo equivalente es:

$$\sigma' = [(7.4/h)^2 + 3 \times (229.3/h)^2]^{0.5} = 397.2/h \text{ Kg/cm}^2$$

Aplicando la teoría de la energía de distorsión y un factor de seguridad de 5:

$$\frac{397.2}{h} = \frac{0.577 \times 3520}{5}$$

Entonces:

$$h = 0.98 \text{ cm} = 9.8 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

En este cálculo no se ha considerado la cuña de refuerzo entre el eje y la brida. Este tamaño de junta calculado es, tanto para la brida de acople al generador como para la brida de acople a la caja de cambios, anteriormente descritas.

3.9 SELECCION DE LAS CHUMACERAS QUE SOPORTAN LOS PIVOTES DEL SISTEMA OSCILANTE.

Chumacera delantera.

Esta chumacera debe tener 88.9 mm (3.5 pulg) de diámetro de eje, que es el diámetro exterior del tubo - pivote. La carga que soportará será solamente radial y la velocidad de operación es mínima, puesto que el eje solo va a oscilar y permanecer estacionario. Por consiguiente, utilizamos el mínimo valor (50 rpm) en las tablas de selección. Se selecciona una vida mínima requerida de 2500 horas.

En la figura N° 3.37 '28' se presenta un gráfico de factores de servicio recomendados para chumaceras marca "SEALMASTER", para diferentes condiciones de carga y valores de vida mínima requerida. Localizamos en la parte superior del gráfico la vida mínima requerida de 2500 horas y bajamos hasta intersectar la línea correspondiente a "carga estable". Luego, a la izquierda localizamos el factor de servicio requerido, el cual resulta ser de 1.7. Por consiguiente, el valor de la carga radial corregida es:

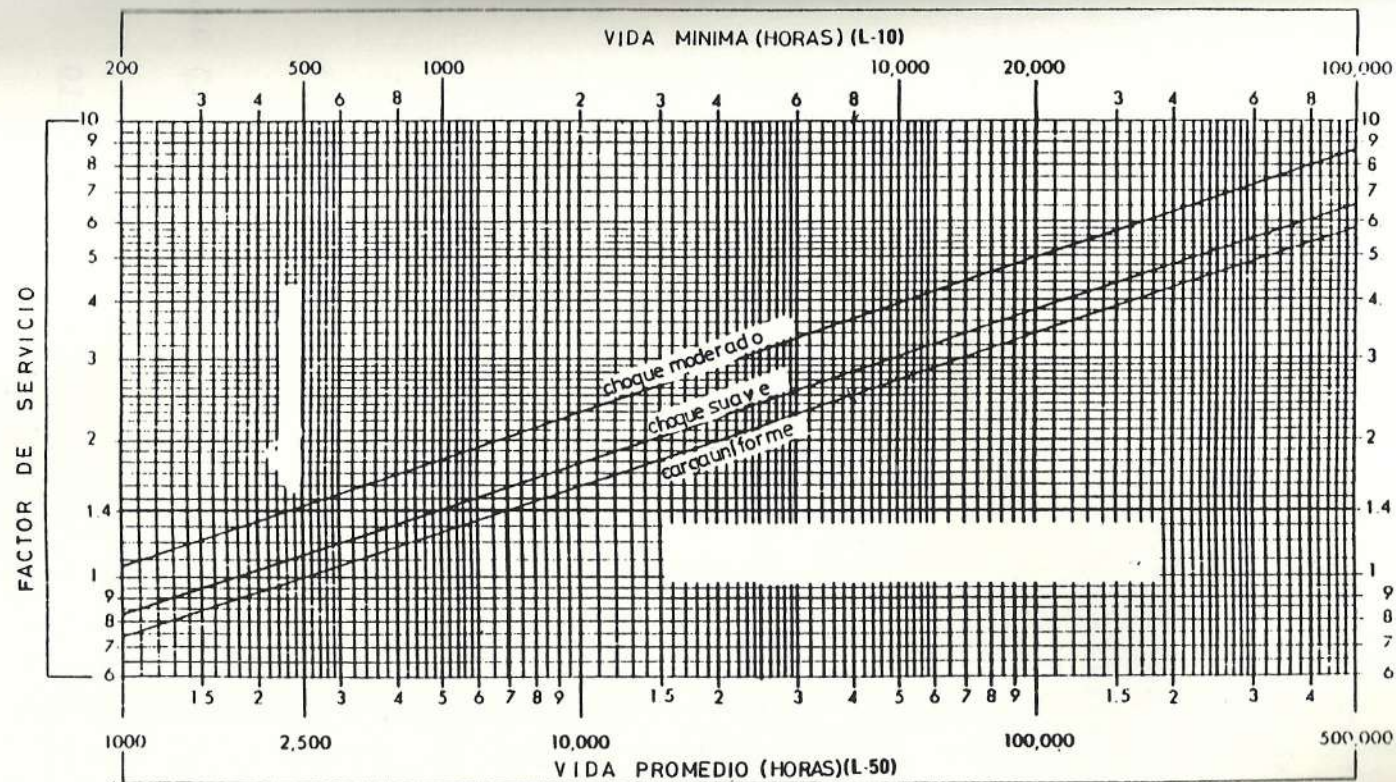


FIGURA Nº 3.37 FACTORES DE SERVICIO PARA CHUMACERAS
" SEALMASTER "

$$630 \times 1.7 = 1071 \text{ Kg (2356.2 lb)}$$

De la TABLA XXI⁽²⁹⁾, vemos que para la chumacera más aproximada (80mm), la carga a 50 rpm es de 6400 Kg (14080 lb), la cual es mucho mayor que la carga radial corregida. Por consiguiente, esta resistirá dicha carga. La chumacera seleccionada es la MP - 56 (ver figura N° 3.38 y TABLA XXII⁽³⁰⁾).

Chumacera posterior.

Esta chumacera tiene las mismas condiciones de funcionamiento que la delantera a excepción de que el diámetro del eje es de 25.4 mm (1 pulg), por lo tanto, vamos directamente a la TABLA XXI y comprobamos que la chumacera para el diámetro requerido tiene una capacidad de carga de 1431.8 Kg (3150 lb) y por consiguiente resistirá la carga radial corregida. El modelo seleccionado es MP - 16 y se muestra en la figura N° 3.38 y TABLA XXII.

3.10 CIMENTACION DE SOPORTE DEL BANCO.

DISEÑO DEL LARGO Y ANCHO DE LA CIMENTACION.

La cimentación a diseñarse deberá soportar todo el banco, el cual se compone básicamente de dos

Ø EJE	50 RPM	100 RPM	250 RPM	500 RPM	750 RPM	1000 RPM	1200 RPM	1500 RPM	2000 RPM	2400 RPM	3000 RPM	3600 RPM	4200 RPM	5000 RPM	5500 RPM	8000 RPM
1 1/8"	3150	2500	1840	1460	1275	1155	1090	1015	918	867	803	757	718	678	620	580
30 mm- 1 1/8"	4080	3235	2380	1895	1655	1500	1415	1315	1200	1120	1043	980	932	879	806	x
35 mm- 1 1/8"	5080	4035	2975	2360	2060	1875	1765	1635	1490	1400	1299	1225	1161	1095	1004	x
40 mm- 1 1/2"	5820	4620	3395	2700	2370	2140	2080	1870	1698	1600	1486	1400	1328	1253	x	x
45 mm- 1 1/2"	5820	4620	3395	2700	2370	2140	2080	1870	1698	1600	1486	1400	1328	1253	x	x
50 mm- 1 1/2"	6600	5240	3830	3065	2675	2430	2290	2125	1925	1815	1687	1595	1508	1423	x	x
55 mm- 2"	7980	6330	4670	3700	3235	2950	2765	2565	2340	2195	2036	1916	1820	x	x	x
65 mm- 2 1/8"	10040	7970	5880	4670	4007	3700	3475	3235	2935	2765	2570	x	x	x	x	x
70 mm- 2 1/8"	11044	8767	6470	5137	4408	4070	3823	3560	3230	3042	2827	x	x	x	x	x
2 1/8"	12920	10240	7570	6000	5250	4770	4480	4170	3780	3535	x	x	x	x	x	x
80 mm- 3 1/8"	14080	11180	8240	6540	5720	5190	4880	4530	4120	3880	x	x	x	x	x	x
3 1/8"	15530	12320	9080	7200	6300	5725	5380	5000	4540	x	x	x	x	x	x	x
100 mm- 4"	20050	15900	11750	9300	8130	7400	6950	6450	x	x	x	x	x	x	x	x
4 1/8"	26125	20680	15270	12100	10560	9594	9020	x	x	x	x	x	x	x	x	x

TABLA XXI CAPACIDAD DE CARGA PARA CHUMACERAS "SEALMASTER"

(Basada en una vida promedio de 2500 horas)

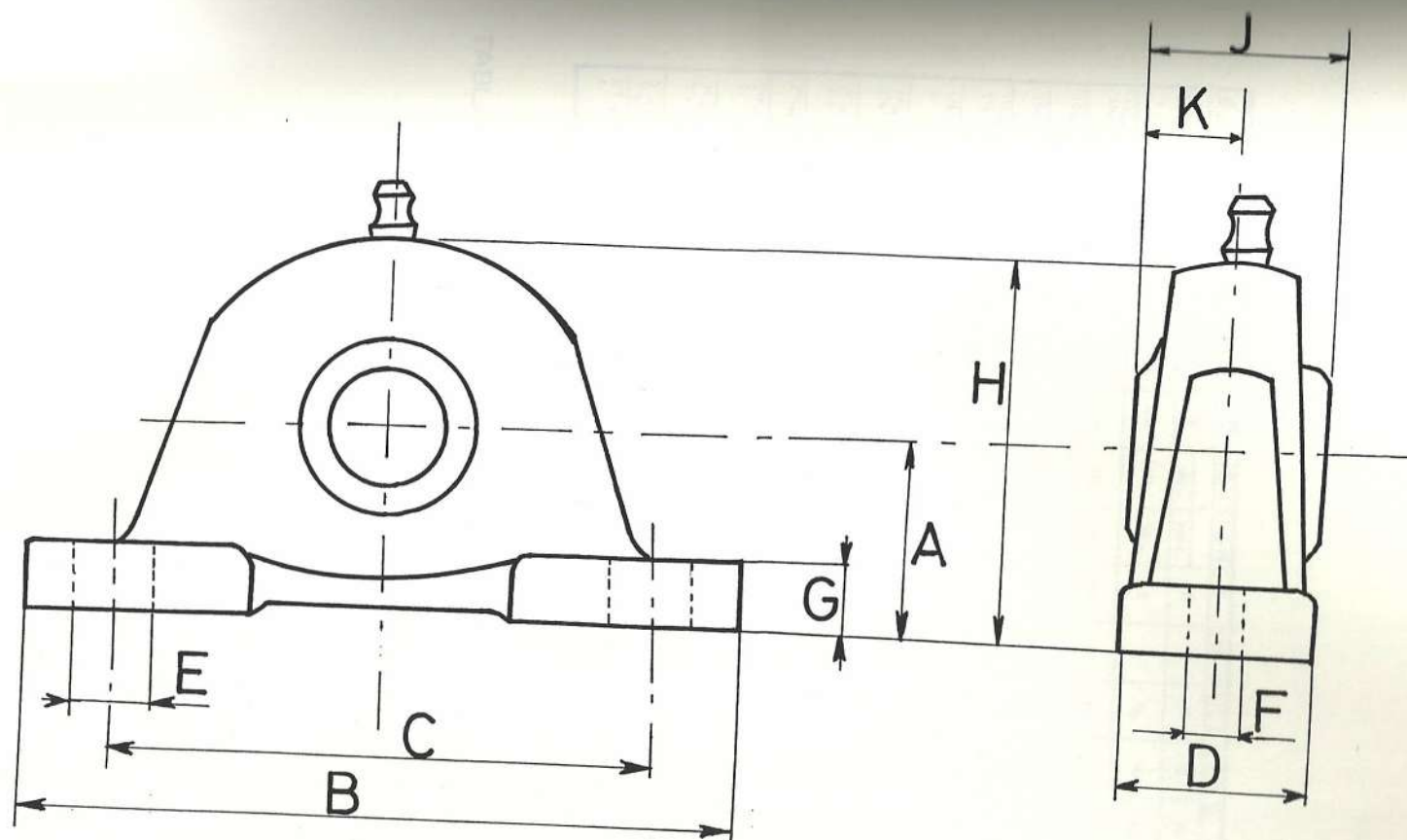


FIGURA Nº 3.38 DIMENSIONES DE CHUMACERAS " SEALMASTER "
(Refiérase a la TABLA XXII)

Ø EJE In. MM	MOD.	Insert No.	DIMENSIONES EN PULGADAS											Perno (pulg)	PESO (LB)
			A	B	C		D	E	F	G	H	J	K		
					Min.	Max.									
1 1/16 1 25	MP-15 MP-16 MP-305	3-015 3-1 5305	1 1/4	6 1/4	4 1/16	5 1/16	2	1	1/16	1/8	3 1/16	1 1/2	7/8	1/2	4.0
1 1/4 1 1/4 30	MP-19 MP-20 MP-306	3-13 2-14 5306	1 1/4	6 1/4	4 1/2	5 1/2	2 1/4	1	1/16	1 1/16	3 1/16	1 1/16	1	1/2	5.4
1 1/2 1 1/2 35	MP-23 MP-307	3-17 5307	2 1/4	8	5	6 1/4	2 1/4	1 1/16	1/16	1/4	4 1/16	1 1/16	1 1/16	1/2	6.8
1 3/4 1 3/4 40	MP-24 MP-308	3-18 5308	2 3/4	8 1/4	5 1/2	6 1/4	2 1/4	1 1/4	1 1/16	1 1/16	4 1/16	1 1/16	1 1/16	3/8	9.0
1 7/8 1 7/8 45	MP-27 MP-28 MP-309	3-111 3-112 5309	2 3/4	8 1/4	5 7/16	6 13/16	2 1/4	1 1/16	1 1/16	1 1/16	4 1/8	2 1/32	1 1/32	3/8	9.5
2 1/16 2 50	MP-31 MP-32 MP-310	3-115 2-2 5310	2 1/2	9 1/2	5 15/16	7 1/16	2 1/4	1 1/16	1 1/16	3/8	5 1/32	2 1/16	1 1/16	3/8	11.7
2 1/4 2 1/4 55	MP-35 MP-36 MP-311	3-23 2-24 5311	2 1/4	10 1/4	6 1/16	7 15/16	3 1/8	1 1/16	1 1/16	1 1/16	5 1/8	2 1/16	1 1/16	3/4	16.2
2 7/8 2 7/8 65	MP-39 MP-40 MP-313	3-27 3-28 5313	3	11 1/4	7 1/4	8 1/8	3 1/4	1 1/8	1 1/16	1 1/16	6 1/4	2 3/4	1 15/16	3/4	21.5
2 11/16 2 11/16 70	MP-43 MP-314	3-211 5314	3 1/2	13	7 1/4	10 1/8	3 1/2	2	1 1/16	1 1/8	7	3 1/4	1 3/4	7/8	29.2
2 15/16 3 75	MP-47 MP-48 MP-315	3-215 3-3 5315	3 1/2	13	7 1/4	10 1/8	3 1/2	2	1 1/16	1 1/4	7 1/4	3 1/4	1 15/16	7/8	31.5
3 1/16 3 1/4 80	MP-51 MP-52 MP-316	3-33 2-34 5316	4	15	9 15/16	12 1/16	4	2 1/16	1 1/16	1 1/4	8	3 3/4	2 1/32	7/8	44.1
3 1/8 3 1/2 85	MP-55 MP-56	3-37 2-38	4	15	9 1/8	12 1/8	4 1/8	2 1/8	1 1/16	1 1/16	8 1/4	3 25/32	2 1/32	7/8	47.8
3 15/16 4 100	MP-63 MP-64 MP-320	3-315 3-4 5320	5	17	11 1/4	14 1/4	4 1/4	2 1/2	1 1/8	1 1/16	10	4 1/8	2 11/16	1	73.2

TABLA XXII VALORES DE DIMENSIONES DE CHUMACERAS

"SEALMASTER". (Ver figura N° 3.38)

estructuras: la base de la estructura deslizante (donde se montarán los motores a probarse) y la estructura de montaje oscilante del generador la cual, como se indica en el plano N^o 4, se apoya en dos placas de acero. La estructura del motor tiene forma rectangular de dimensiones 150 x 80 cm, más 10 cm a cada lado, debido a los pernos de anclaje, lo cual dá 150 x 100 cm. Las dos placas de apoyo de la estructura del generador miden 54 x 18 cm cada una. La figura N^o 3.39 muestra un esquema de dichas dimensiones en una vista superior, donde la separación entre la parte posterior de la estructura del motor (nivel E de la figura N^o 3.39) y la placa delantera de la estructura del generador (nivel H), es de 26 cm, considerando que el extremo de la cola de la caja de cambios debe colocarse a la altura del nivel E antes indicado. Por consiguiente, las dimensiones de la cimentación no pueden bajo ningún aspecto⁽³¹⁾ ser menores que estas.

Pero además hay que tener en cuenta la existencia de equipo complementario, como lo es el soporte de radiador (véase sección 4.4), y la estructura que soporta los sistemas de consumo de aire, combustible e instrumentación en general (véase sección 4.1). Tomando en cuenta el soporte del radiador y de la instrumentación, se añade 30 cm a la parte delantera

1	CIMENTACION
2	BASES DE SISTEMA OSC/LANTE
3	BASE DE MOTOR—CAJA
4	PERNÓS DE ANCLAJE

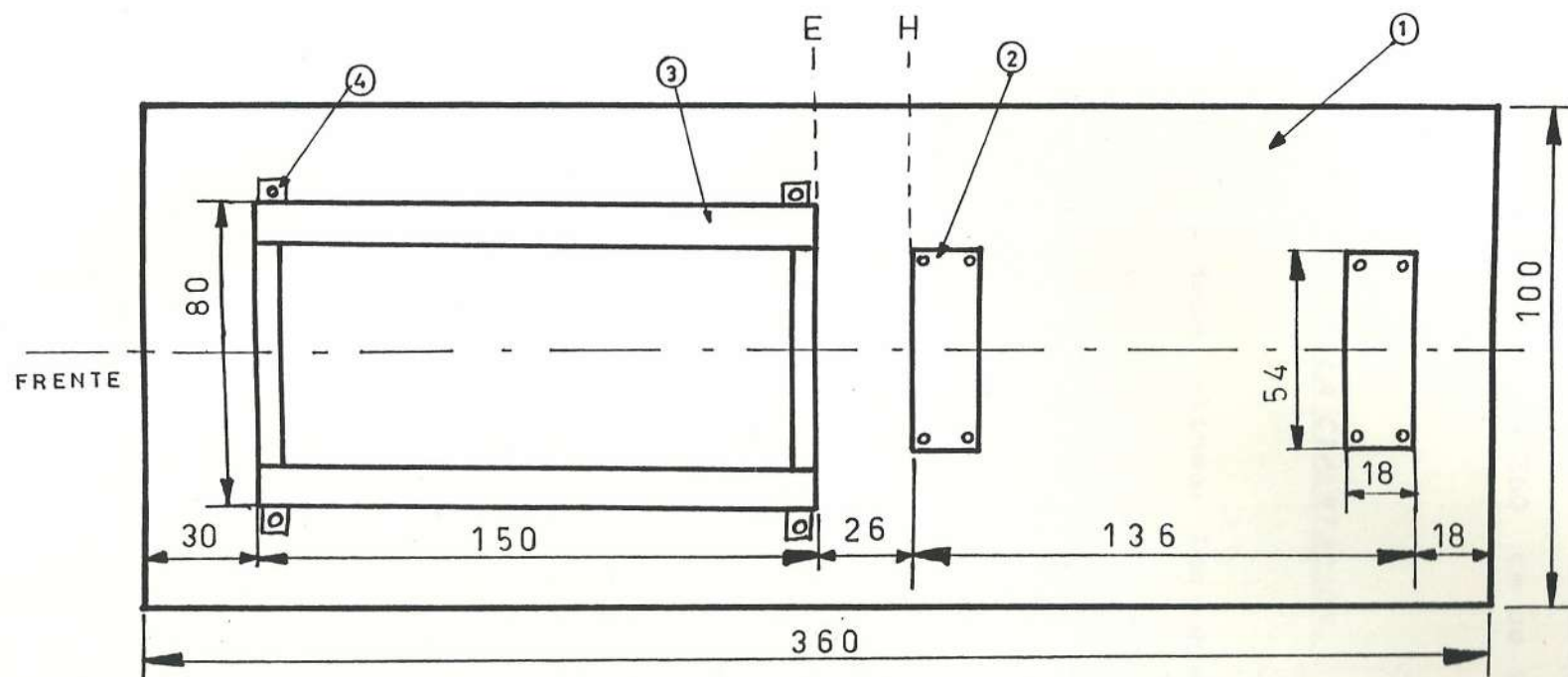


FIGURA Nº 3.39 VISTA SUPERIOR DE LA CIMENTACION

(dimensiones en centímetros)

de la cimentación, 10 cm a cada lado y 18 cm en la parte posterior (para redondear valor), con lo cual resulta unas dimensiones de 360 cm de largo y 100 cm de ancho.

DISEÑO DE LA ALTURA DE LA CIMENTACION.

Debido a que se debe alinear los ejes de los dos sistemas (sistema motor-caja y generador), observando que sus cotas (con respecto al nivel de la cimentación) tienen una diferencia de 6.3 cm (ver figura N^o 3.40), Para determinar la altura de la cimentación, tomamos como referencia la TABLA XXIII⁽³²⁾, la cual da la profundidad mínima de fijación de pernos de anclaje⁽³³⁾.

Como el tipo de perno de anclaje que se va a utilizar es del tipo "fijo con gancho", y el diámetro es de 20 mm, de acuerdo a la TABLA XXIII la profundidad mínima de fijación será de 40 cm, a la cual, tal como se indica en la figura N^o 3.41⁽³⁴⁾, hay que añadir de 10 a 15 cm para "pernos separados del terreno" (se selecciona 10 cm, debido a que como se verá más adelante, las cargas equivalentes sobre la cimentación son muy pequeñas para las dimensiones que tiene la cimentación). Así, la altura de la cimentación será de 50 cm para la parte de estructura

1	PERNÓ DE ANCLAJE
2	BASE DE MOTOR CAJA
3	CIMENTACION
4	BASES DE SISTEMA OSCILANTE
5	TERRENO
6	LINEA DE CENTROS

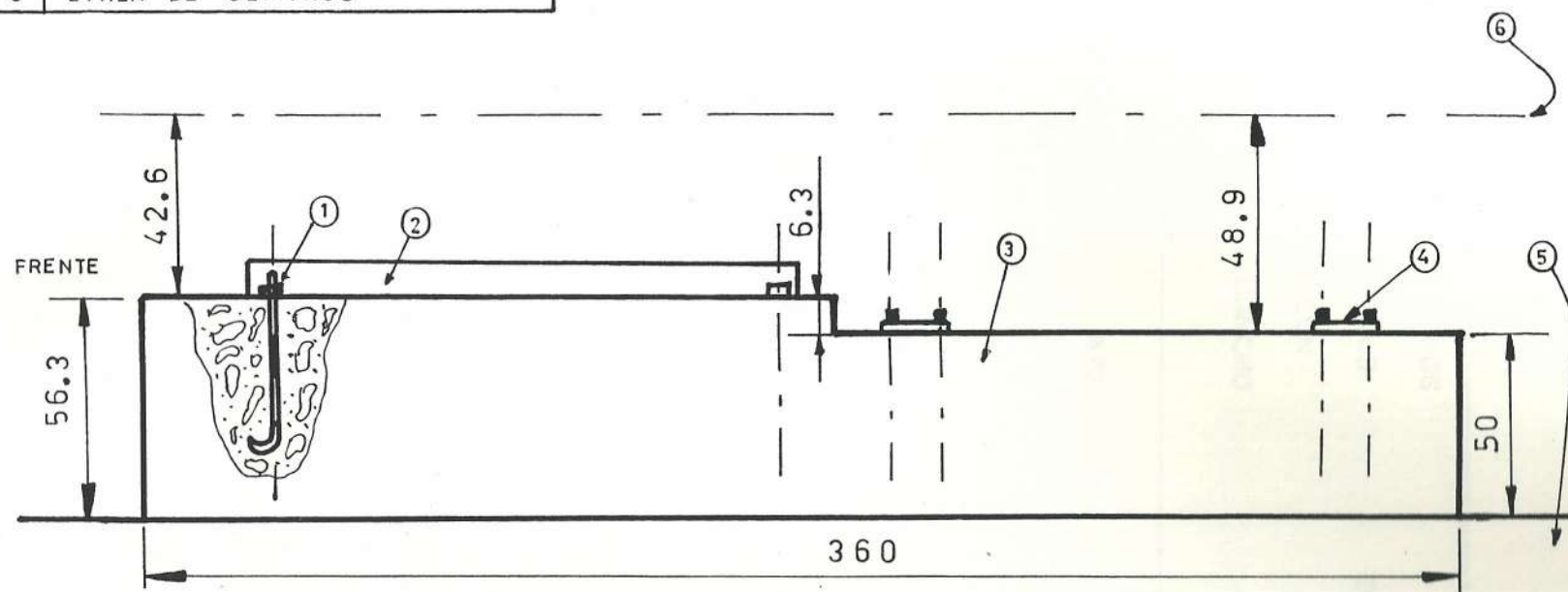


FIGURA Nº 3.40 VISTA LATERAL DE LA CIMENTACION
(dimensiones en centímetros)

NOTA : Los valores de profundidad mínima están en centímetros.

DIAMETRO DE PERNO (MM)	PERNOS FIJOS CON GANCHO	PERNOS DESMONTABLES CON PLACAS
HASTA 20	40	40
24 - 30	50	40
32 - 36	60	40
40 - 50	70 - 80	50
55 - 60	-	60
65 - 70	-	70
75 - 80	-	80
85 - 90	-	90

TABLA XXIII PROFUNDIDAD MINIMA DE FIJACION PARA PERNOS
DE ANCLAJE.

del generador y 56.3 cm para la del motor. Pero, para fines de análisis de resistencia, se va a tomar el valor mínimo (de 50 cm).

ANALISIS DE RESISTENCIA DE LA CIMENTACION.

Resistencia al esfuerzo de compresión (asentamiento).

La cimentación soportará las siguientes cargas:

- Peso de conjunto	
motor- caja.....	200 Kg
- Peso de generador.....	840 Kg

	1040 Kg
- 15% estimado, debido	
a peso de estructura y	
equipo complementario.....	156 Kg

TOTAL.....	1200 Kg

Para cimentaciones de soporte de motores alternativos, el factor de seguridad recomendado para este tipo de obras civiles es de $f_s = 2$.

Por consiguiente, la carga de diseño P, será:

$$P = \text{cargas} \times f_s = 1200 \times 2 = 2400 \text{ Kg.}$$

El terreno que soporta la cimentación debe ser de cascajo mejorado, compactado en capas de 30 cm (3"), el cual tiene una resistencia (S_a) de 0.5 a 0.8 Kg/cm². Tomando el valor crítico (0.5 cm²), el área mínima requerida es :

$$A_{\min} = 2400/0.5 = 4800 \text{ cm}^2$$

Esta área mínima requerida es mucho menor que el área de la cimentación ($360 \times 100 = 36000 \text{ cm}^2$), por lo tanto, de acuerdo a la resistencia al asentamiento, la cimentación es segura.

Resistencia al volteo.

El peso de la cimentación (W_{cim}) debe ser suficiente para evitar el volteo de la misma (debido a la acción de las cargas aplicadas). Es decir que dicho peso deberá ser mayor que dichas cargas. El peso de la cimentación es el producto del volumen y el peso específico (siendo el peso específico del concreto de 2400 Kg/ m³), de esta manera:

$$W_{cim} = [(360 \times 100 \times 50) \times 10^{-2}] \times 2400 = 4320 \text{ Kg}$$

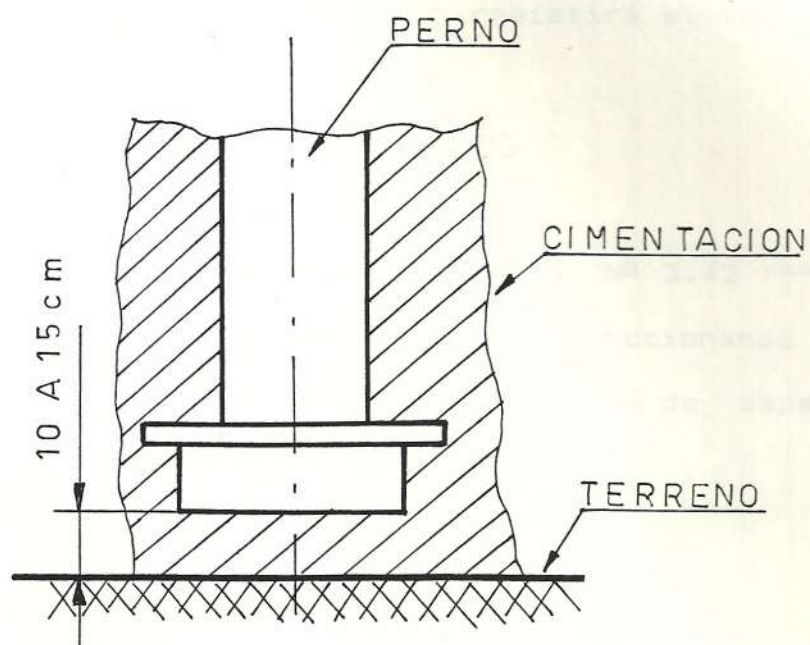


FIGURA Nº 3.41 PERNO SEPARADO DEL TERRENO

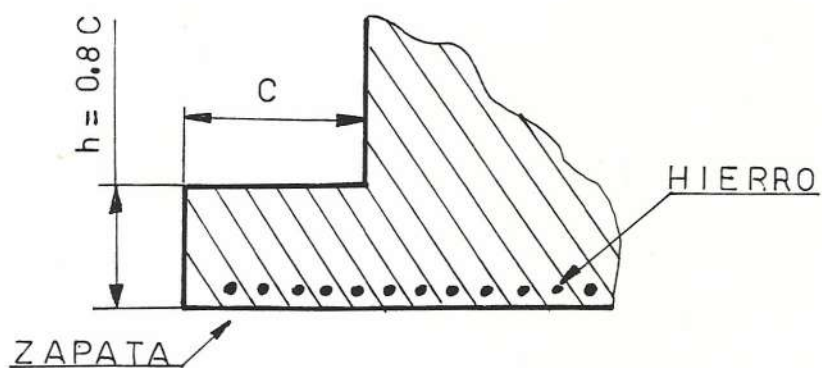


FIGURA Nº 3.42 ZAPATA PARA HORMIGON ARMADO

Como este peso (4320 Kg) es mayor que la carga de diseño (2400 Kg), la cimentación resistirá el volteo.

DISEÑO DE ZAPATAS DE LA CIMENTACION.

De acuerdo a lo indicado en la figura N° 3.42 (36), como se trata de hormigón armado, seleccionando un ancho de zapata $c = 10$ cm, la altura de zapata correspondiente será de $h = 8$ cm.

ESTRUCTURA DE HIERRO DE LA CIMENTACION

La estructura estará formada por marcos de varillas dispuestas horizontal y verticalmente tal como se muestra en las figuras N° 3.43 y N° 3.44.

El espaciamiento entre marcos longitudinales deberá ser de 10 cm y el diámetro de varilla de 12 mm. Para los marcos transversales, el espaciamiento será de 15 cm y el diámetro de varilla de 10 mm.

DISEÑO DE PERNOS DE ANCLAJE.

Como se indicó anteriormente, los pernos deberán ser de 40 cm de profundidad. Para los pernos de anclaje se dispondrán pernos de M12 x 100, en cuyas cabezas se suelda varillas de 12 mm de diámetro, tal como se

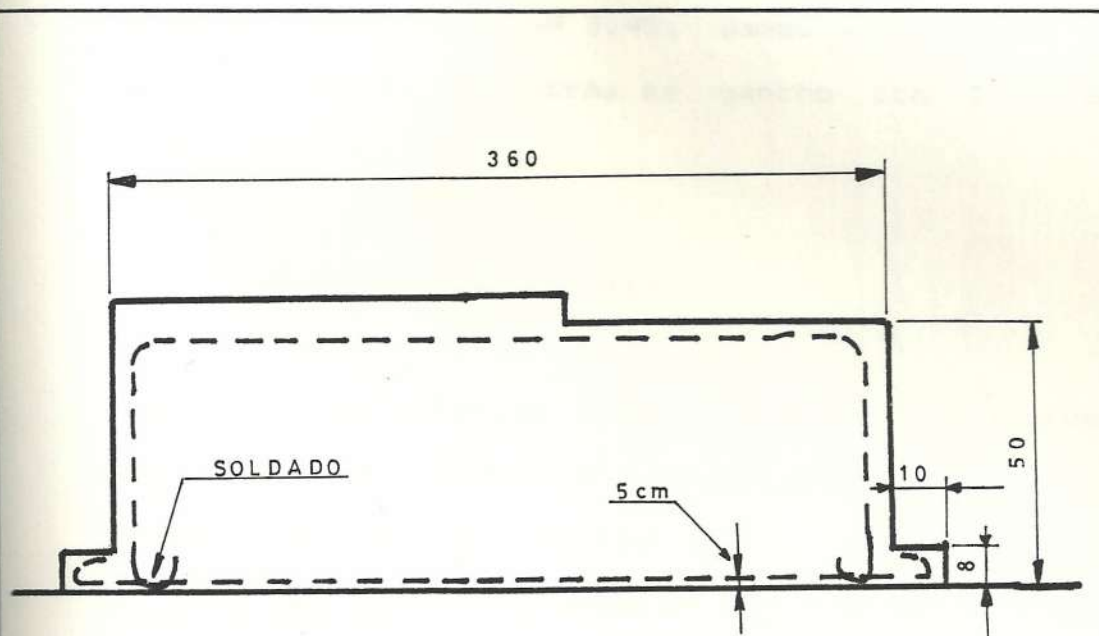


FIGURA Nº 3.43 DISPOSICION LONGITUDINAL DE LA ESTRUCTURA DE HIERRO DE LA CIMENTACION (dimensiones en centímetros)

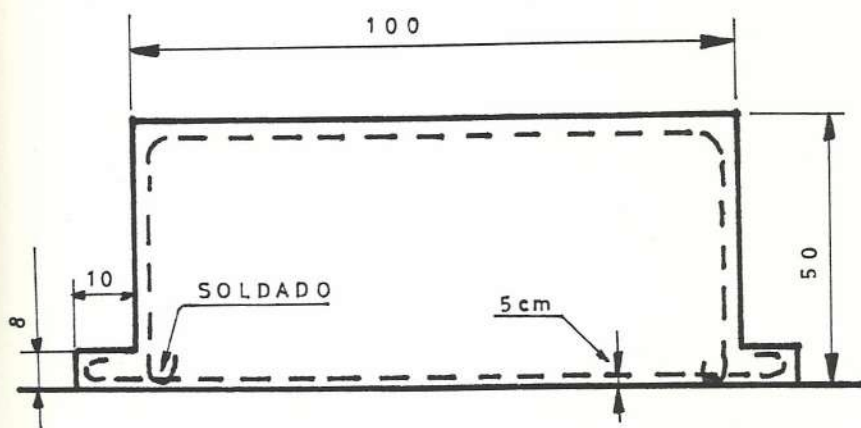


FIGURA Nº 3.44 DISPOSICION TRANSVERSAL DE LA ESTRUCTURA DE HIERRO DE LA CIMENTACION (dimensiones en centímetros)

indica en la figura N° 3.45, dando al extremo de dichas varillas la forma de gancho con 5 cm de redondeo.

COLUMNA DE SOPORTE DE BALANZA.

La balanza que medirá el brazo de palanca del sistema oscilante (ver capítulo 4) se va a asentar en una columna de hormigón simple de 50 cm de altura colocada al lado izquierdo de la cimentación. Las dimensiones de la plataforma de la balanza son 40 x 40 cm (ver sección 4.1) y añadiendo 5 cm a cada lado, se diseña una columna de 50 x 50, tal como se indica en la figura N° 3.46.

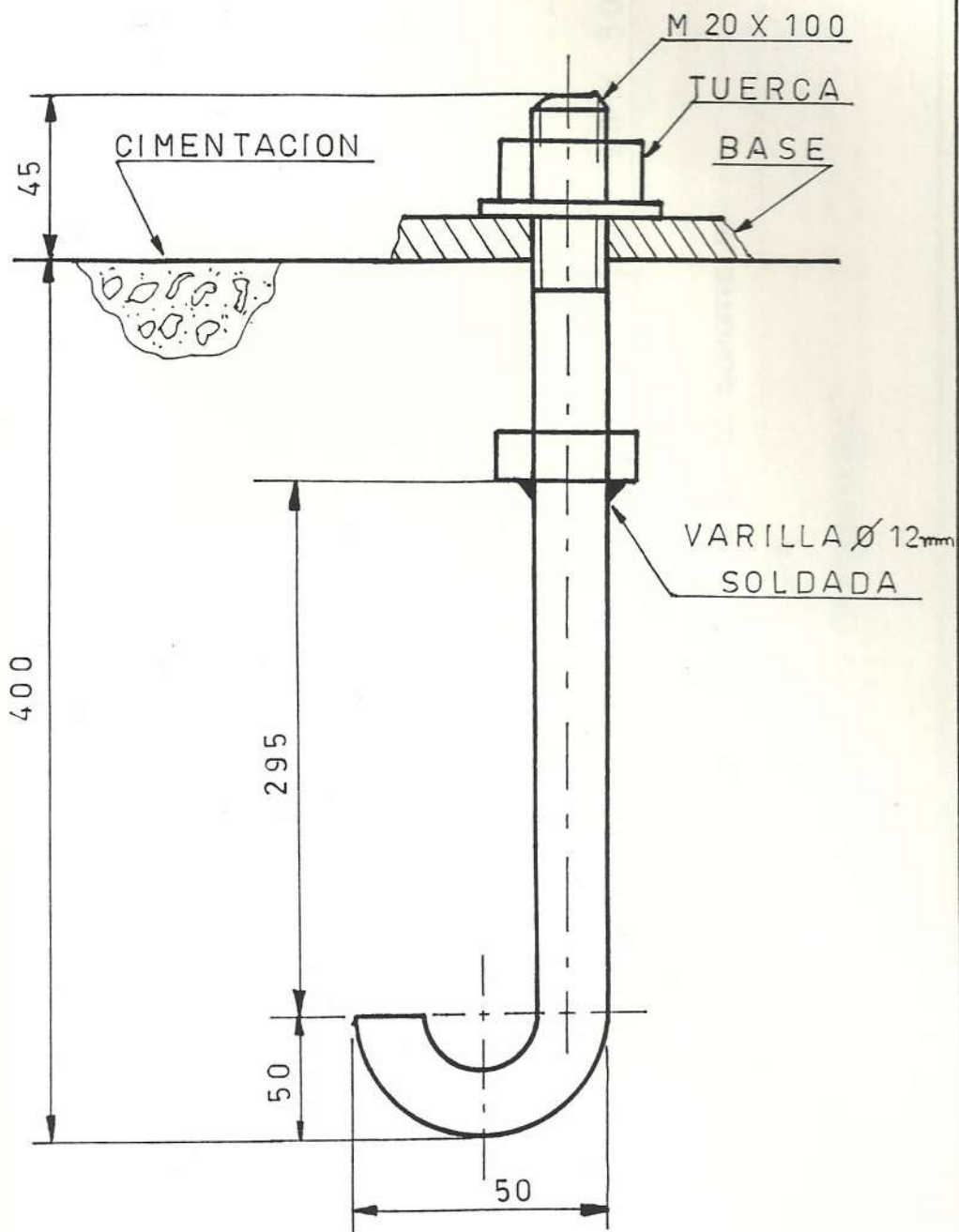
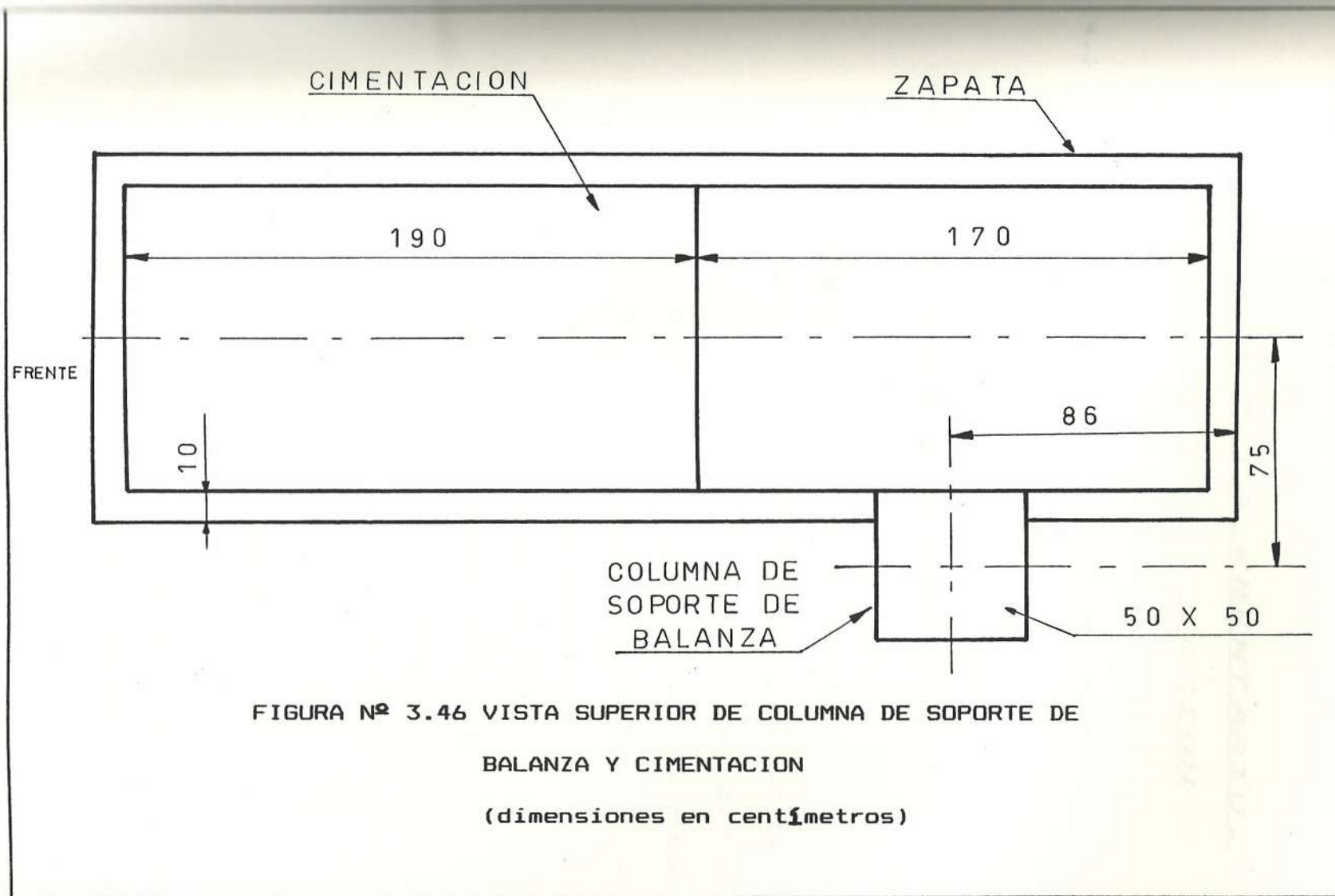


FIGURA Nº 3.45 PERNO DE ANCLAJE EN LA CIMENTACION



CAPITULO IV

EQUIPO COMPLEMENTARIO.

DISEÑO Y SELECCION

4.1 DISEÑO Y SELECCION DE LOS SISTEMAS DE MEDICION DE LOS PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO.

4.1.1 SISTEMA DE MEDICION DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

El combustible que va a requerir el motor durante la prueba, se almacenará en un tanque elevado de 10 galones de capacidad situado sobre el nivel de entrada al carburador (para motores a gasolina) ó de la bomba de inyección (para motores diesel). Este descenderá a través de una manguera hacia la bomba de combustible del motor, pasando previamente por el medidor de consumo de combustible, tal como se presenta en el plano N° 1.

SELECCION DEL TIPO DE MEDIDOR.

Existen diferentes métodos de medición utilizados en este tipo de pruebas, ya sea en peso o en volumen. Puede consistir en pesaje directo por medio de una balanza, o por medio de

un recipiente con escala graduada. en ambos casos se obtiene lecturas promedio para cada prueba. Dicha alternativa es la más económica, pero si se desea un consumo instantáneo de combustible (para mayor precisión y ahorro de tiempo), es necesario utilizar un medidor de gasto o caudal.

En la TABLA XXIV, se muestran las características de operación de los tipos más utilizados de medidores de flujo⁽¹⁾ y en la figura N° 4.1 se dan las consideraciones principales⁽²⁾ para la selección de medidores de flujo. Analizando una a una cada consideración de la figura N° 4.1, para los medidores indicados en la TABLA XXIV, tenemos:

1) De acuerdo a esta consideración, podemos utilizar cualquier medidor, excepto el medidor magnético, puesto que éste se aplica sólo a fluidos conductores.

2) Según la norma ecuatoriana INEN (dada en los apéndices), la exactitud requerida es de $\pm 1\%$, la cual se puede obtener con todos los tipos de medidores presentados en la TABLA XXIV.

	Caudal máx./ mín.	en % de toda la escala	Escala	Presión máx. bar	Temp. máx. °C	Pérdida de carga máx. m = m c. de a b = bat	Servicio	Materiales de construcción	Coste relativo	Ventajas	Desventajas
Placa	3:1	1-2 %	✓	400	500	20 m	Liq./vapor gas	Metales y plásticos	Bajo	Simple, económica	ΔP, fluidos limpios
Tobera	»	0,9-1,5 %	»	»	»	16 m	»	»	Medio	Simple, precisión	ΔP, cara, »
Tubo Venturi	»	0,75 %	»	»	»	4 m	»	»	Muy alto	Precisión, poca Δp	Muy caro, »
Tubo Pitot	»	1,5-4 %	»	»	»	—	»	»	Bajo	Simple, económico	Poca precisión »
Tubo Annubar	»	1-3 %	»	»	»	—	»	»	»	»	» »
Rotámetro	10:1	1-2 %	lineal	»	250	5 m	»	y vidrio/ cerám.	»	», » más preciso	Golpe ariete causa daños
Vertedero	3:1	»	especial	Atmosf.	60	—	Líquidos	Metales	Alto	», coste medio	Caro
Turbina	15:1	0,3 %	lineal	200	250	0,7 b	Liq./gas	»	»	Precisión, margen amplio	Caro, calibr., fluidos limpios
Sónico	20:1	2 %	»	100	250	nula	Líquidos	Metall. plast.	»	Cualquier líquido, baja Δp	Caro, calibración
Placa de impacto	3:1	1 %	✓	100	400	0,5 b	»	Metales	Medio	Fluidos viscosos	Poca capacidad
Magnético	30:1	0,5-1 %	lineal	20-200	150	nula	»	Teflón, fibra vidrio (tubo)	Alto	Baja Δp	Caro, líquidos conductores
Disco oscilante	5:1	1-2 %	»	10-150	120	0,3 m	»	Metales	Bajo	Barato	Par pequeño
Pistón oscilante	»	0,2-0,5 %	»	25	150	10 b	»	»	Medio	Liq. viscosos, corrosivos	ΔP
Pistón alternativo	»	0,2 %	»	25	100	0,2 m	»	»	Alto	Precisión	Caro, voluminoso, ΔP
Cicloidal	10:1	1 %	»	100	150	0,3 b	Liq./gas	»	Medio	Poca Δp	Poca precisión en caudales bajos
Elrrotor	5:1	0,2 %	»	100	60-200	0,4 b	Líquido	»	»	Precisión, reversible	Margen pequeño
Oval	10:1	0,5 %	»	100	180	1 b	»	»	»	Indep. dens. y visc.	ΔP
Torbellino	100:1	1 % caudal instantáneo	»	50	100	0,4 b	Liq./gas	»	»	Margen, Δp	Caro
Térmico	10:1	1 %	»	100	65	5 m	Gas	»	Alto	Δp	Caro, gases, bajos caudales
Axial	5:1	1 %	»	100	120	0,2 b	Liq./gas	»	»	Δp	Caro, margen, poco preciso, caudales bajos

TABLA XXIV CARACTERISTICAS DE OPERACION DE MEDIDORES DE FLUJO

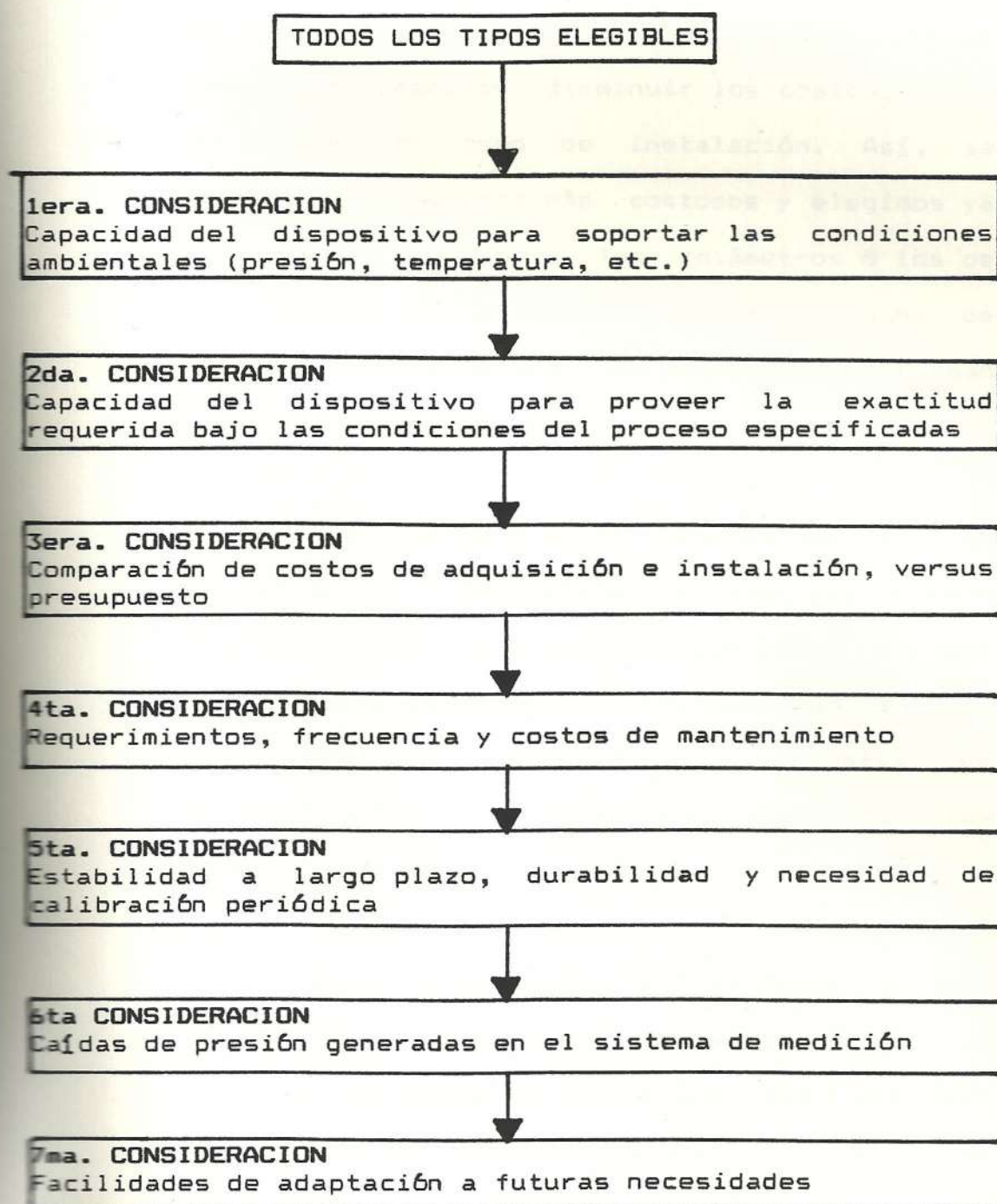


FIGURA Nº 4.1 CONSIDERACIONES PRINCIPALES PARA LA SELECCION DE MEDIDORES DE FLUJO

3) Esta es la consideración más importante, ya que lo se desea es disminuir los costos, tanto de adquisición como de instalación. Así, se desecha los medidores más costosos y elegimos ya sea la placa orificio, los rotámetros ó los de desplazamiento positivo. Además, ninguno de estos requieren fuentes de potencia que puedan incrementar los costos.

4) y 5) De acuerdo a estas consideraciones, los medidores de desplazamiento positivo pueden necesitar de calibración periódica y por consiguiente de personal especializado, lo cual incrementa la frecuencia y costos de mantenimiento lo que no sucede con los rotámetros o la placa orificio.

6) En esta aplicación, por ser un caudal pequeño y para no dificultar el funcionamiento de la bomba de combustible, el medidor debe provocar una caída de presión mínima. Por esto, se selecciona el rotámetro, el cual cumple este requisito.

7) Además, el rotámetro tiene facilidad de adaptación para futuras necesidades.

El rotámetro se intercala directamente en la línea del fluido y no necesita sistemas auxiliares para la medición (su medición es directa), está disponible en el mercado en varios tipos, tamaños, marcas y no tiene restricciones de instalación sobre longitud recta de tubería, ya sea "aguas arriba" o "aguas abajo" del instrumento. La única restricción que tiene es que su disposición sea vertical.

SELECCION DEL ROTAMETRO.

Al seleccionar un rotámetro comercial es necesario hacer un cálculo, ya que las tablas de selección dadas por los fabricantes están referidas a caudales de aire o agua, por tanto si se tiene otro tipo de fluido es necesario modificar dichos valores, tomando en cuenta las gravedades específicas del flotador y el líquido a usarse. Según la marca "OMEGA", para hallar el caudal equivalente de agua, utilizamos la siguiente ecuación⁽³⁾:

$$Q_{ag} = Q_c \times \left[\frac{7.04 \times GEL}{GEF - GEL} \right]^{0.5} \quad (4.1)$$

Donde:

GEL : gravedad específica del líquido.

GEF : gravedad específica del flotador.

La gravedad específica de la gasolina es:

$$GEL = 0.72$$

Utilizando un flotador de vidrio:

$$GEF = 2.53$$

La selección del rotámetro se basa en el consumo máximo previsto, el cual corresponde al motor FORD 240, cuyos valor se presenta en la TABLA III, dada en el, capítulo II, el cual es de:

$$Q_c = 0.18 \text{ gal/min (gpm)}$$

Aplicando la ecuación 4.1 y reemplazando valores:

$$Q_{ag} = 0.18 \text{ gpm} \times \left[\frac{7.04 \times 0.72}{2.53 - 0.72} \right]$$

$$Q_{ag} = 0.5 \text{ gpm} = 1893 \text{ cc/min}$$

Con el valor de $Q_{ag} = 1893 \text{ cc/min}$, se

selecciona⁽⁴⁾ un rotámetro "OMEGA" modelo FL - 105, el cual tiene un rango de medida de 30 a 1900 cc/min de agua.

4.1.2 SISTEMA DE MEDICION DE CONSUMO DE AIRE.

Este sistema debe medir el gasto de aire que consume el motor. Consta de un tanque amortiguador de pulsos, formado por un tanque metálico vacío de 55 galones de capacidad, ya que el flujo de aire entra al motor en forma pulsante y es necesario hacer que el flujo sea lo más continuo posible, lo que se logra con la presencia de dicho tanque, en el cual, por uno de sus extremos ingresa el aire, que pasará previamente por el medidor de flujo correspondiente (que se seleccionará a continuación) y por el otro extremo sale a través de una manguera hacia el motor, tal como se muestra en el plano N° 1.

SELECCION DEL TIPO DE MEDIDOR.

Las consideraciones que se toman en cuenta para la selección de este medidor, son semejantes a las tomadas en la sección anterior. De la TABLA XXIV, dentro de los equipos de bajo costo, se

selecciona la placa orificio y el rotámetro. Debido a que existen rotámetros comerciales que vienen con una calibración inicial, al igual que el caso anterior se escoje un rotámetro para la medición del consumo de aire.

SELECCION DEL ROTAMETRO.

Para seleccionar un rotámetro comercial, se ha seleccionado directamente del catálogo "OMEGA", puesto que el fluido es el mismo al que están referidos los valores de dicho catálogo (en este caso el fluido es aire). De la TABLA III, el consumo de aire es:

$$Q_a = 1537.75 \text{ gpm} = 205.6 \text{ cfm}$$

Se selecciona un rotámetro "OMEGA" modelo FL - 7728, que tiene un rango de 40 a 280 scfm.

4.1.3 SISTEMA DE MEDICION DE TEMPERATURAS.

Las temperaturas a ser medidas durante la prueba del motor son : la temperatura de salida del refrigerante del motor (para verificar que el motor esté funcionando a su temperatura normal de trabajo) y la temperatura del aire de

admisión (para determinar los factores de corrección. Véase apéndice "A", numeral 5).

La temperatura de salida del refrigerante, para el motor FORD 240, debe mantenerse (según el fabricante) en 85 °C. La temperatura ambiente, se asume que tendrá un máximo de 40 °C (para clima tropical). Por tanto, el diseño y selección del sistema de medición de temperaturas, se basa en estas temperaturas máximas.

SELECCION DEL TIPO DE MEDIDOR

Según la norma ecuatoriana INEN 960, la exactitud requerida para la medición de temperaturas es de ± 1 °C. En la figura N° 4.2 se presenta los campos de medida de los instrumentos para medición de temperatura. De acuerdo a esta figura, con los valores de temperaturas a medir, existen varias alternativas de selección, pero es necesario considerar otros factores como los expuestos en la TABLA XXV. De acuerdo a estos factores se ha seleccionado el sistema de termopar, el cual posee la exactitud requerida, temperatura máxima adecuada, buena linealidad, resistente a las

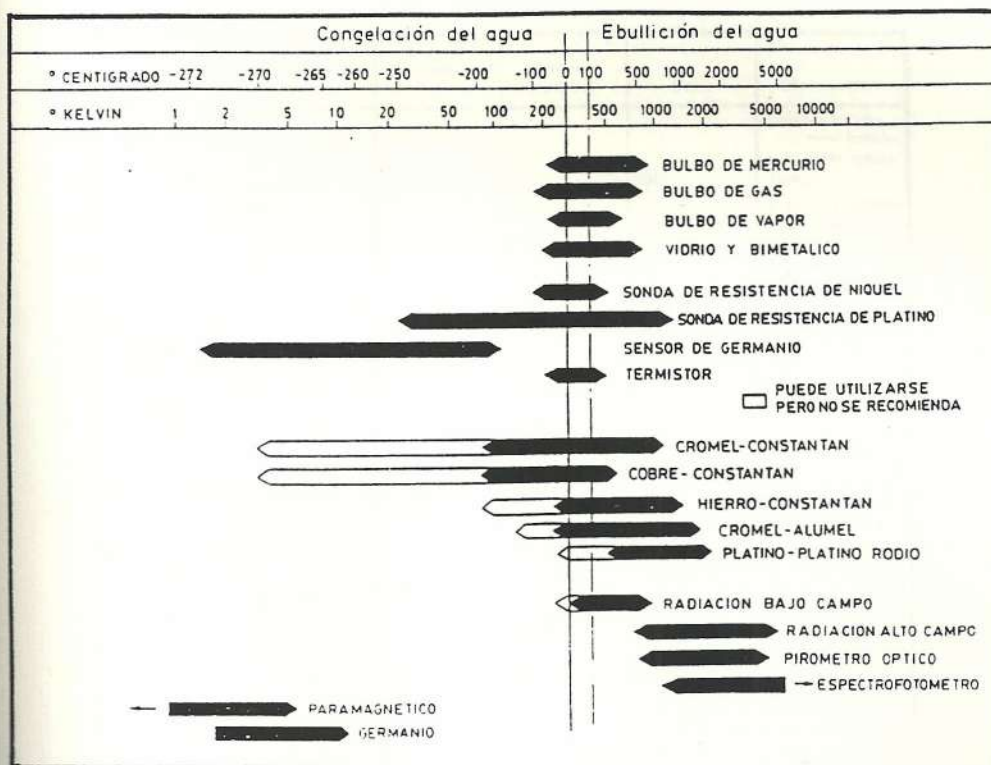


FIGURA Nº 4.2 CAMPO DE MEDIDA DE LOS INSTRUMENTOS DE TEMPERATURA

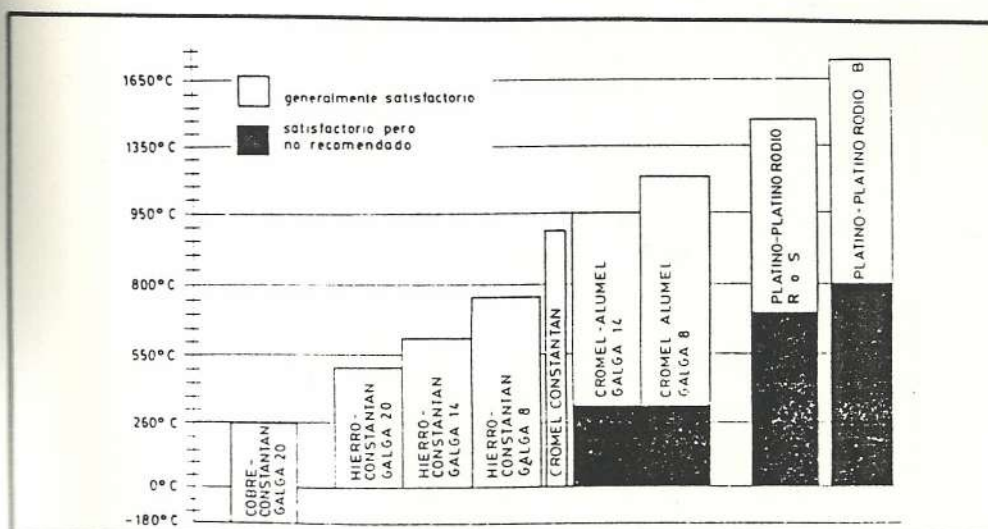


FIGURA Nº 4.3 RANGOS DE TEMPERATURAS DE TRABAJO PARA LOS TIPOS DE TERMOPARES

Dispositivo	Rango de temperatura aplicable	Exactitud aproximada, °C	Respuesta transitoria	Costo	Observaciones
Termómetro por expansión de líquido					Utilizado en termómetros baratos para bajas temperaturas
a. Alcohol	- 90 a 150	± 1	Pobre	Bajo	
b. Mercurio	- 35 a 600	± 0.5	Pobre	Variable	Se pueden obtener exactitudes de $\pm 0.1^\circ\text{C}$ en termómetros calibrados especialmente
c. Mercurio-gas	- 35 a 1000	± 0.5	Pobre	Variable	
Termómetro por expansión de fluidos					Utilizado ampliamente en mediciones de temperatura para uso industrial
a. Líquidos o gas	- 150 a 1000	± 2	Pobre	Bajo	
b. Presión de vapor	20 a 400	± 2	Pobre	Bajo	
Elemento bimetalico	- 100 a 1000	± 0.5	Pobre	Bajo	Utilizado ampliamente en sistemas sencillos de control de temperatura
Termómetro de resistencia eléctrica	- 300 a 1800	$\pm 0.005^*$	Desde aceptable hasta buena, dependiendo del elemento	El equipo de registro puede ser muy caro en los trabajos de alta precisión	Es el más exacto de todos los métodos
Termistor	- 100 a 500	$\pm 0.02^*$	Muy buena	Bajo, pero el equipo puede ser caro en los trabajos de alta precisión	Utilizados en los circuitos de compensación por temperatura; los sensores se pueden adquirir en tamaños muy pequeños
Termopar de cobre-constantán	- 300 a 650	± 0.5	Buena, depende del tamaño del cable	Bajo	Sensibilidad lineal
Termopar de hierro-constantán	- 300 a 1200	± 0.5	Buena, depende del tamaño del cable	Bajo	El mejor en atmósferas reductoras
Termopar de cromel-alumel	- 300 a 2200	± 0.5	Buena, depende del tamaño del cable	Bajo	Resistente a la oxidación a altas temperaturas
Termopar-platino platino 10% rodio	0 a 300	± 0.5	Buena, depende del tamaño del cable	Alto	Baja sensibilidad: es el más resistente a la oxidación a altas temperaturas; se puede obtener una exactitud de $\pm 0.15^\circ\text{C}$ en condiciones cuidadosamente controladas
Pirómetro óptico	arriba de 1200	± 20	Pobre	Mediano	Utilizado ampliamente en la medición de temperaturas de hornos industriales
Pirómetro de radiación	arriba de 0	± 1 en rangos bajos, ± 5 a ± 20 a altas temperaturas. Depende de las condiciones de cuerpo negro y el tipo de pirómetro (ver Cap. 12)	Buena, dependiendo del tipo de pirómetro	Mediano a alto	Su aplicación se está extendiendo debido al desarrollo de nuevos dispositivos de alta precisión

TABLA XXV CARACTERISTICAS DE LOS INSTRUMENTOS PARA
MEDICION DE TEMPERATURA

condiciones atmosféricas, de pequeño tamaño y de respuesta rápida.

SELECCION DEL TIPO DE TERMOPAR.

En la figura N° 4.3 se muestra un gráfico de los rangos de temperatura de trabajo para los diferentes tipos de termopares. Para el rango requerido, se selecciona el termopar tipo T (de cobre - constantán), el cual tiene un rango de trabajo entre -180 y 260°C . Posee además buena respuesta transitoria, bajo costo, sensibilidad lineal, y desarrolla una f.e.m. (fuerza electromotriz) relativamente alta.

SELECCION DE UN TERMOPAR COMERCIAL.

Se selecciona un termómetro de termocupla tipo diigital^(*) marca "COLE - PARMER" tipo T. Se escoje el modelo más económico (modelo H-08500-41) con una exactitud de medida de $\pm 1^{\circ}\text{C}$, al cual se le añade una caja de conectores que permite enchufar hasta cuatro sondas (o cupla térmica), aunque se requieren únicamente dos. Para la medición de temperatura de salida del refrigerante se dispone de una cupla tipo abrazadera, para colocar en la tubería de salida

del refrigerante del motor (tubo de entrada al radiador), como se indica en el plano N^o 1. El modelo de sonda (tipo T) seleccionada es H-08469-44, la cual posee una constante de tiempo de 5 segundos, un cable de 10 pies de longitud y un diámetro de abrazadera de "1.25 a 2.5 pulg", puesto que los diámetros de las mangueras están dentro de este rango. Para medir la temperatura del aire de admisión, se selecciona una cupla (tipo T) modelo H-08506-60, la cual es de material extra flexible, tiene una temperatura máxima de 90 °C, un cable de 5 pies de longitud y constante de tiempo de 5 segundos. La cupla se coloca en la entrada de la tubería, previo al rotámetro de aire, tal como se indica en el plano N^o 1.

4.1.4 SISTEMA DE MEDICION DE PRESIONES.

Los valores de presiones que es necesario conocer durante la prueba son dos:

1) la presión barométrica, para lo cual hay que utilizar un barómetro que tenga una exactitud de ± 70 Pascal (de acuerdo a la norma INEN 960, dada en el apéndice "A").

2) La presión de aceite del motor, para verificar si la presión del sistema de lubricación es la correcta. Según el fabricante del FORD 240, la presión máxima (limitada por la válvula reguladora de presión) es de 6.33 Kg/cm² (6.20 bar) ó (90 psi). Por tanto, el manómetro de aceite debe medir por lo menos dicho valor. De los manómetros tipo comercial, se selecciona un manómetro marca "MOTORCRAFT" con un rango de 0 hasta 9.65 bar (100 psi), y además el juego de conexión, que incluye el sistema de neoplos (tanto para la conexión al medidor como al motor) y tubería respectivos.

4.1.5 SISTEMA DE MEDICION DE REVOLUCIONES(rpm).

Como el banco de pruebas está diseñado para probar los motores con su respectiva caja de cambios, es necesario conocer las revoluciones tanto del motor como del generador, puesto que podrán existir diferentes relaciones de reducción de velocidad (de acuerdo al cambio correspondiente de la caja de cambios). El panel de instrumentos del generador incorpora un tacómetro, en el cual se obtendrá las rpm del generador (la cual debe controlarse que no sobrepase el máximo de 1800 rpm). Por

consiguiente, es necesario seleccionar un tacómetro para determinar las rpm a la que esté girando el cigueñal del motor (la cual se utilizará para determinar la potencia del motor, de acuerdo al torque respectivo medido en la balanza).

Para los motores a gasolina se puede disponer de un tacómetro que utiliza una señal del sistema primario de encendido para registrar las rpm. Pero como el motor a probarse podría ser a diesel (el motor diesel no posee sistema de encendido de chispa), no es posible utilizar el sistema anteriormente descrito.

Una alternativa sería utilizar un tacómetro de contacto (en la periferia de la polea del cigueñal), pero debido al riesgo de hacer contacto con las aspas del ventilador, se desecha esta alternativa.

La mejor alternativa es usar un tacómetro óptico (para medir las rpm en la periferia de la polea del cigueñal), puesto que así no existe el riesgo de contacto.

SELECCION DE UN TACOMETRO COMERCIAL.

La norma INEN 960 establece que la exactitud para las mediciones de rpm debe ser de $\pm 0.05 \%$. En base a esto, se selecciona un tacómetro digital marca "COLE - PARMER" modelo H-87303-00, el cual tiene una exactitud de ± 1 rpm a 5000 rpm con un rango de 6 a 30000 rpm.

4.1.6 SISTEMA DE MEDICION DE TORQUE.

Para medir el torque producido por el motor, se fija al sistema oscilante un brazo de palanca por uno de sus extremos. En el otro extremo de este brazo se dispone un "puntal" (semejante al sistema ilustrado en la figura N° 1.1.b), el cual se asienta en la plataforma de una balanza, con la cual se medirá la fuerza respectiva. Este sistema se ilustra en el plano N° 5.

DETERMINACION DE LA CAPACIDAD DE LA BALANZA.

El torque máximo que se producirá en el sistema será el producto del torque máximo del motor por el valor de la máxima reducción posible (correspondiente a la 1era. velocidad del FORD 240, indicado en la TABLA V). Así:

$$\text{Torque máximo} = 32.5 \text{ Kgm} \times 2.557 = 83.1 \text{ Kgm}$$

Según lo ilustrado en el plano N° 5, el brazo de palanca (distancia desde el eje hasta la línea de acción del puntal de 0.75 m), por tanto la capacidad que debe tener la balanza es:

$$\text{capacidad} = 83.1/0.75 = 110.8 \text{ Kg (244 lb)}$$

La exactitud requerida para la medición de torque (momento), según la norma INEN 960, es de 0.05%, por lo tanto la balanza a seleccionar debe poseer por lo menos dicha exactitud.

SELECCION DE LA BALANZA.

Del catálogo de la marca COLE -- PARMER, se selecciona una balanza modelo H-11920-10, con una capacidad de 136.4 Kg (300 lb) y una exactitud de $\pm 0.03 \%$. El tamaño de la plataforma es de 40 x 40 cm (15.75 x 15.75 pulg).

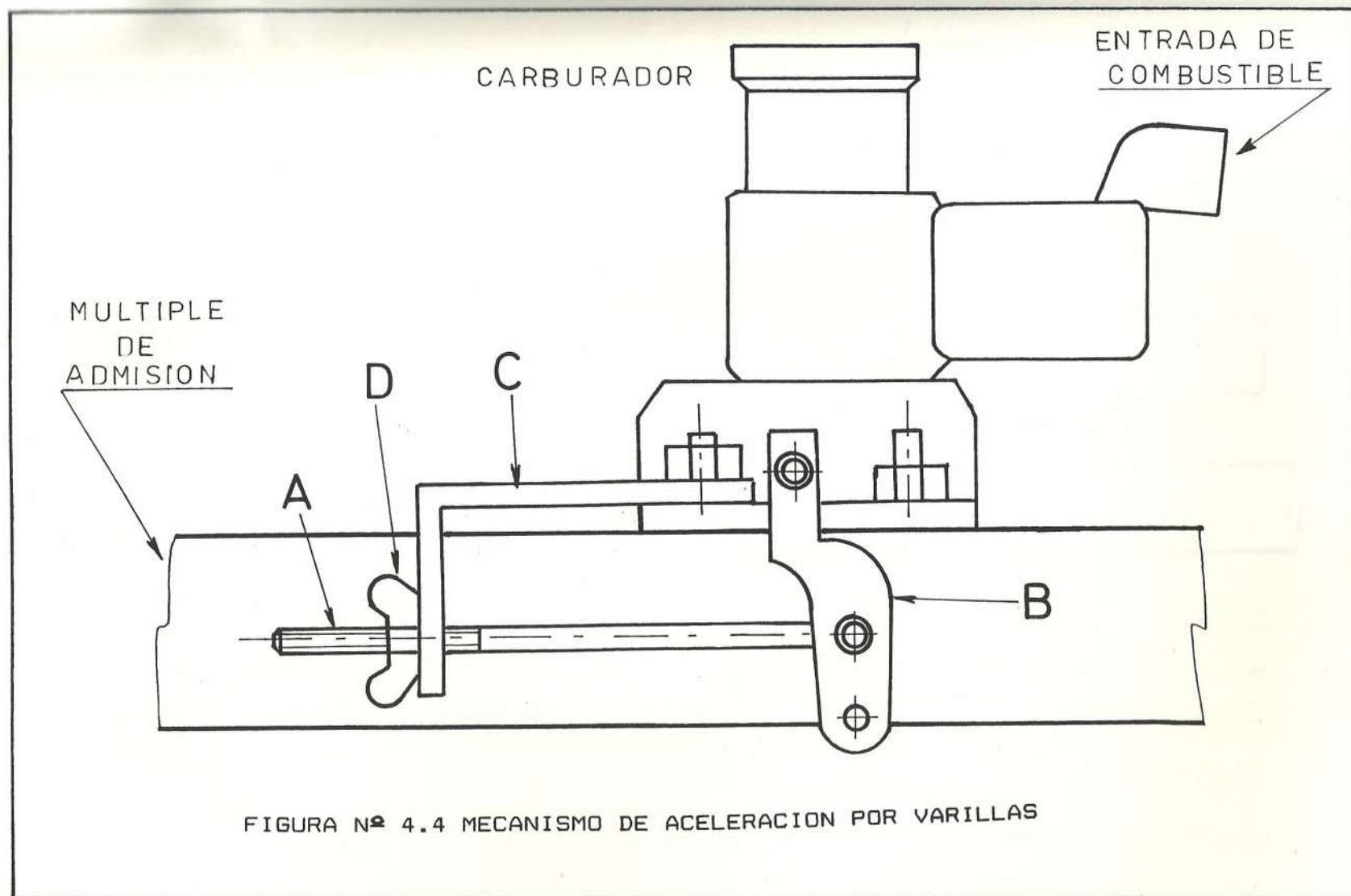
4.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCELERACION DEL MOTOR.

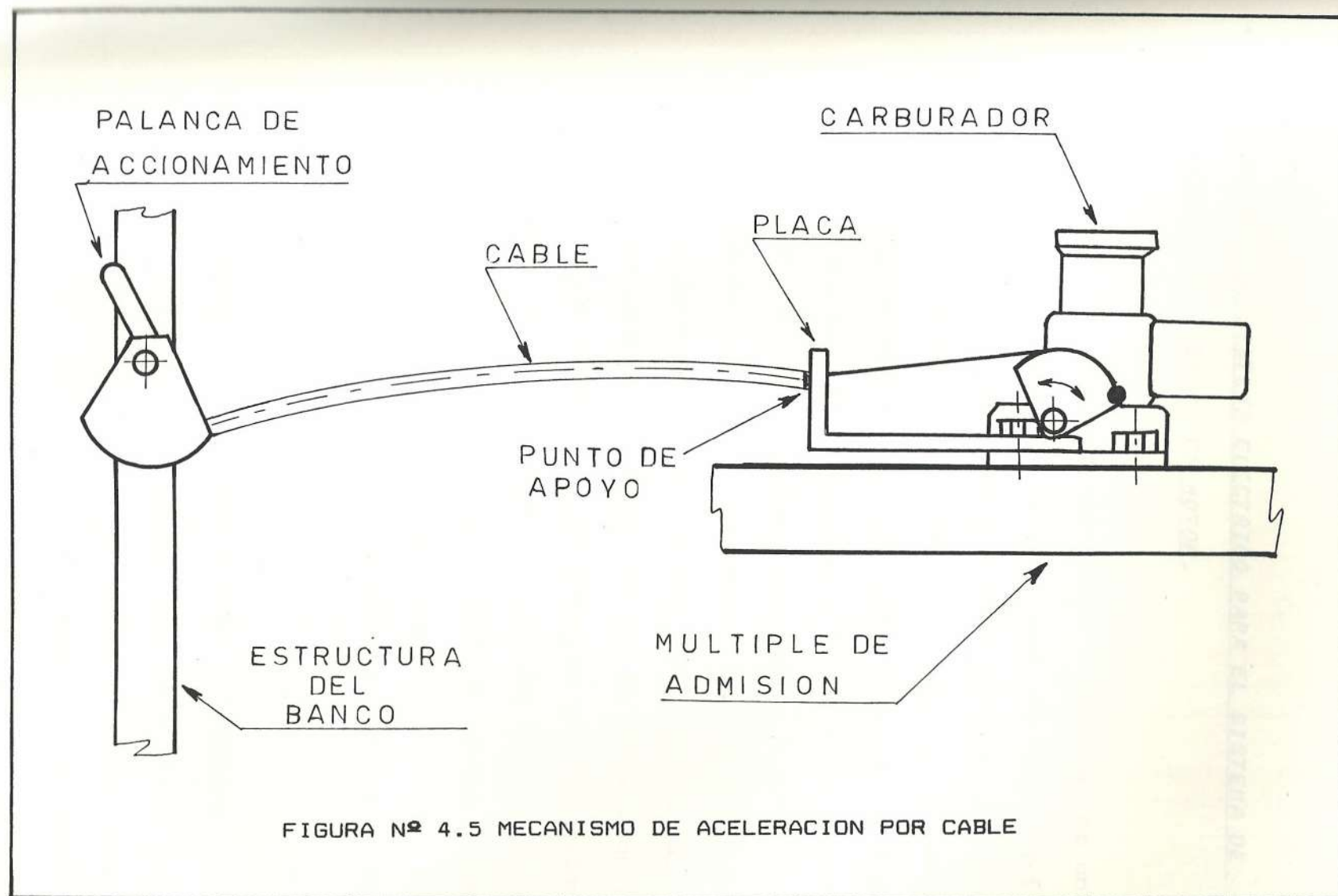
La prueba de potencia neta se realizará con el acelerador totalmente abierto, pero la aceleración debe ser gradual hasta llegar a dicha posición. Por

lo tanto se requiere disponer de un mecanismo que accione de esta manera la mariposa del acelerador (o el mecanismo de aceleración de la bomba de inyección, si se trata de motor diesel). Como en la presente tesis se ha tomado como base el motor más grande (FORD 240), se diseña el mecanismo para este motor.

En la figura N° 4.4 se muestra un esquema del carburador y el mecanismo de aceleración del mismo. Se dispone de una varilla (A) que se engancha a la palanca de accionamiento (B) del carburador en un extremo y en el otro existe un tramo roscado con la longitud necesaria para abrir totalmente el acelerador. Se adapta una placa (C) fijada a la base del mismo carburador en la que se ha taladrado un agujero por el que atraviesa el extremo roscado de la varilla (A) una longitud necesaria para enroscar la mariposa de ajuste (D), la cual será la que acelerará el motor (si es esroscada) ó desacelerará el motor (se es desenroscada).

Si se trata de motores con acelerador accionado por cable, se construye una placa similar, pero en este caso dicha placa servirá de punto de apoyo al forro del cable. El un extremo del cable estará fijo al mecanismo de aceleración del carburador y el otro fijo a la palanca de accionamiento, tal como se





muestra en la figura N° 4.5.

4.3 SELECCION DEL SISTEMA ELECTRICO PARA EL SISTEMA DE ARRANQUE Y ENCENDIDO DEL MOTOR.

El sistema de arranque del motor requiere de una batería de 12 voltios. La capacidad de la batería requerida para el motor más grande y potente (el FORD 240), es de 55 amperios-hora. Esta batería alimenta el circuito de arranque y encendido. Una vez que el motor arranca, el generador del motor debe suministrar la potencia necesaria para el funcionamiento de dicho circuito. Por tanto, el circuito debe disponer de un regulador de voltaje, para limitar el voltaje producido por el generador y no sobrecargar la batería. La potencia del generador (alternador) de este motor es de 400 vatios. El regulador seleccionado es un regulador marca "NEW ERA" para 12 voltios. Para el motor FORD 240, el regulador debe ajustarse a 14.5 ± 0.5 voltios (con el alternador a 3000 rpm).

El sistema de encendido (para motores a gasolina), necesita de una bobina de 12 voltios, para proveer el alto voltaje necesario para el encendido de la chispa en las bujías. Se selecciona una bobina marca "BOSCH", con resistencia incorporada. Es necesario

disponer además de un amperímetro para comprobar el proceso de carga de la batería. El sistema de encendido para el banco consiste de los siguientes elementos:

- 1 Switch de una posición.
- 1 pulsador.
- Batería "BOSCH" 12 V y 55 Amp-h (11 placas).
- Bobina "BOSCH" 12 V.
- Regulador de voltaje "MOTORCRAFT" 12 V.
- Cables para alto y bajo amperaje.
- Amperímetro "NEW ERA" de 30 Amp (12V).

El esquema eléctrico se presenta en el plano Nº 8.

4.4 SELECCION Y DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.

El tamaño de radiador seleccionado es el correspondiente al motor más potente (FORD 240), el cual deberá tener una capacidad de 2 galones de refrigerante.

Para la prueba de potencia neta, según lo indicado en la norma INEN 960, "el radiador, el ventilador, la bomba de agua y el termostato deben colocarse en el banco de pruebas en las mismas posiciones relativas que ocupan en el vehículo", por tanto se diseña un

sistema que permita similar estas condiciones. El sistema consiste en una estructura en la que se monta el radiador y que desliza sobre unos canales fijos a la cimentación, tal como se muestra en el plano N° 1. La estructura de montaje del radiador se indica en el plano N° 7.

Una vez que el motor se ha montado en el banco, el soporte de radiador se monta sobre los canales y se lo desliza hacia el motor hasta que el espaciamiento entre el panel del radiador y las aspas del ventilador sea la adecuada (véase capítulo V sección 5.2.2).

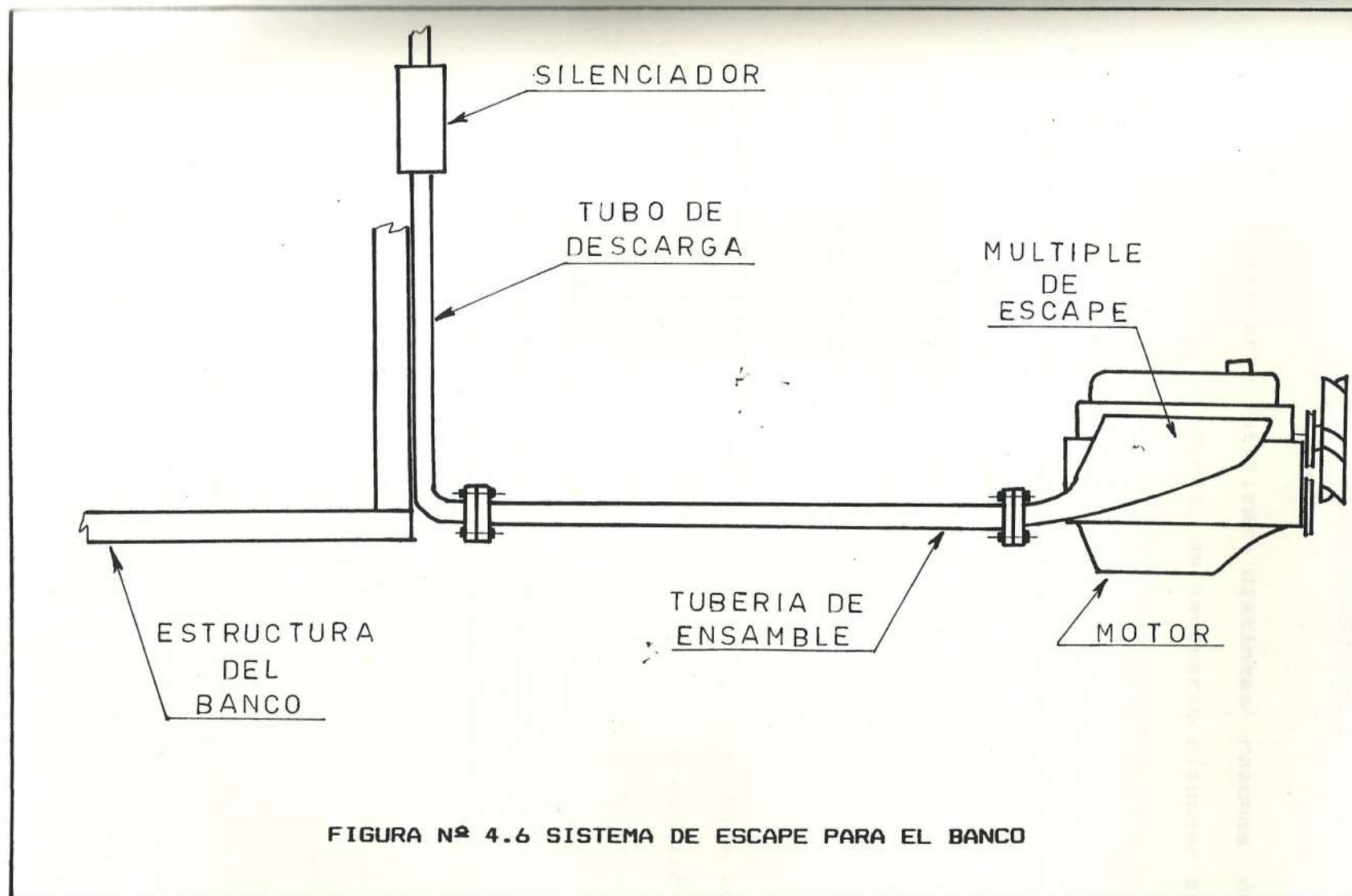
4.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE ESCAPE.

Los gases de escape deben descargarse a una altura suficiente a fin de evitar su presencia en los alrededores, para no crear un ambiente contaminado que afecte al personal que está realizando la prueba, así como para evitar que dichos gases incrementen la temperatura ambiental y por consiguiente afecten los factores de corrección por temperatura en la cálculo de la potencia (véase numeral 5 del apéndice "A"). Todo múltiple de escape posee una brida de conexión, que puede ser simple o doble, de acople directo ó usando un empaque, la cual conecta a la brida del

tubo de escape correspondiente. El sistema de escape diseñado consiste en un tubo de descarga de 38 mm (1.5 pulg), dispuesto verticalmente y fijado a la estructura del banco, con un "silenciador" intercalado en dicho tubo vertical, como se muestra en la figura N^o 4.6. El extremo superior del tubo (expulsión de los gases a la atmósfera) se dispone a una altura de 3 metros desde el nivel de la cimentación, la cual se ha considerado una altura adecuada para que los gases no produzcan los inconvenientes anteriormente mencionados. El extremo inferior posee una brida, a la cual se acoplará la brida que posee el tramo de tubo (tubería de ensamble) que une el múltiple de escape con el tubo de descarga.

Por consiguiente, para cada motor a probarse es necesario construir una "tubería de ensamble", con sus respectivas bridas de acople, tanto al múltiple como al tubo de descarga.

El tubo de descarga se fijará al banco por medio de abrazaderas empernadas, a fin de que este se pueda ensamblar hacia el lado derecho ó izquierdo del banco, dependiendo hacia cual lado esté el múltiple de escape del motor a probarse.



4.6 SELECCION Y DISEÑO DEL SISTEMA DE EMBRAGUE.

Como es necesario utilizar distintas razones de reducción durante la prueba, es necesario disponer de un sistema de embrague que se pueda adaptar fácilmente a los distintos tipos de motores y que permita hacer los cambios respectivos para cada velocidad del motor (véase sección 5.1). Además, no sería posible arrancar el motor si el acople fuera directo entre el motor y el generador, debido al gran peso de este último.

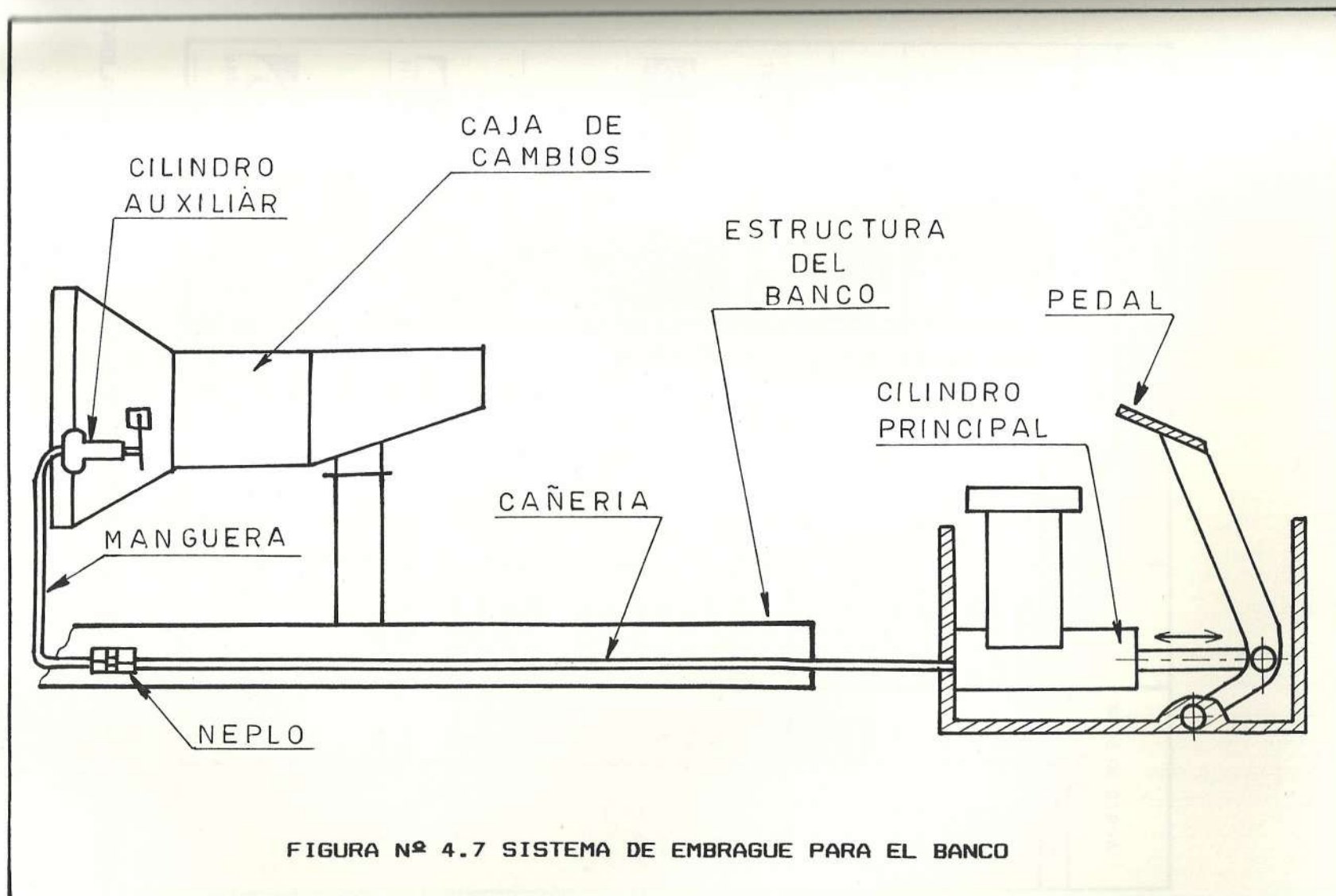
El sistema de transmisión tomado como base para la presente tesis, o sea de motor frontal con propulsión en las ruedas traseras (como el FORD 240), posee un sistema hidráulico para accionar el embrague (salvo poquísimas excepciones, que poseen sistema de cable), por lo cual se selecciona este sistema para el banco.

Se diseña un sistema similar, tomando como base el motor FORD 240. Se monta un cilindro principal accionado por un pedal adaptado en un sistema fijo a la estructura del banco. Se conecta una cañería para alta presión, la cual se fija a la estructura-soporte del conjunto motor-caja y en el extremo de dicha cañería se conecta una manguera, la cual sirve de unión con el cilindro auxiliar. La manguera se

conecta con un neplo adecuado, para poder adaptar cualquier tipo de rosca (dependiendo de la procedencia del motor) a este sistema seleccionado. Dicho sistema se muestra en la figura N° 4.7.

4.7 SELECCION DEL SISTEMA DE DISIPACION DE LA CARGA GENERADA EN EL FRENO.

La energía eléctrica producida por el generador durante la prueba del motor, debe ser disipada en un sistema adecuado de disipación de carga. Para esto, se selecciona un banco de resistencias, llamado también banco de carga, marca "SIMPLEX. En la TABLA XXVI se dan las especificaciones generales para bancos de carga "SIMPLEX". Como la potencia del generador es de 125 KW, seleccionamos un banco de esta capacidad, el cual corresponde a la serie "LBS - B", de la TABLA XXVI, para una frecuencia de 60 Hz y 240 voltios, trifásico. En la TABLA XXVI se observa que este banco posee intervalos de paso basto (paso integral) y paso fino (paso fraccional), que permite ajustar la cantidad de carga con un intervalo mínimo de 1KW. Posee además un panel de control de carga. Este banco es del tipo de "enfriamiento por aire forzado, por medio de un ventilador incorporado. Un esquema de dicho banco con sus dimensiones principales se muestra en la figura N° 4.8.



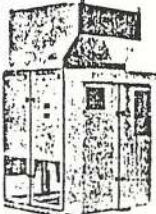
CAPACIDAD		FRECUENCIA H Z	VOLTAJE	PASOS DE CARGA K W	
MODELO	KW			K W	
				integral	fraccional
 LBS-A	5 35	60	120 V, 1-PH.	5	1
	10 40		240 V, 1-PH.	10	1,5
	15 45		208 V, 3-PH.	20	1,5,10
	20 50		240 V, 3-PH.	20,25	1,5,10
	25 55		416 V, 3-PH.	40	1,5,10,20
	30 60		440 V, 3-PH.	40	1,5,10,20
LBS-H 150-750 KW  LBS-B	70 110		450 V, 3-PH.	40,50	1,5,10,20,25
	75 125		460 V, 3-PH.	40,50	1,5,10,20,25
	80 150		480 V, 3-PH.	40,50	1,5,10,20,25
	90 175		600 V, 3-PH.	40,50	1,5,10,20,25
	100 200				
	250 450	50	240 V, 1-PH.	10	1,5
	300 500		200 V, 3-PH.	20	1,5,10
	350 550		240 V, 3-PH.	20,25	1,5,10
	400 600		380 V, 3-PH.	40	1,5,10,20
	650		400 V, 3-PH.	40	1,5,10,20
			416 V, 3-PH.	40	1,5,10,20
 	700	400	600 V, 3-PH.	40,50	1,5,10,20,25
	750				
	800		120 V, 3-PH.	5	1
	900		200 V, 3-PH.	20	1,5,10
	1000		208 V, 3-PH.	20	1,5,10
	1200		416 V, 3-PH.	40	1,5,10,20
 	1400	DC			
			125 V	6.25	1,5
			250 V	12.5	1,5,10
	1500				
	1800				
	2000				
 	2250				
	2500				
	3000				

TABLA XXVI TABLA DE SELECCION PARA BANCOS DE RESISTENCIAS
"SIMPLEX"

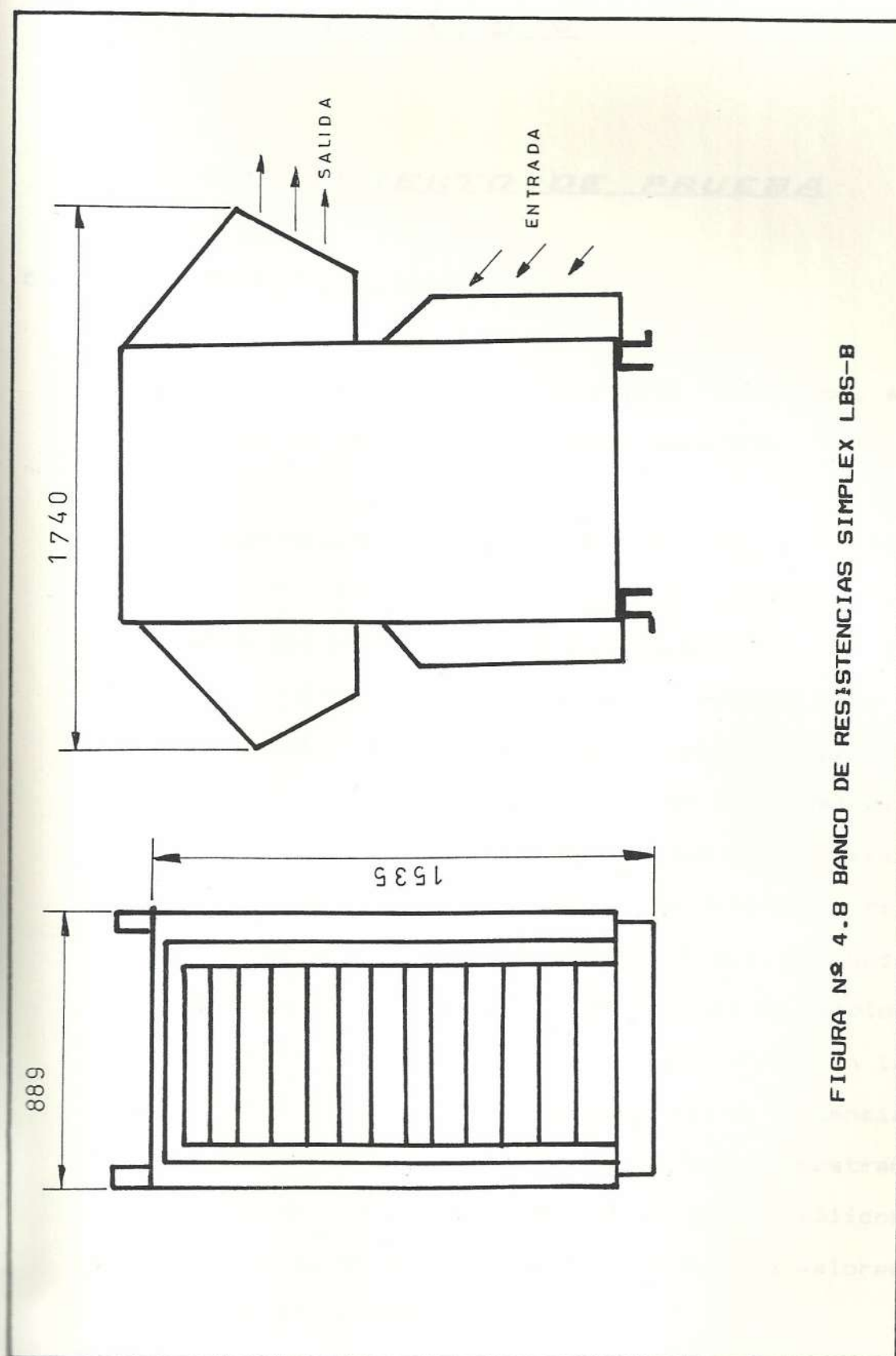


FIGURA Nº 4.8 BANCO DE RESISTENCIAS SIMPLEX LBS-B

CAPITULO V

PROCEDIMIENTO DE PRUEBA

5.1 OBSERVACIONES PRELIMINARES.

Previo a la realización de la prueba del motor, se deben tomar en cuenta algunas observaciones:

1) Se debe obtener del catálogo del fabricante los valores de relación de engranes (razones de reducción) de la caja de cambios (como los de la TABLA V) , ya que según el número de revoluciones a que esté funcionando el motor, se utilizará el cambio adecuado a fin de que las revoluciones (rpm) del eje de acople no sobrepase los 1800 rpm, que es la máxima velocidad a la que puede trabajar el generador. Por esto, es necesario hacer una planificación adecuada del cambio en que se debe colocar la caja de cambios para cada intervalo de revoluciones del motor. En la figura N^o 5.1 se ilustra una supuesta curva "Potencia vs RPM" para el motor FORD 240, en la que se muestran los intervalos de valores de rpm de motor válidos para cada posición de la caja de cambios. Los valores están dados en la TABLA XXVII.

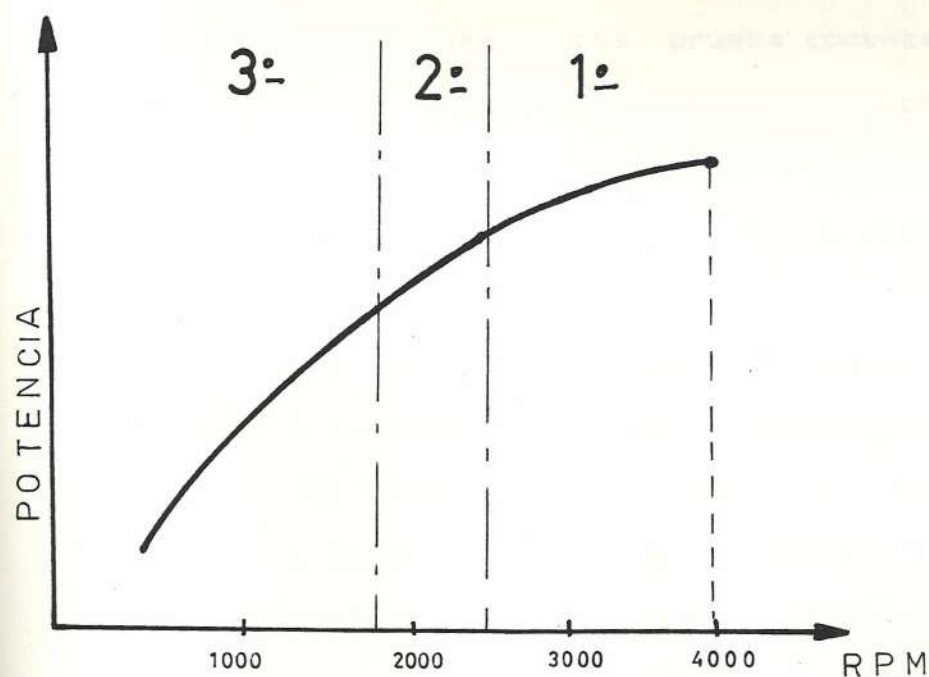


FIGURA Nº 5.1 CURVA POTENCIA VS RPM E INTERVALOS DE FUNCIONAMIENTO PARA CADA CAMBIO DEL FORD 240.

CAMBIO	RELACION DE ENGRANES	INTERVALO DE RPM
3era.	1.000	0 hasta 1800
2da.	1.385	1800 hasta 2493
1era.	2.557	2493 hasta 4000

TABLA XXVII INTERVALO DE RPM PARA CADA CAMBIO DEL MOTOR FORD 240.

Para todos los fabricantes de motores, el cambio superior o más alto (3era., para el FORD 240) tiene una razón de reducción de 1:1, o sea la transmisión es directa. Por tanto, toda prueba comenzará en el cambio más alto, hasta que el motor alcance los 1800 rpm, luego de lo cual se pasa al cambio inmediato anterior (en este caso 2da.), hasta que el motor alcance una velocidad de $1800 \times 1.385 = 2493$ rpm. Al alcanzar dicha velocidad, se baja al cambio inmediato anterior (en este caso 1era.), hasta una velocidad del motor de $1800 \times 2.557 = 4602$ rpm, aunque para este motor, la prueba sólo se la realizará hasta los 4000 rpm del motor. Es decir que la velocidad máxima para cada cambio viene dada por la siguiente relación:

$$\text{Velocidad Máxima} = 1800 \times R_k \quad (5.1)$$

Donde R_k : relación de engranes del cambio respectivo.

2) Comprobar que la cantidad de depósitos de la cámara de combustión, en los motores a bujías, no sea alta. Sólo podrán contener cantidades limitadas de estos (véase numeral 4.4.2 de la norma INEN 960).

3) Si se trata de motor a gasolina, realizar una comprobación de los componentes del sistema de

encendido tal como: estado de electrodos de las bujías, contacto de los platinos (a fin de que no presenten "picaduras" y asienten correctamente) , condensador, rotor (comprobar desgaste), tapa de distribuidor (observar si no presenta rajaduras o desgaste de terminales) y cables de distribución. Si existen dudas sobre su estado es indispensable reemplazarlos. Después, obviamente calibrar la separación de electrodos de bujías y de los contactos del platino con los valores recomendados por el fabricante.

4) Realizar un ajuste al cabezote del motor y posteriormente calibrar el juego de taqués de las válvulas al valor recomendado.

5) Realizar una limpieza o "lavado" del carburador (verificar limpieza de surtidores), comprobando además el buen estado de la empaquetadura y el nivel del combustible en la cámara del flotador.

6) Comprobar el estado de carga de la batería, para garantizar un buen arranque del motor y el suministro adecuado para el funcionamiento del sistema de encendido (en caso de motor a gasolina) durante el tiempo que dure la prueba (según la norma INEN, "la batería no debe cargarse durante el ensayo").

7) Comprobar la tensión de la correa del ventilador.

8) Comprobar los niveles de aceite lubricante tanto de motor como de la caja de cambios. Además llenar el tanque de almacenamiento de combustible del banco.

5.2 INSTALACION DEL MOTOR EN EL BANCO.

Previo a la instalación del motor en el banco, es necesario tomar en cuenta ciertos requerimientos.

5.2.1 REQUERIMIENTOS PARA LA INSTALACION.

Para la instalación del conjunto motor-caja en al banco se requiere disponer de los elementos o accesorios adecuados para cada marca y tamaño. Estos elementos han sido diseñados y seleccionados para el motor FORD 240, pero si se trata de otro motor es necesario construir o adquirir elementos similares pero con las medidas adecuadas a las dimensiones de este.

Los elementos requeridos son:

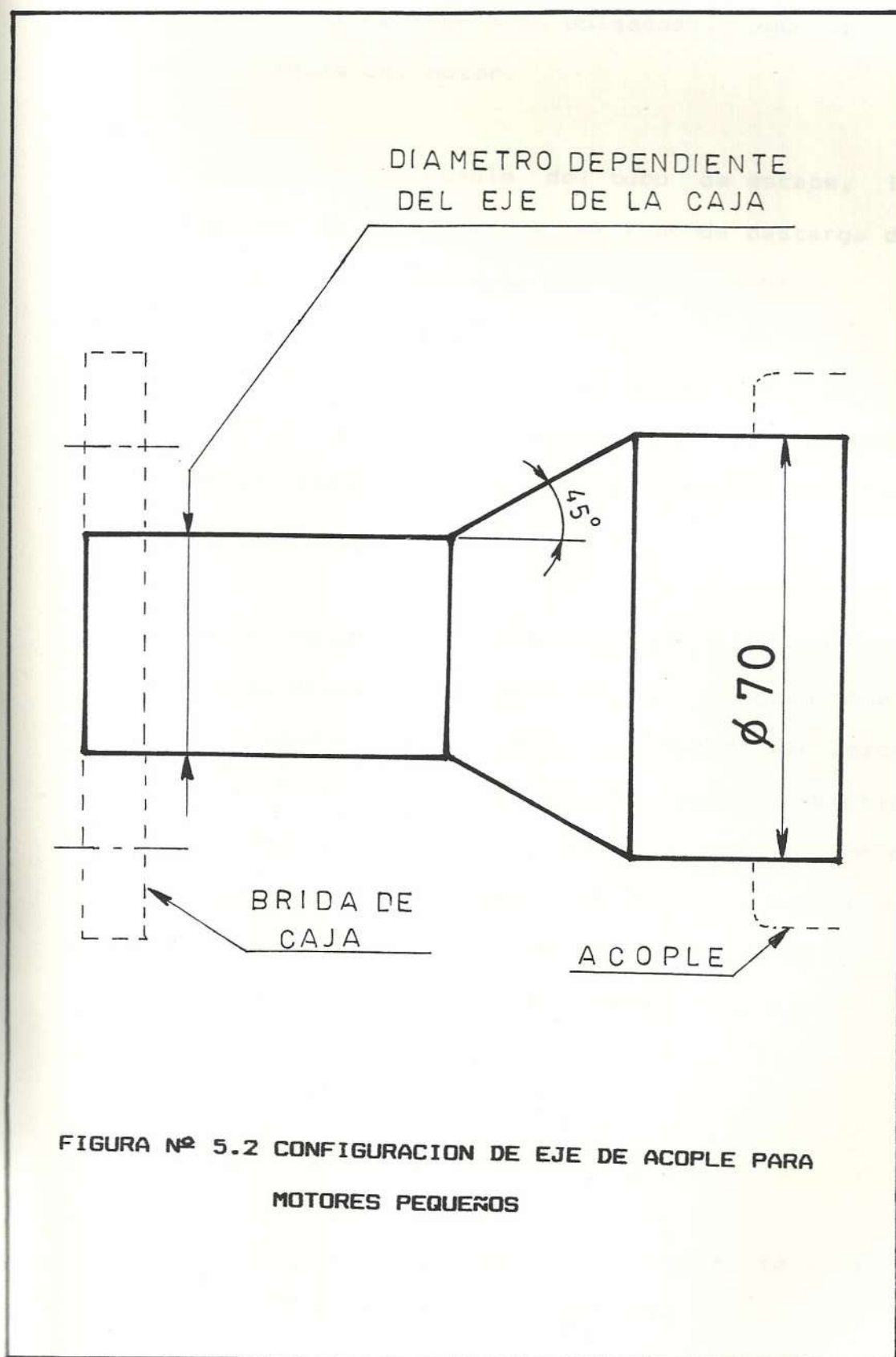
- Brida de caja. (ver plano N° 4, pieza N° 3, con el correspondiente tramo de eje de acople (eje anterior) soldado a esta.

- Tramo de eje de acople. (ver plano N° 4). Este tramo de eje es el que acopla la brida de caja (a la cual está soldado) con la cara del eje de acople. Como los diámetros de eje para motores de menor potencia son menores (de acuerdo al tamaño de la brida de la caja) y considerando que el diámetro de agujero de la manzana del acople no varía (se usará el mismo acople), es necesario torneear un eje con una configuración similar a la ilustrada en la figura N° 5.2, dándole cierta conicidad para evitar concentraciones de esfuerzo en los puntos de cambio de diámetro, siendo el diámetro mayor el mismo que el del agujero de la manzana del acople (70 mm).

Se requiere disponer de accesorios tales como:

- Mangueras de alimentación de combustible, mangueras de radiador y manguera de toma de aire a la boca del carburador del diámetro necesario, para el tipo y tamaño del motor a probarse.

- Neplos y adaptadores requeridos para adaptar la manguera de alta presión que conecta la cañería al cilindro auxiliar de la caja de cambios respectiva, al sistema de rosca adecuada



(ya sea milimétrica o en pulgadas), según sea la procedencia del motor.

- Tubería de ensamble del tubo de escape, la cual une el múltiple con el tubo de descarga de los gases (ver capítulo IV, sección 4.5).

- Además, para el alineamiento del eje se requiere disponer de instrumentos tales como regla, calibrador de lánas (gauge), compás, etc.

- Para fines de montaje, acople y ajuste del sistema motor-caja (considerando su gran peso) es necesario disponer de un sistema de elevación y transportación. Este sistema puede consistir en un tacle montado en un pórtico rodante, como el mostrado en la figura N° 5.3. La capacidad del tacle debe ser de por lo menos 200 Kg (peso de conjunto motor-caja del FORD 240, que es el más pesado).

5.2.2 PROCEDIMIENTO PARA LA INSTALACION.

Para seguir el procedimiento, referirse a los planos N° 2, 3 y 4. Los pasos son:

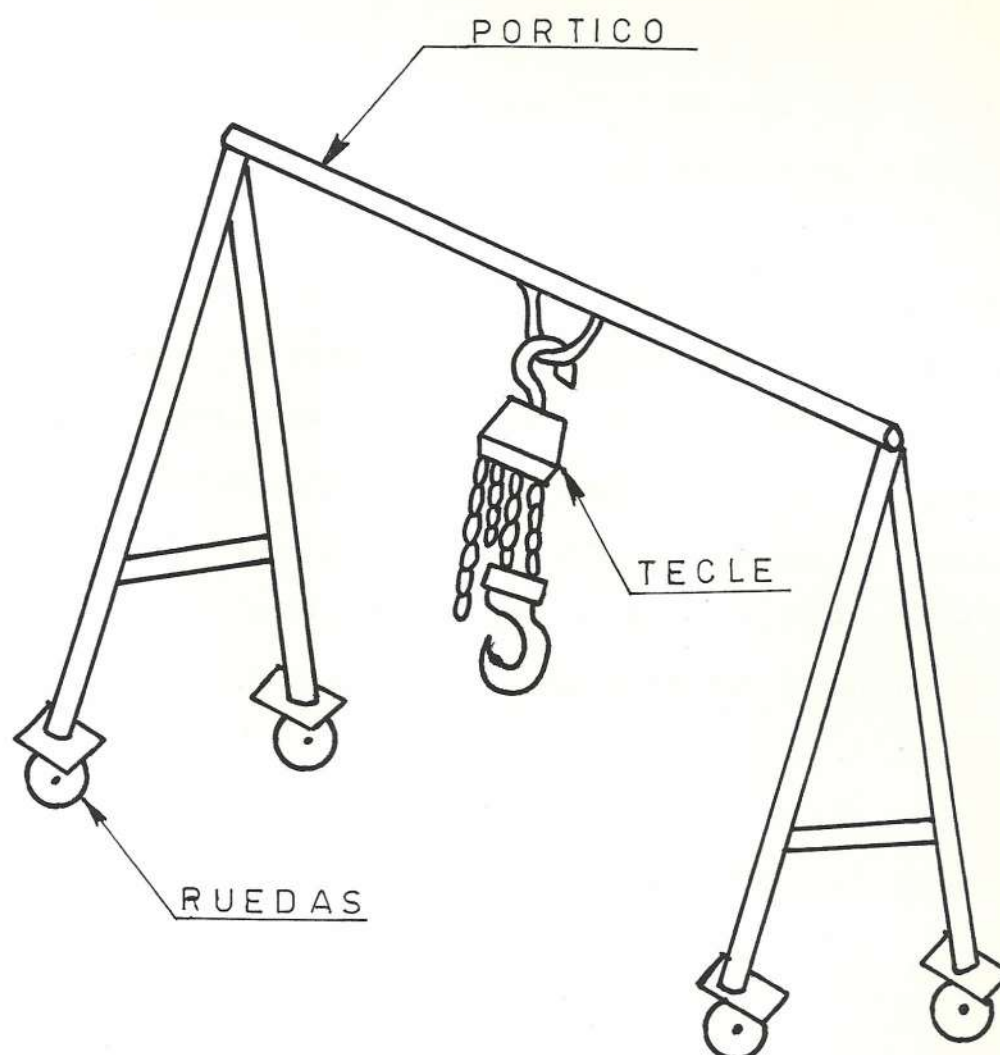


FIGURA Nº 5.3 TECLE MONTADO EN PORTICO RODANTE

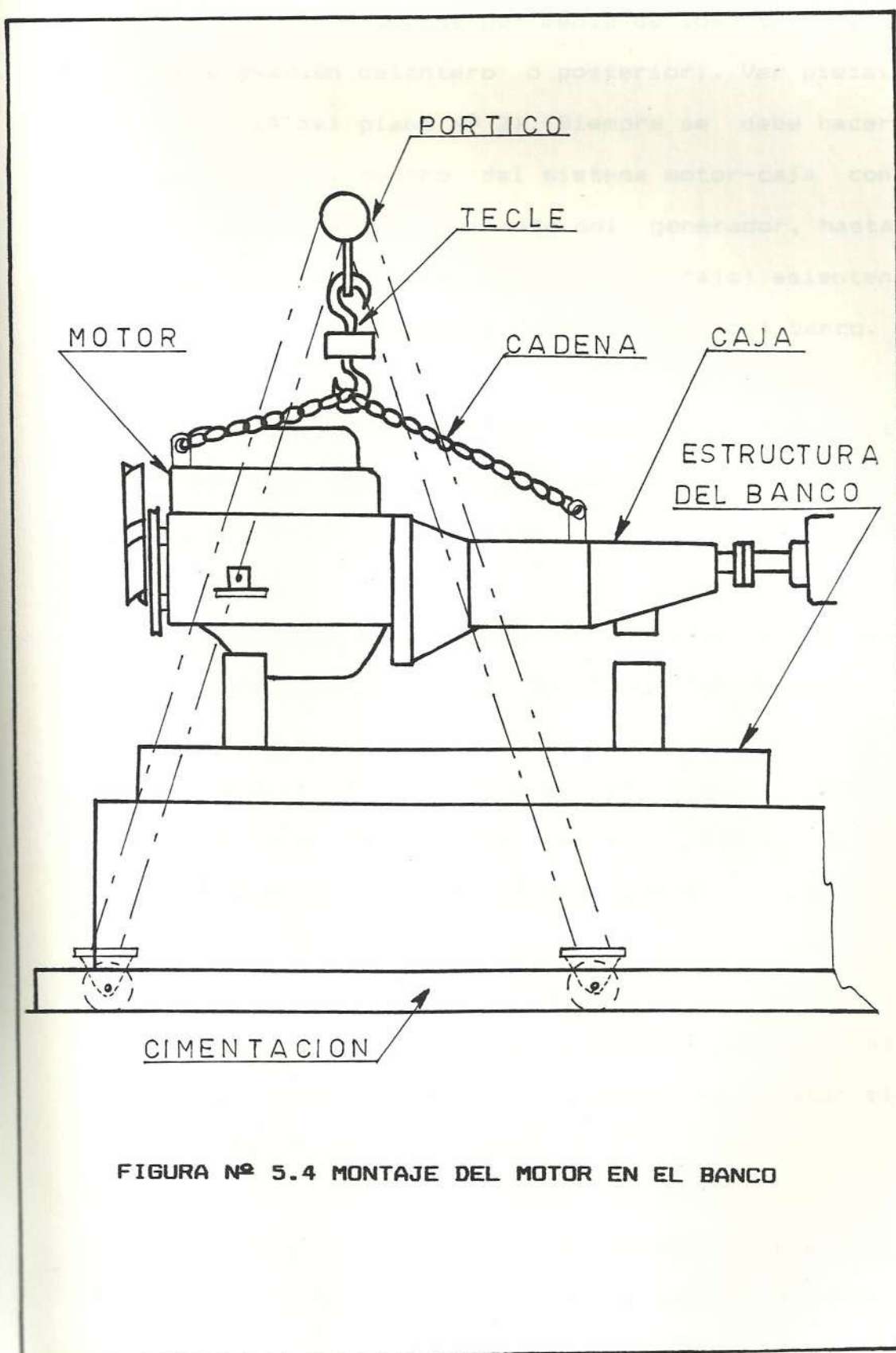
1) Lubricar, acoplar y ajustar el mecanismo del sistema de embrague (verificando el disco de embrague, plato de presión, rulimán de embrague, etc.).

2) Acoplar la caja de cambios al motor, ajustando correctamente los pernos de unión.

3) Amarrar, ya sea por medio de una cadena o soga el sistema motor-caja, por medio de las agarraderas que poseen los motores para su manipulación, de tal manera que el conjunto motor-caja permanezca horizontal y no se incline hacia adelante ó hacia atrás, y alzarlo con el tecele, hasta un nivel mas alto que el banco.

4) Mover el pórtico hacia atrás hasta que el conjunto quede justo sobre el banco, tal como se muestra en la figura Nº 5.4.

5) Descender el conjunto mientras se van alineando tanto los elementos transversales como los mástiles del banco según el espaciamiento entre bases (tanto del motor como de la caja), moviendo los pernos de fijación longitudinal, transversal (abriendo o cerrando los mástiles por medio del templador) y vertical (subiendo ó



bajando los soportes por medio de los tornillos de elevación delantero o posterior). Ver piezas # 2 y 14 del plano N° 2). Siempre se debe hacer coincidir el centro del sistema motor-caja con el del sistema oscilante del generador, hasta que las bases (de motor y de caja) asienten sobre los elementos correspondientes del banco.

6) Colocar y apretar los pernos que fijan las bases con los asientos correspondientes en el banco.

7) Comprobar el alineamiento transversal de los sistemas, utilizando el templador del banco.

8) Comprobar la horizontalidad del conjunto motor-caja por medio de los tornillos de elevación del banco y luego apretar los pernos de fijación vertical.

9) Acoplar, por medio de la chaveta adecuada, el tramo anterior del eje de acople, y ajustar el prisionero de la chaveta.

10) Instalar el tornillo de ensamble (pieza # 11 del plano N° 2) a través de la guía de ensamble (pieza # 9) y enroscarlo en la tuerca - ensamble

(pieza # 12), deslizando el conjunto como un todo hacia atrás hasta acoplar las bridas de caja. Luego empernar dicha brida.

11) realizar la comprobación final del alineamiento del sistema y el ajuste final de todos los pernos.

12) Montar y deslizar el radiador sobre los canales correspondientes, hasta que el espaciamento entre las aspas del ventilador y el panel del radiador sea aproximadamente 2 cm, para luego ajustar los tornillos de fijación del sistema deslizante de radiador.

13) Instalar las mangueras del radiador (tanto de entrada como de salida) en el motor y ajustar las abrazaderas correspondientes.

14) Conectar la manguera de toma de aire (que sale del tanque amortiguador de pulsos) a la boca del carburador, y ajustar la abrazadera respectiva, conectar la manguera de combustible a la bomba y la manguera de alta presión que va del cilindro de embrague principal, al cilindro auxiliar (que posee la caja de cambios). Luego llenar el depósito del cilindro principal con

"líquido para frenos" y purgar el sistema (extraer el aire).

15) Conectar las bridas respectivas del "tubo de ensamble" de escape, tanto al múltiple del motor como al tubo vertical de descarga.

16) Conectar la cupla térmica tipo abrazadera a la salida del agua de enfriamiento del motor.

17) En caso de motores a gasolina, conectar el cable de alto voltaje de la bobina al terminal correspondiente en la tapa del distribuidor y el terminal del secundario (bajo voltaje) al terminal correspondiente en el distribuidor.

18) Conectar el polo positivo de la batería al motor de arranque. El polo negativo de la batería estará conectado a la base del banco (conexión a tierra).

19) Conectar el cable del pulsador de arranque al terminal del bendix (automático) del motor de arranque.

20) Conectar los cables del alternador.

21) Si el motor es diesel, cebar (extraer el aire) la bomba de inyección, desconectando una a una las líneas que van a los inyectores y bombeando el sistema, ya sea por bomba de purga manual ó haciendo girar el motor accionando el motor de arranque (estando la caja en posición neutra).

5.3 PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR LA PRUEBA DEL MOTOR.

La prueba de potencia neta que está regida por la norma ecuatoriana INEN 960 es prueba de potencia neta a carga completa, es decir en marcha a plena admisión para motores de bujías y a plena carga de la bomba de inyección para motores a diesel (ver numeral 4.4.1 del apéndice "A").

El procedimiento a seguir para la realización de la prueba en el banco diseñado en la presente tesis, una vez que se ha instalado y acoplado el motor en el banco y se ha realizado la planificación de la prueba (ver TABLA XXVI), es el siguiente:

1) Ajustar el perno-tope (elemento # 28, plano N° 4), hasta que la lectura de la balanza sea la mínima posible y tomar dicha lectura inicial o "tara" del freno (véase capítulo I, sección 1.2.1).

2) Conectar el switch de encendido y accionar el pulsador de arranque hasta que arranque el motor (es necesario accionar el tiempo necesario para que la bomba de combustible pueda abastecer el sistema).

3) Realizar una calibración del grado de avance de la chispa, si se trata de motor a gasolina, por medio de una lámpara estroboscópica.

4) Accionar el embrague y colocar la caja en el cambio más alto posible.

5) Incrementar lentamente tanto la apertura del acelerador (o la carga de la bomba de inyección) como la carga del banco de resistencias, manteniendo la velocidad en el valor mínimo, o sea a partir de la cual se desee evaluar la potencia (sin que el motor funcione en forma irregular), hasta que la aceleración sea completa.

6) Tomar las lecturas de:

- Fuerza en la balanza.
- Rotámetro de combustible.
- Rotámetro de aire.
- Temperatura de salida del refrigerante.
- Temperatura del aire de admisión.
- Presión barométrica.

- RPM del motor.

NOTA: No se deben tomar datos, a menos que el momento (fuerza de la balanza), velocidades y temperaturas, hayan sido mantenidos constantes por lo menos durante un minuto (ver numeral 4.4.4 del apéndice "A").

7) Manteniendo siempre la aceleración total, ir disminuyendo la carga hasta que el motor alcance la velocidad deseada (la cual dependerá del número de lecturas o puntos que se deseen; mientras más puntos se tomen, más precisa será la curva.).

8) Repita los pasos 5 y 6, hasta que la velocidad del generador alcance 1800 RPM. Luego disminuya la aceleración y la carga hasta que el motor funcione en relanti.

9) Accionar el embrague y mover la palanca al cambio inmediato anterior y repita el paso 4 hasta que el motor alcance la velocidad registrada en la última prueba.

10) Repita los pasos 5, 6 y 7, hasta que la velocidad de motor registrada alcance el valor máximo dado por el catálogo del fabricante. Luego apague el motor.

11) Hacer los cálculos para obtener los valores de potencia y torque, para cada lectura realizada, por medio de las ecuaciones que se detallan a continuación para luego graficar la curvas de torque, potencia y consumos versus RPM del motor.

ECUACIONES PARA CALCULO DE TORQUE Y POTENCIA.

El torque producido por el motor está dado por:

$$M_t = \frac{R \times (F_p - F_o)}{R_k} \times \eta_{emb} \quad (5.2)$$

Donde: M_t : torque (en Kgm).

R : brazo de palanca = 0.75 metros.

F_p : lectura de la balanza.

F_o : lectura inicial o "tara" del freno.

R_k : relación de engranes del cambio respectivo.

η_{emb} : eficiencia del sistema de transmisión por embrague de fricción.

El valor de la eficiencia del sistema de embrague se lo obtiene de la TABLA XXVIII⁽¹⁾. Esta eficiencia es de 0.995.

Como la balanza dá la lectura de fuerza en libras y reemplazando el valor del brazo de palanca y la eficiencia, tenemos:

$$M_t = \frac{0.34 \times (F_p - F_o)}{R_k} \quad (5.3)$$

La potencia viene dada por:

CONJUNTO O ELEMENTO MECANICO DEL SISTEMA DE TRANSMISION	EFICIENCIA
Embrague de fricción	0.995
Par de ruedas dentadas exteriores	0.980
Par de ruedas dentadas interiores	0.985
Cojinetes de rodamientos	0.995
Unión cardán	0.995
Par cónico normal	0.92-0.95
Par cónico hipoidal	0.96-0.98

TABLA XXVIII EFICIENCIA DE VARIOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE TRANSMISION.

$$Ne = \frac{Mt \times n}{716.2} \quad (5.4)$$

Donde: Ne: potencia al freno (en HP)

n : número de revoluciones del motor (rpm)

Reemplazando la ecuación 5.3 en 5.4, para Fp en libras, se tiene:

$$Ne = \frac{4.75 \times 10^{-4} \times (Fp - Fo) \times n}{R_k} \quad (5.5)$$

Por tanto, con las lecturas obtenidas en la prueba, aplicamos las ecuaciones 5.3 y 5.5, para obtener los valores de torque y potencia respectivos, para poder elaborar las curvas de torque y potencia versus RPM.

NOTA : Los valores de potencia obtenidos por la ecuación 5.5, deben multiplicarse por los factores de corrección adecuados dados por la norma ecuatoriana INEN 960 dados en el apéndice "A".

CAPITULO VI

ANALISIS DE COSTOS

6.1 COSTO DE MATERIALES.

<u>CANTIDAD</u>	<u>DESCRIPCION</u>	<u>COSTO(S/.)</u>
15 m	canal "C" 80x40x3 mm	82305
2 m	canal "C" 80x40x6 mm	26960
2 m	canal "G" 80x40x3 mm	11220
5 m	canal "C" 100x50x6 mm	71265
0.5 m	canal "C" 125x50x6 mm	7257
2 m	varilla cuadrada 12mm	2746
13 m	tubo cuadrado 40x40x3 mm	112879
3.5 m	tubo redondo 38x2mm	19250
1.5 m	ángulo "L" 70x70x6 mm	12375
15 cm	tubo 3" diám. nominal	2250
5 m	platina 25x3 mm	4920
2 m	platina 40x3 mm	2300
50 Kg	acero SAE 1020	117000
3.5 Kg	electrodo E6011	21560
50 cm	acero 1018 para transmisión	43750
20	hojas de sierra para metal	56000
0.5 l	laca	5000
1 gal	diluyente acrílico	8000
8	lija de agua # 120	12000
0.5 l	fondo para laca	4000

<u>CANTIDAD</u>	<u>DESCRIPCION</u>	<u>COSTO(S/.)</u>
2 l	pintura anticorrosiva	10000
1 l	masilla plástica	24000
8.5 m	cable # 10	15300
2 m	cable # 4	24000
5.5 m	cable # 14	3300
1 m	cable de bujía	3000
1 m	cañería de bronce 3/16"	6000
0.8 m	manguera radiador 1.5"	24224
4 m	manguera de combustible 5/16"..	32000
1.5 m	manguera de caucho 3"	45420
4	perno M10x30	2400
2	perno M10x40	2000
22	perno M12x40	19800
20	perno M12x50	21000
1	perno M12x120	2500
2	perno M12x200	12000
2	perno M12x280	16000
1	perno M16x340	12000
8	perno M20x60	24000
2	perno M20x80	6600
9	perno M20x100	61200
10	tuerca M10	3000
43	tuerca M12	21500
1	tuerca M16	700
19	tuerca M20	28500
10	anillo plano d=10mm	600

<u>CANTIDAD</u>	<u>DESCRIPCION</u>	<u>COSTO(S/.)</u>
32	anillo plano d=12mm	3200
18	anillo plano d=20mm	5400
10	anillo de presión d=10mm	500
40	anillo de presión d=12mm	4000
10	anillo de presión d=20mm	4000
TOTAL DE MATERIALES		1'061181

6.2 COSTO DE MANUFACTURA

<u>LABOR</u>	<u>HORAS</u>	<u>COSTO(S/./hora)</u>	<u>COSTO(S/.)</u>
-torneado	6	25000	150000
-fresado	2	30000	60000
-trazado, taladrado y corte	60	5000	300000
-soldadura y ensamble	16	5000	80000
-pulida y pintura	8	4000	32000
-montaje de equipos e instrumentación	16	5000	80000
COSTO TOTAL DE MANUFACTURA			702000

6.3 COSTO DE EQUIPOS Y ACCESORIOS

<u>CANTIDAD</u>	<u>DESCRIPCION</u>	<u>COSTO(S/.)</u>
1	Generador CAT SR4	27'416000
1	acople MARTIN # 11	1'200000
1	chumacera SEALMASTER	
	modelo MP-56	450000
1	chumacera SEALMASTER	
	modelo MP-16	215000
1	banco de resistencias	
	SIMPLEX LBS-B 125 Kw	8'500000
1	balanza COLE-PARMER	
	modelo H-11920-10	3'486600
1	rotámetro OMEGA	
	modelo FL-105*	281610
1	rotámetro OMEGA	
	modelo FL-7728*	402300
1	termómetro COLE-PARMER	
	modelo H-08500-41	765860
1	cupla COLE-PARMER tipo T,	
	modelo H-08469-44	98340
1	cupla COLE-PARMER tipo T,	
	modelo H-08506-60	224990

* Deducido del precio en dólares del año 1986,
referido al cambio actual (S/.2980 por dólar).

1	manómetro de aceite MOTORCRAFT de 0 a 100 psi, incluido tubería y neplos	68000
1	tacómetro óptico COLE-PARMER modelo H-87303-00	1'050450
1	switch de 1 posición	6500
1	pulsador para arranque	6500
1	batería "BOSCH" 12V, 55 A-h ...	140000
1	bobina "BOSCH" 12V	75000
1	regulador MOTORCRAFT	78000
1	Amperímetro NEW-ERA	24000
2	borne de batería	6000
1	radiador para FORD	500000
1	tanque 55 gal./hierro	18000
1	tanque gasolina 10 gal	350000
1	neplo 3/16	1500
1	silenciador	80000
4	abrazaderas 1.5"	8000
2	abrazaderas 3"	7000
4	abrazaderas 5/16"	2800
1	cilindro de embrague SEIKEN 3/4"	98000
1	manguera para freno de 3/8 con adaptador	25000

COSTO TOTAL DE EQUIPOS Y ACCESORIOS 45'585450

6.4 COSTO DE LA CIMENTACION

<u>CANTIDAD</u>	<u>RUBRO</u>	<u>TOTAL(S/.)</u>
16.8m ³	excavación	101640
16.8m ³	relleno compactado	605405
113.22 Kg	hierro estructural	237762
1.81m ³	encofrado y cimentación	551080
TOTAL DE COSTO DE CIMENTACION		1'495887

COSTO TOTAL DEL BANCO

DE PRUEBAS.....S/. 48'844518

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Como conclusiones anotamos las siguientes:

- 1) Se ha cumplido el objetivo propuesto al inicio de la presente tesis, el cual es de poder contar con un banco de pruebas con una estructura en la que se puedan montar y probar cualquier motor de vehículos automotores, ya sea a gasolina o diesel, de hasta 150 HP de potencia, a fin de poder obtener sus "curvas características".
- 2) La estructura está diseñada para montar motores de vehículos con "sistema de motor delantero con propulsión en las ruedas posteriores", es decir es una restricción física solamente, ya que los principios de funcionamiento de este banco pueden adaptarse a cualquier motor, con solo cambiar el diseño de la estructura-soporte.
- 3) Se ha comprobado la eficacia del diseño a escala natural, (o sea 1:1), propuesto al inicio de esta tesis, pues de esta manera se obtiene una perspectiva cada vez más clara de lo que se desea diseñar conforme se avanza en el diseño. Así se descubren los problemas y errores de concepción en el diseño en forma rápida y también alternativas de solución, todo

lo cual resulta en un diseño eficaz, económico y seguro.

- 4) Este banco está diseñado para que los motores sean montados con su respectiva caja de cambios acoplada al motor formando un solo conjunto.
- 5) El sistema permite probar motores que funcionan a un elevado número de revoluciones, utilizando como freno eléctrico un generador, el cual tiene una velocidad nominal de 1800 rpm.
- 6) Para el diseño de dicha estructura, se tomó como base o referencia tres motores, pequeño, mediano y grande considerándolos como motores "tipo" a fin de establecer límites en cuanto a dimensiones y cargas.
- 7) Fue necesario, por medio de un análisis termodinámico, verificar el valor de potencia al freno dada en el catálogo del fabricante del motor más potente, con la finalidad de garantizar un valor, con el cual se dimensionan los elementos que componen la estructura.
- 8) Se realizó la construcción de la estructura-soporte del motor, provista de bases deslizantes y sistemas de deslizamiento tanto longitudinal, transversal y

vertical del banco. En el APENDICE C se muestra las fotografías de este banco, tomadas dentro del Laboratorio de Conversión de Energía de la Facultad de Ing. Mecánica de la ESPOL, lugar donde se encuentra actualmente.

- 9) Para el diseño y construcción de la estructura, se ha seleccionado materiales existentes en el mercado, con las dimensiones adecuadas para asegurar la resistencia durante la prueba.
- 10) Con la finalidad de disminuir los costos de construcción de la estructura-soporte con bases deslizantes, los diseños preliminares se fueron modificando, para simplificar el diseño y evitar procesos de maquinado, los cuales obviamente son muy costosos. Por esto, Se ha seleccionado el método de soldadura por arco para unir los elementos fijos de la estructura deslizante.
- 11) Debido a las diferentes razones de reducción, utilizadas en la caja de cambios durante la prueba, no es posible medir la potencia eléctrica por medio de las lecturas de voltaje y corriente generador en el sistema.
- 12) Para solucionar lo anterior, se ha diseñado un

sistema oscilante, para poder utilizar un generador comercial cualquiera para poder medir el torque y por consiguiente la potencia del motor.

- 13) El sistema de acople diseñado, permite adaptar cualquier tamaño de motor, cambiando solamente el tramo delantero del eje de acople, sin necesidad de utilizar otro tamaño de acople flexible.
- 14) El acoplamiento y alineamiento puede lograrse en forma rápida y precisa, utilizando los sistemas deslizantes del banco, de manera que es posible disminuir al mínimo la vibración, por tanto no se ha utilizado aisladores de vibración en el montaje del generador.
- 15) Se ha considerado los requerimientos de la norma ecuatoriana dispuestos por el Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN), el cual se basa en las normas ISO 1585 e ISO 3173, para la selección de los sistemas de medición de parámetros que intervienen en este tipo de pruebas, tomando en cuenta sobretudo la exactitud requerida para cada medición.
- 16) Dicha norma establece el método para medir potencia y consumo específico de combustible a carga completa, como funciones de la velocidad de la máquina.

- 17) Como las condiciones atmosféricas de presión y temperatura varían de una localidad a otra y para tener un patrón de prueba estándar, con fines de comparación, los datos obtenidos en una prueba de potencia neta deben corregirse con los "factores de corrección" adecuados, dictados por la norma antes mencionada.
- 18) Es indispensable disponer algún sistema de disipación de la carga producida por el generador durante la prueba, a fin de poder frenar el motor, ya que si no se dispone de ello, el generador solamente produciría la energía necesaria para vencer la inercia del motor, puesto que no se puede violar el principio de conservación de la energía.
- 19) El diámetro de perno seleccionado e instalado en la estructura-soporte de motor, por razones de intercambiabilidad, facilidad de instalación y estética y considerando que los costos se incrementan sólo en un pequeño porcentaje, es de 12mm, a pesar de que según en el dimensionamiento de dichos pernos realizado en el capítulo III, se requieran pernos de menor diámetro.
- 20) Los perfiles en C utilizados para la construcción de la estructura - soporte de motor, tienen un espesor

de 3 milímetros, aunque según el dimensionamiento dado en el capítulo III es suficiente un espesor de 2 milímetros. El motivo es que en la localidad donde se construyó dicha estructura, únicamente se pudo conseguir perfiles de 3mm de espesor.

- 21) Al construir la cimentación del banco, se deben cumplir normas que se siguen para construcciones civiles, entre las cuales están el de realizar una excavación de un metro de profundidad, y rellenar con "cascajo mejorado" en capas de 30 centímetros, con lo cual se garantiza una resistencia al asentamiento incluso para terrenos muy lodosos o pantanosos, los que con frecuencia existen en terrenos de las zonas del litoral ecuatoriano.
- 22) Los costos de herramientas y accesorios necesarios en este banco son pequeños, si comparamos con los costos que requeriría adaptar una estructura específica para cada motor a probarse.

Como recomendaciones tenemos las siguientes:

- 1) Montar el conjunto motor-caja, en lo posible utilizando las bases de caucho propias tanto para el motor como para la caja, ó en su lugar cauchos con

propiedades similares a estos, para evitar la excesiva vibración en el sistema.

- 2) Antes de soldar las tuercas fijas a los elementos de la estructura del banco, aplicar o rellenar con grasa el espacio hueco de la tuerca para evitar el excesivo calentamiento de la tuerca, ya que debido a las altas temperaturas que se generan, se produce la deformación de los hilos de rosca, causando dificultad o imposibilidad para enroscar el perno correspondiente. Una vez realizada la soldadura, se recomienda enfriar rápidamente.
- 3) Instalar el banco en un ambiente bien ventilado, para evitar el calentamiento excesivo del mismo, para evitar molestias al personal que está realizando la prueba y para disminuir la magnitud de los factores de corrección respectivos.
- 4) Extender el tubo de descarga de los gases de escape hacia el exterior del recinto donde se encuentre el banco, si es que las condiciones del ambiente en los alrededores del banco provocan acumulación de dichos gases, lo cual causará molestias al personal.
- 5) Instalar el banco de resistencias, en lo posible, fuera del recinto donde se encuentre el banco, puesto

que es una fuente de calor muy grande (calor disipado en los elementos resistivos). Si no es posible instalarlo fuera de dicho recinto, es necesario disponer de ductos adecuados tanto para el suministro de aire de enfriamiento (aire frío), como para el escape de dicho aire (aire caliente) hacia el exterior.

- 6) Para disminuir costos, se podría reemplazar el banco de resistencias por un "sistema de pozo", tal como el detallado en el capítulo I, sección 1.3.2. La construcción de dicho sistema se propone como un tema para tesis de grado de un estudiante de la Facultad de Ingeniería Eléctrica de la ESPOL.
- 7) Es necesario una "puesta a punto" del motor, antes de realizar la prueba para que el funcionamiento del motor sea estable, mediante la calibración de sus componentes de encendido, sistema de combustible, válvulas, etc., a los valores recomendados por el fabricante. De esta manera se obtendrá el máximo rendimiento y potencia del motor.
- 8) Apretar adecuadamente los pernos del banco, utilizando arandelas de presión, para evitar que estos se aflojen durante la prueba debido a la vibración.

- 9) Al realizar la excavación para construir la cimentación, es necesario excavar también un metro hacia cada lado de la misma, a fin de facilitar el trabajo del personal que la construye.
- 10) Cuando se tiene listo el encofrado para la cimentación, previo a la aplicación del concreto, se deben fijar los pernos de anclaje por medio de una plantilla de madera, que sirva de guía para los mismos, realizando perforaciones en la misma, a fin de garantizar su correcta posición una vez que la mezcla ha fraguado. Esto es necesario porque el tipo de perno de anclaje seleccionado es "fijo con gancho" por lo cual, una vez que la mezcla ha fraguado, no es posible extraerlos.
- 11) Controlar en lo posible que durante la prueba la velocidad de rotación del generador no exceda los 1800 rpm.
- 12) Cuando se trate de motores a gasolina, en lo posible reemplazar los principales componentes del sistema de encendido (platinos, condensos y bujías), para semejar en lo posible las condiciones originales del motor.

WURH JHEH VEO

A P E N D I C E S

A P E N D I C E " A "

NORMA INEN 960

VEHICULOS AUTOMOTORES

DETERMINACION DE LA POTENCIA NETA DEL MOTOR

1. OBJETO

1.1 Esta norma establece el método general de ensayo para motores de vehículos automotores, para evaluación de su rendimiento, con el propósito de la elaboración posterior de curvas de potencia y consumo específico de combustible a carga completa, como funciones de la velocidad de la máquina.

2. ALCANCE

2.1 Esta norma se aplica a máquinas de combustión interna usadas en vehículos automotores (excluyendo motocicletas y tractores), que estén incluidos dentro de las categorías siguientes:

- motores de combustión interna a pistón de movimiento alternativo (encendido por bujías o por inyección de combustible), excluyendo los de pistón

libre;

- motores de émbolo rotativo.

Estos motores podrán estar provistos de un dispositivo de sobrecarga mecánica o de turbo alimentadores.

3. DEFINICIONES

3.1 Potencia neta. Potencia obtenida en el eje motor ó en su equivalente, a la velocidad especificada por el fabricante, estando el motor equipado con los dispositivos auxiliares necesarios para su correcto funcionamiento en su aplicación particular.

3.2 Dispositivos auxiliares. Los equipos y dispositivos enunciados en la TABLA 1.

3.3 Equipo estándar de producción. Cualquier equipo que es provisto normalmente por el fabricante, para una aplicación particular del motor.

4. DISPOSICIONES GENERALES

4.1 Exactitud de las mediciones.

4.1.1 Momento. El dinamómetro debe tener una exactitud

dentro de $\pm 0.05\%$ del valor máximo de la escala.

4.1.2 Velocidad. La velocidad del motor debe ser leída de preferencia con un cuenta revoluciones y un cronómetro sincronizado automáticamente. La exactitud de los valores medidos debe ser del $\pm 0.05\%$.

4.1.3 Consumo de combustible: exactitud de $\pm 1\%$.

4.1.4 Temperatura del aire de admisión: $\pm 1^\circ\text{C}$.

4.1.5 Presión barométrica: $\pm 70\text{ Pa}$ (0.70 mbar).

4.1.6 Presión en el ducto de escape: $\pm 25\text{ Pa}$ (0.25 mbar).

4.2 Ensayos.

4.2.1 Dispositivos auxiliares.

4.2.1.1 Durante los ensayos, los dispositivos auxiliares especificados en la TABLA 1, deben instalarse en lo posible en la misma posición que en la aplicación a la que se destina el motor. Deberán retirarse los equipos auxiliares del vehículo que no sean necesarios para el funcionamiento del motor, como por ejemplo:

- compresor de aire para frenos,

- compresor de la suspensión,
- sistema de aire acondicionado.

En los casos en que se deban retirar accesorios, la potencia absorbida por los mismos deberá determinarse y añadirse a la potencia medida del motor.

4.2.2 Dispositivos auxiliares para arranque de motores a diesel.

4.2.2.1 Tratándose de motores a diesel, deben considerarse los dos casos siguientes:

- a) *Arranque eléctrico.* El generador está instalado y suministra, cuando sea necesario, la energía para los auxiliares indispensables para el funcionamiento del motor.
- b) *Arranque no eléctrico.* Si existe cualquier otro dispositivo auxiliar eléctricamente movido, indispensable para el funcionamiento del motor, se instalará el generador para suministrar la energía de estos accesorios. De lo contrario deberán retirarse. En cualquier caso, el sistema para producir y acumular la energía necesaria para el arranque, debe estar instalado y funcionar cuando no se aplica al motor.

4.3 Condiciones de ajuste.

4.3.1 Las condiciones de ajuste durante el ensayo, para la determinación de la potencia neta, se indican en la TABLA 2.

4.4 Condiciones del ensayo.

4.4.1 El ensayo de potencia neta consistirá en marcha a plena admisión para motores a bujías y a plena carga de la bomba de inyección para motores a diesel. El motor estará equipado según la TABLA 1.

4.4.2 Los datos de rendimiento deben obtenerse bajo condiciones estables de funcionamiento, con un adecuado suministro de aire fresco. Los motores deberán arrancarse de acuerdo a las recomendaciones del fabricante. Las cámaras de combustión de motores a bujías podrán contener depósitos, pero en cantidades limitadas. Las condiciones de ensayo, tal como la temperatura de la tobera de admisión, deberán seleccionarse lo más aproximadamente a las condiciones de referencia, para minimizar la magnitud del factor de corrección.

4.4.3 La temperatura del aire de admisión al motor (aire ambiental), debe medirse dentro de 0.15 m máximo, en la entrada al filtro de aire y, si este no existe, dentro de

0.15 m de la tobera de admisión. El termómetro o la cupla térmica debe protegerse de radiación de calor y localizado directamente en el torrente de aire. Debe también protegerse de gotas de combustible. Una cantidad suficiente de medidas en sitios distintos deberá dar un promedio representativo de la temperatura.

4.4.4 No se deben tomar datos, a menos que el momento, velocidad y temperatura hayan sido mantenidos constantes por lo menos durante un minuto.

4.4.5 La velocidad del motor durante una prueba o lectura no debe desviar la velocidad seleccionada en más de 1% o en más de ± 10 rpm.

4.4.6 La fuerza de frenado observada, consumo de combustible y temperatura del aire de admisión, deben anotarse simultáneamente y, en cada caso, deben ser los promedios de dos valores estables que no varían más del 2% para la fuerza de frenado y consumo de combustible.

4.4.7 Para la medición del consumo de combustible con un contador automático de tiempo, el tiempo mínimo de medición no debe ser inferior a 30 seg.; para medición manual, no menor a 60 seg.

4.4.8 La temperatura de salida del refrigerante en motores

enfriados por líquidos, debe controlarse y mantenerse a $80 \pm 5^{\circ}\text{C}$, a menos que el fabricante especifique otra cosa. Para motores enfriados por aire, la temperatura debe mantenerse con tolerancia de 20°C respecto al valor indicado por el fabricante.

4.4.9 La temperatura del combustible en la entrada de la bomba o en el carburador debe mantenerse dentro de los límites especificados por el fabricante.

4.4.10 La temperatura del aceite lubricante medida en el depósito de aceite o en la salida del sistema de enfriamiento de aceite, de existir, debe mantenerse dentro de los límites especificados por el fabricante.

4.4.11 La temperatura del gas de escape debe medirse en un punto del tubo de escape adyacente al final del múltiple de escape. Esta temperatura debe mantenerse entre los límites establecidos por el fabricante.

4.4.12 Para motores a diesel, el combustible utilizado no debe contener aditivos para la supresión de humo. En caso de disputa, el ensayo deberá hacerse con combustible clasificado bajo la sigla CEC-RF-03-T-69.

5. FACTORES DE CORRECCION

5.1 Definición del factor K_a . Es el factor por el cual debe multiplicarse la potencia observada, para determinar la potencia del motor bajo las condiciones atmosféricas de referencia.

5.2 Condiciones atmosféricas de referencia:

5.2.1 Temperatura: 25°C (298°K).

5.2.2 Presión total: 100 KPa (1000 mbar), siendo la humedad despreciable (ver NOTA 1).

5.3 Limitaciones en el uso de la fórmula de corrección.

5.3.1 La fórmula de corrección es sólo aplicable donde el factor de corrección está entre 0.96 y 1.04. Si se exceden estos límites, debe darse el valor corregido, y las condiciones de ensayo (temperatura y presión) deben establecerse en forma precisa en el reporte de ensayo.

5.4 Determinación de factores de corrección.

NOTA 1: dentro del intervalo 10 a 35 °C, los efectos de la humedad en el factor de corrección pueden ser despreciados.

5.4.1 Motores de ignición por bujías (carburador o inyección). Factor K_a .

$$K_a = \frac{100}{P} \times \frac{T}{298} \quad (1)$$

Donde:

T : Temperatura absoluta ($^{\circ}K$) en la entrada de aire.

P : Presión atmosférica total (KPa).

Esta fórmula es aplicada a la potencia de frenado observada, sin tomar en cuenta la eficiencia mecánica del motor.

5.4.2 Motores a diesel. Factor K_d .

5.4.2.1 Factor de corrección para motores a diesel de cuatro tiempos de aspiración natural y para motores a diesel de dos tiempos. El factor de corrección que se aplica solo a suministro constante de combustible, se calcula por medio de la fórmula:

$$K_d = (100/P)^{0.45} \times (T/298)^{0.5} \quad (2)$$

La siguiente fórmula, que es aproximadamente equivalente, puede también aplicarse:

$$K_d = 1 + (A/100)$$

Donde:

$$A = 0.65 (100 - P) + 0.17 (T - 298)$$

Si el factor de corrección excede 1.04 o es menor que 0.96, o si el suministro de combustible, medido durante el funcionamiento del motor, es menor a 50 mm³ por litro de volúmenes de barrido, o más que 75 mm³, la corrección puede hacerse aplicando el factor de corrección K_d, por el valor de este coeficiente; las condiciones de temperatura y presión durante el ensayo y el suministro específico de combustible en mm³/litro, deben hacerse constar en el reporte.

5.4.2.2 Factor de corrección para motores a diesel cargados a presión.

5.4.2.2.1 Motores con sobrealimentación por turbina de escape. Un factor de corrección de 1 se aplicará cuando la densidad del aire ambiental no varíe más de $\pm 5\%$ de la densidad bajo las condiciones de referencia. Cuando la densidad del aire esté fuera de estos límites, no se aplicará corrección alguna, pero se reportarán las condiciones de ensayo.

Motores con sobrealimentación mecánica. Para el factor de corrección de motores de sobrecarga mecánica, se aplicará la fórmula para motores de aspiración natural, previa comprobación de que la relación está entre los límites especificados para esos motores.

$$\text{relación} = \frac{\text{suministro de combustible}}{\text{volum. de barrido} \times (P_2/P_1) \times (T_1/T_2)}$$

Donde:

P_1 : Presión ambiental.

P_2 : Presión en el múltiple de admisión.

T_1 : Temperatura ambiental en °K.

T_2 : Temperatura en la entrada del múltiple de admisión.

6. MEDICION DEL VALOR DEL HUMO

6.1 El valor de la emisión del humo deberá medirse y registrarse en cada lugar de ensayo. El opacímetro usado y su instalación deben estar diseñados de acuerdo con ISO3173.

No	DISPOSITIVOS	NOTAS
1	<u>Sistema de admisión:</u> - múltiple de admisión. - filtro de aire. - silenciador de admisión. - sistema de control de emisiones. - sistema/limitación de velocidad.	
2	sistema de calefacción del múltiple de admisión.	Colocado en la posición más favorable posible.
3	<u>Sistema de escape:</u> - purificador. - múltiple de escape. - toberas. - silenciador. - tubo de escape. - freno de escape.	Si es posible armar el sistema de escape para el ensayo, se debe reemplazar por otro equivalente en restricciones con la aprobación del fabricante. Si existe un freno de escape, la válvula puede ser retirada o colocada en posición de abierta totalmente.
4	Bomba de combustible.	La presión de alimentación del combustible puede ser ajustada, en caso de necesidad, para producir circunstancias especiales de aplicación del motor.
5	Carburador	
6	<u>Equipo de inyección (diesel):</u> - primer filtro. - segundo filtro. - bomba. - cañería de alta presión. - Inyector. - Válvula de admisión de aire. - Regulador.	La válvula de admisión de aire es el control neumático de la bomba de inyección.
7	<u>Equipo de enfriamiento del líquido refrigerante:</u> - Tapa del motor. - Radiador.	El radiador, ventilador, la bomba de agua y el termostato, deben colocarse en el banco de pruebas en las mismas posiciones relativas que ocupan en el vehículo. La circulación de agua debe ser activada solamente por la bomba. El enfriamiento puede ser producido por el radiador ó por circuito externo, siempre que la pérdida de la presión en este circuito permanezca sustancialmente la misma que la del motor.

TABLA 1. DISPOSITIVOS AUXILIARES PARA PRUEBA DE POTENCIA NETA.

No	DISPOSITIVOS	NOTAS
7	- ventilador. - tapa del ventilador. - tapa del radiador - bomba de agua. - termostato.	Si hay un ventilador desconectado, la potencia neta debe determinarse primeramente con el ventilador desconectado y luego conectado. Cuando el ventilador no se puede instalar en el banco de pruebas, la potencia absorbida por el ventilador debe determinarse para las mismas velocidades utilizadas para las mediciones del motor. Esta potencia debe restarse de la potencia corregida, para obtener la potencia neta.
8	<u>Equipo de enfriamiento de aire:</u> - Tapa del ventilador. - ventilador. - ventilador auxiliar del banco de pruebas. - dispositivo de regulación de temperatura.	(Las notas del número 7 aplicables al ventilador, se aplican también para enfriamiento por aire). Si fuese necesario.
9	Equipo eléctrico.	La potencia del generador debe limitarse a la necesaria para el funcionamiento de accesorios que son indispensables para el motor. No debe cargarse la batería durante el ensayo.
10	<u>Equipo de sobrealimentación:</u> - compresor movido por el motor, ó por gases de escape. - intercambiador de calor. - bomba o ventilador de refrigeración. - regulación del flujo de refrigerante. - ventilador auxiliar del banco de pruebas.	La temperatura de aire en el múltiple de admisión debe ser la especificada por el fabricante, en el caso de haberla. Si fuese necesario.
11	Dispositivo anti-contaminante.	

TABLA 1. (CONTINUACION)

1 *	Ajuste al carburador
2 *	Ajuste al sistema de inyección a la bomba.
3 *	Inyección o regulador de la inyección.
4 *	Ajuste del regulador.

** de acuerdo a las especificaciones del fabricante,
utilizados sin ninguna alteración posterior para la
aplicación particular.*

**TABLA 2. CONDICIONES DE AJUSTE PARA PRUEBA DE POTENCIA
NETA.**

APENDICE "B"

NOTAS

CAPITULO I

- (1) Tomado de ref.[8] pág. 58.
- (2) Tomado de ref.[16], cap. 22, pág. 386.
- (3) Tomado de ref.[16], cap. 22, pág. 386.
- (4) Tomado de ref.[16], cap. 22, pág. 386.
- (5) Tomado de ref.[8], cap. 10, pág. 181.
- (6) Tomado de ref.[8], cap. 10, pág. 158.

CAPITULO III

- (1) Recomendado por ref.[14], cap. 6, pág. 210.
- (2) Tomado de ref.[13].
- (3) Tomado de ref.[1], pág. 2-117.
- (4) Tomado de ref.[1], pág. 2-116.
- (5) Tomado de ref.[1], pág. 5-26.
- (6) Tomado de ref.[1], pág. 5-26.
- (7) Tomado de ref.[1], pág. 5-19.
- (8) Tomado de ref.[1], pág. 5-124.
- (9) Tomado de ref.[1], pág. 5-19.
- (10) Tomado de ref.[10], cap. 5, pág. 46.
- (11) Tomado de ref.[1], cap. 5, pag. 5-21
- (12) El área a la tensión o área de esfuerzo a la tensión es el área transversal del elemento sin roscar.

- (13) Tomado de ref.[25], cap. 8, pág. 388.
- (14) Tomado de ref.[25], cap. 8, pág. 369.
- (15) La figura Nº 3.16 está tomada de ref.[14], cap. 5, pág. 178.
- (16) Tomado de ref.[14], cap. 10, pág. 352.
- (17) Tomado de ref.[25], cap. 6, pág. 282.
- (18) Tomado de ref.[25], cap. 9, pág. 449.
- (19) Tomado de ref.[25], cap. 9, pág. 450.
- (20) Tomado de ref.[25], págs. 828 y 829.
- (21) Tomado de ref.[1], pág. 1-89.
- (22) Tomado de ref.[18].
- (23) Tomado de ref.[10], cap. 9, pág. 113.
- (24) Tomado de ref.[10], cap. 9, pág. 114.
- (25) Tomado de ref.[10], cap. 9, pág. 114.
- (26) Tomado de ref.[10], cap. 8, pág. 102.
- (27) Tomado de ref.[25], cap. 9, pag. 443.
- (28) Tomado de ref.[24].
- (29) Tomado de ref.[24].
- (30) Tomado de ref.[24].
- (31) Tomado de ref.[28], cap. 5, pág. 47.
- (32) Tomado de ref.[28], cap. 5, pág. 59.
- (33) Se debe tener en cuenta factores económicos, pero sin despreciar la influencia de la rotura por tracción y adherencia del perno al hormigón.
- (34) Según lo recomendado por la ref.[28], cap. 5, pág. 48.
- (35) Para cumplir el 90% del "proctor modificado", que es

una norma establecida para obras de ing. civil.

(36) Tomado de ref.[28], cap. 5, pág. 49.

CAPITULO IV

(1) Tomado de ref.[11], pág. 303.

(2) Tomado de ref.[22], pág. A-18

(3) Tomado de ref.[22], pág. B-7

(4) Tomado de ref.[22], pág. B-9

(5) Tomado de ref.[2], pág. 1390

CAPITULO V

(1) Tomado de ref.[27], pág. 66.

APENDICE " C "

FOTOS



FOTO N° 1. ESTRUCTURA SOPORTE DEL CONJUNTO MOTOR - CAJA
(VISTA FRONTAL)

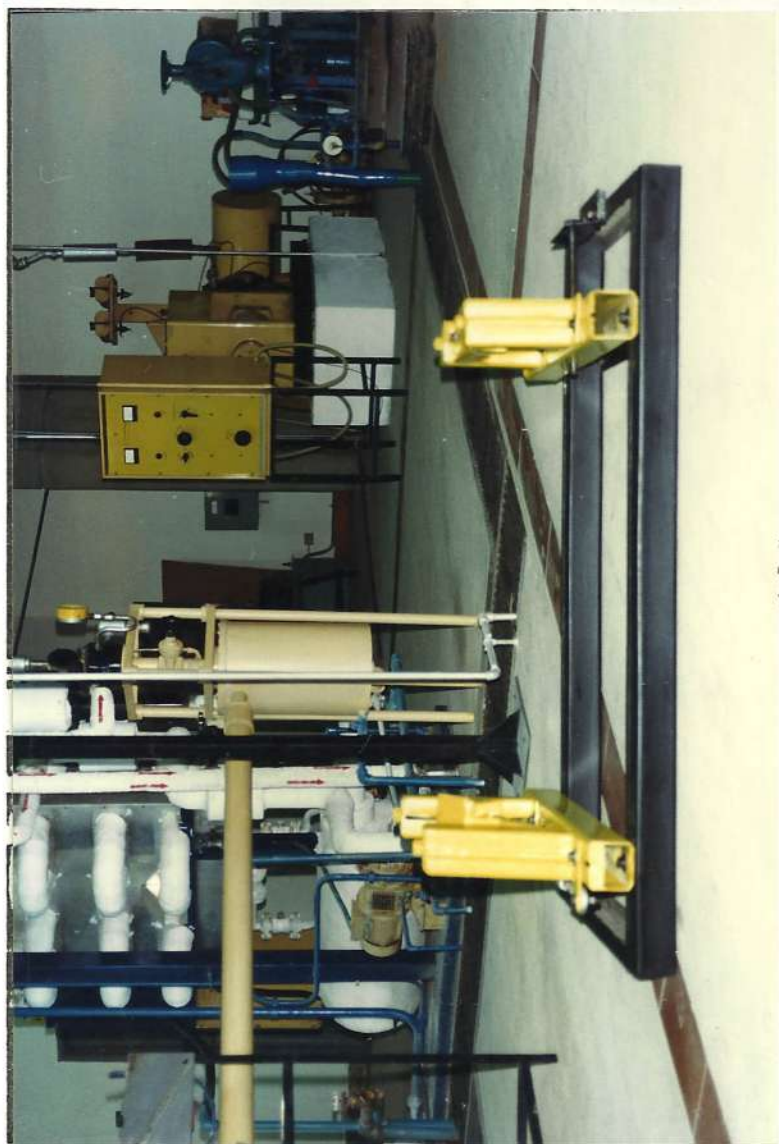


FOTO N° 2. ESTRUCTURA SOPORTE DEL CONJUNTO MOTOR - CAJA
(VISTA LATERAL)



FOTO N° 3. ESTRUCTURA SOPORTE DEL CONJUNTO MOTOR - CAJA
(VISTA POSTERIOR)

BIBLIOGRAFIA

1. AISC. *Manual de construcción en acero*. Colección ESPOL. 1990.
2. CATALOGO COLE PARMER. Cole Parmer Instrument Company. 1995.
3. CATERPILLAR. *Caterpillar generator Sets*. 1979.
4. CEVALLOS, Freddy. *Motores de combustión interna*. Colección ESPOL. 1983.
5. CRANE. *Flujo de fluidos*. Editorial McGraw-Hill. 1993.
6. CREUS, Antonio. *Instrumentación Industrial*. 4ta. edición. Editorial Alfaomega S.A. 1992.
7. FORD. *Service Manual*. 1973.
8. GIACOSA, Dante. *Motores endotérmicos*. 3era. edición. Editorial Científico-Médica. 1970.
10. HALL/HOLOWENKO/LAUGHLIN. *Diseño de máquinas*. Serie Schaum. McGraw-Hill. 1971.

11. HOLMAN, J. P. *Métodos experimentales para ingenieros*. Editorial McGraw-Hill. 1977.
12. INEN. Norma 960. *Vehículos automotores, determinación de la potencia neta del motor*. 1984
13. I.P.A.C. *Catálogo general*.
14. JUVINAL, Robert. *Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica*. 1era. edición. Editorial LIMUSA. 1991.
15. LINCOLN. " *The procedure handbook of arc welding*. Lincoln Electric Company. 20va. edición. 1973.
16. MALEEV. *Diesel engine, operation and maintenance*. Editorial McGraw-Hill. 1954.
17. *Manual Práctico del Automóvil*. Editorial Cultural S.A. 1987
18. MARTIN. *Catálogo de acoples "Martin"*.
19. NISSAN. *Service Manual. J-13, J-15, J-16 series*. Nissan Motor Co. Ltd. 1972.
20. NISSAN 1200. *Manual del Propietario*. 1994.

21. OBERT, Edward. *Motores de combustión interna*. 1era. edición. Editorial Continental S.A. 1992.
22. OMEGA. *Flow measurement and control Handbook and Encyclopedia*. 1986.
23. POKROVSKAIA, A. *Dibujo industrial*. Editorial MIR. Colección ESPOL. 1987.
24. SEALMASTER. *Catalog BP-88*. Morse industrial, Emerson power transmission corp. 1988.
25. SHIGLEY, Joseph. *Diseño en ingeniería mecánica*. Editorial McGraw-Hill. V edición. 1990.
26. SIMPLEX. *Load banks*. Simplex Inc. 1993.
27. SZCZEPANIAK, Cezary. *Fundamentos de diseño del automóvil*. 1era. edición. Editorial Continental. 1982.
28. VARGAS, Angel. *Montaje de maquinaria industrial. TOMO I. Series VZ*. 1982.
29. VILLACIS, Edmundo. *Folleto de dibujo mecánico*. Colección ESPOL. 1988.

30. WASDYKE/SNYDER. *Experimentos con motores de combustión interna*. Editorial LIMUSA. 1991.

920
520

4 agujeros
 ϕ 10 mm

1

600

160

2

2

40

6

7

8

9

DETALLE 1

2

70

DETALLE 1 (E 2:1)

680

84

160

2

3

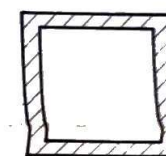
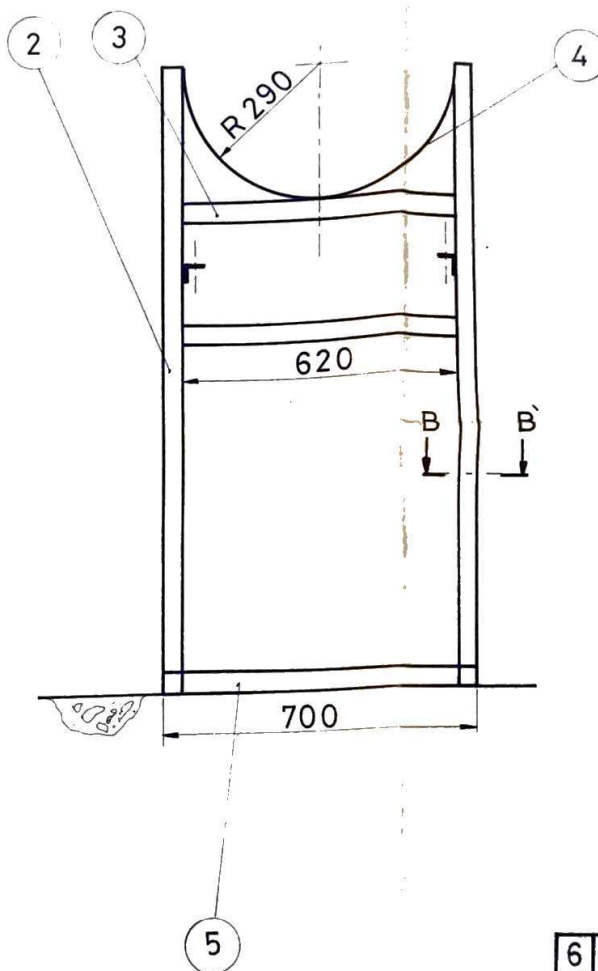
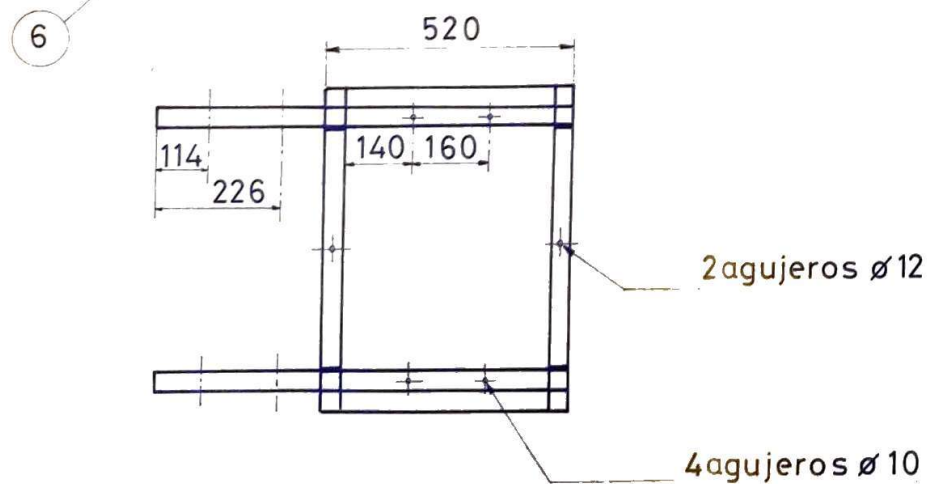
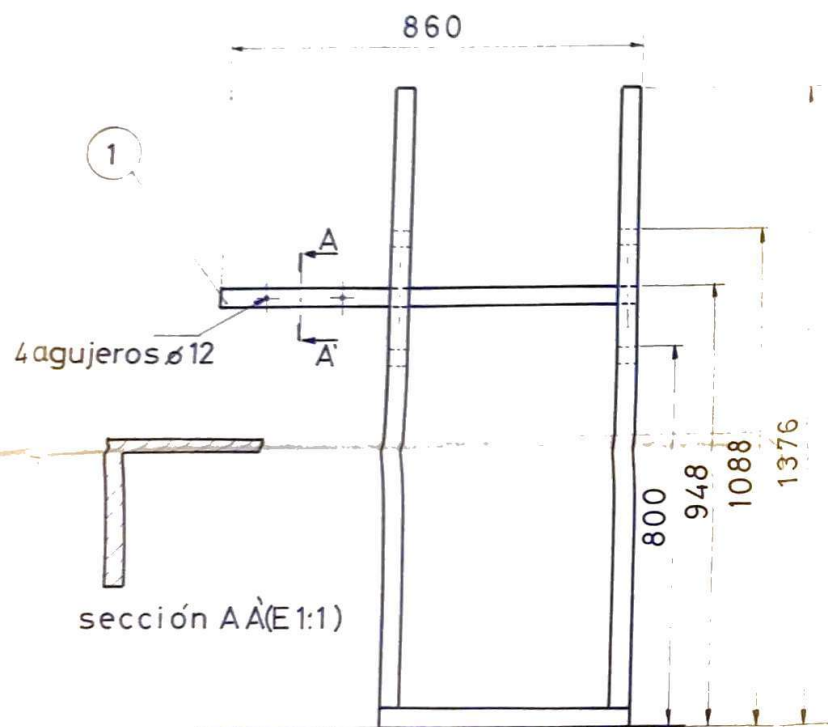
4

5

104

9	2	PLACA-AJUSTE	ESPESOR 4MM
8	2	PLACA-BASE	ESPESOR 6MM
7	2	PERNO DE AJUSTE	M 10 X 40
6		CIMENTACION	
5		BASE MOTOR-CAJA	VER PLANO 2
4	2	CANAL-RIEL	CANAL G 80X40X3MM
3	2	SUPLE	TUBO $\square$ 40 X 3MM
2	2	PARANTE	TUBO $\square$ 40 X 3MM
1	1	TRAVESAÑO	TUBO $\square$ 40 X 3MM
N DE N DE		DENOMINACION	OBSERVACIONES
Orden Pres			

FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
DIBUJO	Elaborado	SOPORTE DE RADIADOR	
REVISO	Revisado		
COMPR.	Comprobado		
E	1:4	ESPOL	
7			



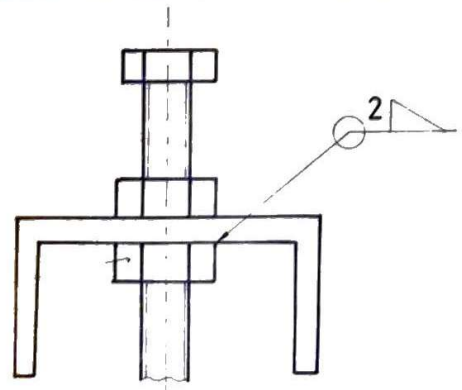
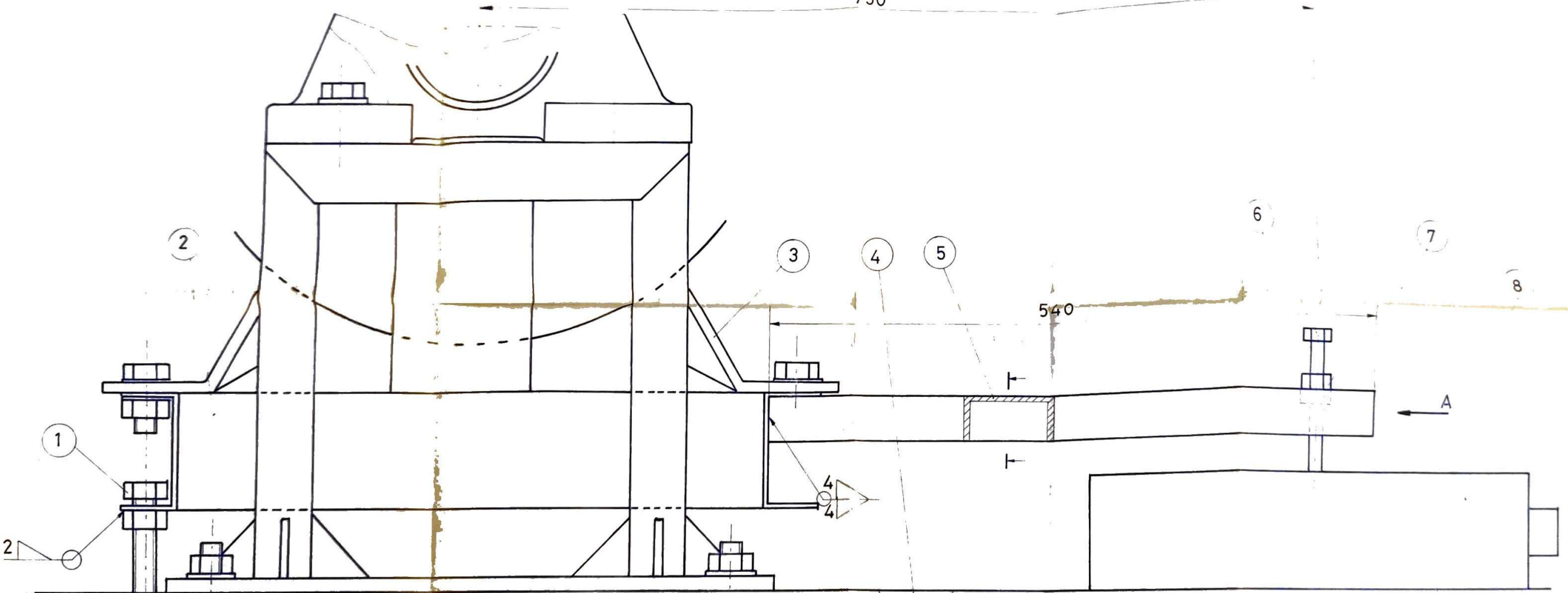
sección B-B (E 1:1)

NOTA: los elementos están unidos con soldadura a filete de 3 mm.

6		CIMENTACION	
5	1	BASE	TUBO $\square$ 40 X 3MM
4	2	ASIENTO-TANQUE-AIRE	PLATINA 40 X 3MM
3	4	REFUERZO	TUBO $\square$ 40 X 3MM
2	4	PARANTE	TUBO $\square$ 40 X 3MM
1	2	SOPORTE TANQUE COMBUST.	ANGULO L 40 X 6MM
N DE Orden	N DE Piezas	DENOMINACION	OBSERVACIONES

FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE	ESPOL
DIBUJO	B. Naranjo	ING MECANICA	
REVISO	B. Naranjo		
COMPR	Ing. Cervantes		
E 1:8	6	ESTRUCTURA DE SOPORTE PARA TANQUES	

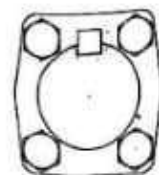
750



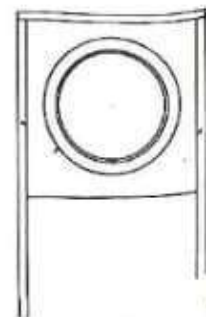
VISTA A (E 1:1)

9	1	CONTRATUERCA	SOLDADA EN ⑤
8	1	BALANZA	
7	1	CONTRATUERCA	SUELTA
6	1	PUNTAL	PERNO M 12X13
5	1	BRAZO	CANAL EN C 80x8
4		CIMENTACION	
3		GENERADOR	
2		BASE OSCILANTE	
1	1	TOPE	M20X50 TUERCA FU 1.2
N DE Orden	N DE Piezas	DENOMINACION	OBSERVACION

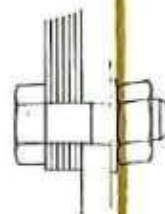
FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING MECANICA	ESPOL
DIBUJO	DISEÑO		
REVISOR	REVISADO	SISTEMA DE MEDICION DE TORQUE	
COMPR	COMPROBADO		
E 1:2	5		



VISTA E



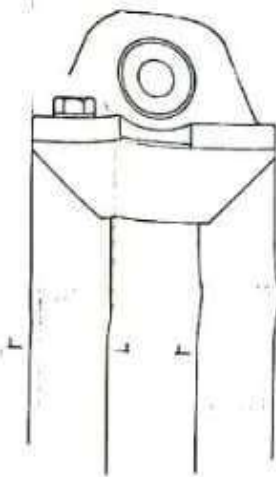
VISTA C



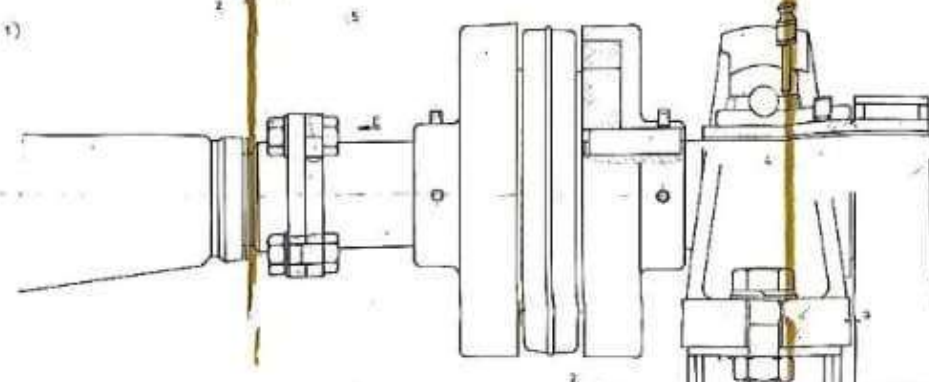
Detalle 1 (1/2)



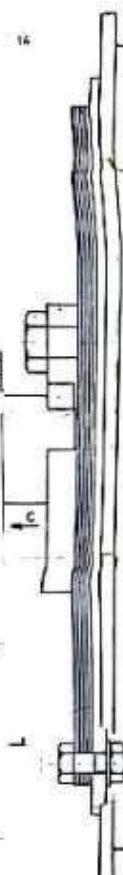
VISTA B



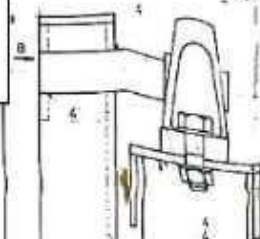
VISTA D



VISTA A (1/2)

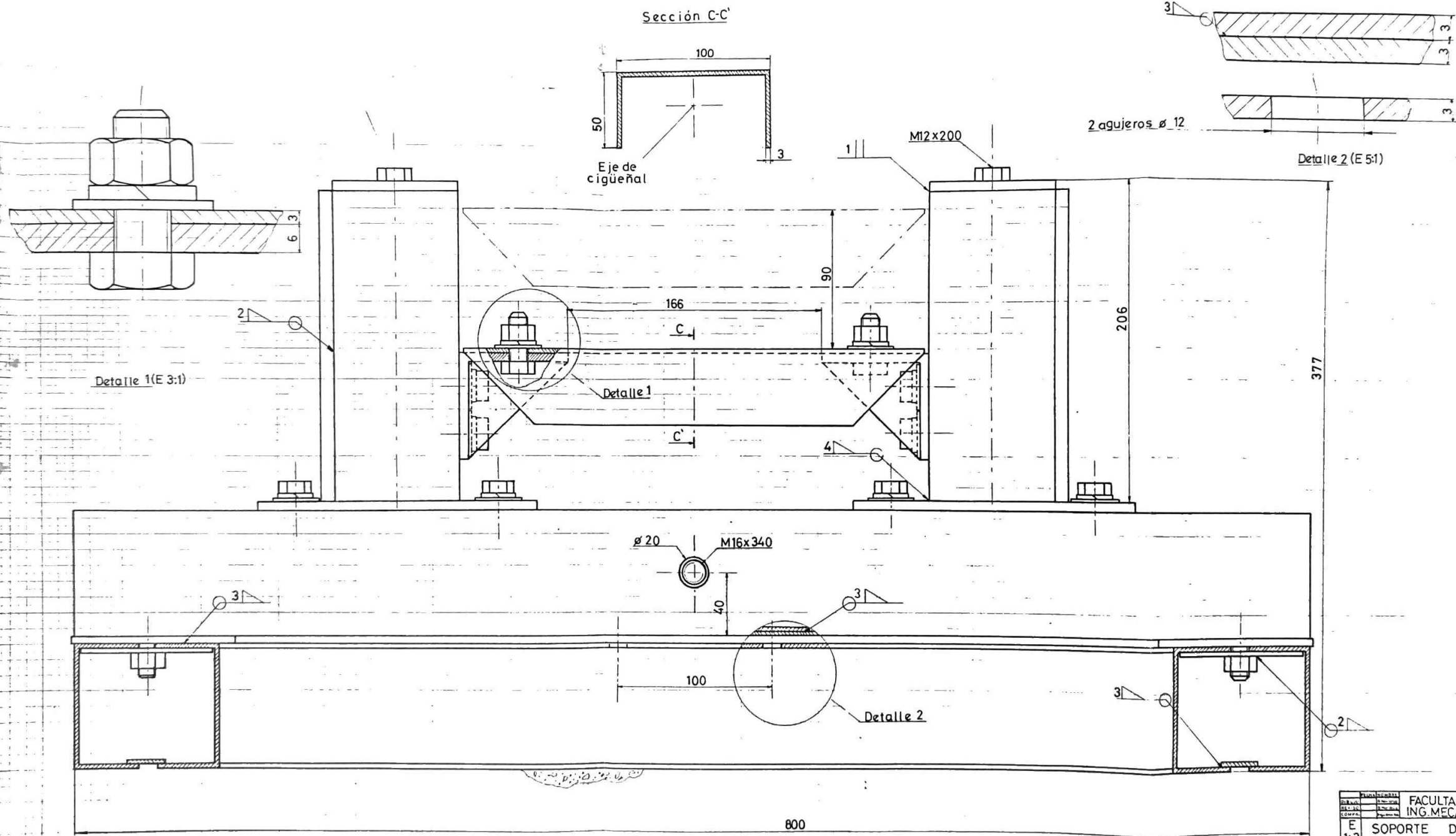


Detalle 1

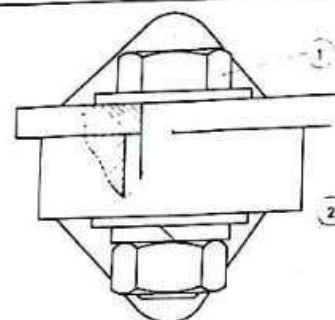


VISTA B

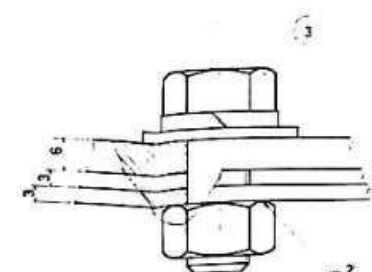
Nº	Descripción	Material	Observaciones
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
24			
25			
26			
27			
28			
29			
30			
31			
32			
33			
34			
35			
36			
37			
38			
39			
40			
41			
42			
43			
44			
45			
46			
47			
48			
49			
50			
51			
52			
53			
54			
55			
56			
57			
58			
59			
60			
61			
62			
63			
64			
65			
66			
67			
68			
69			
70			
71			
72			
73			
74			
75			
76			
77			
78			
79			
80			
81			
82			
83			
84			
85			
86			
87			
88			
89			
90			
91			
92			
93			
94			
95			
96			
97			
98			
99			
100			



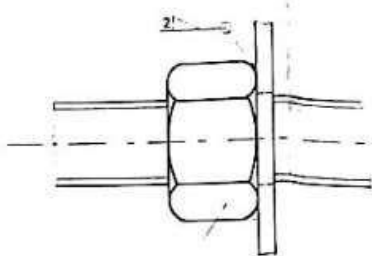
FACULTAD DE ING. MECÁNICA		ESPOL
E 1:2	SOPORTE DE CAJA DE CAMBIOS (CORTEAA PLANO N°1)	
3		



Detalle 8



Detalle 7

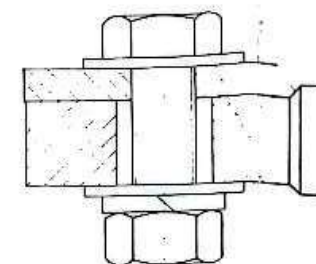


Detalle 5

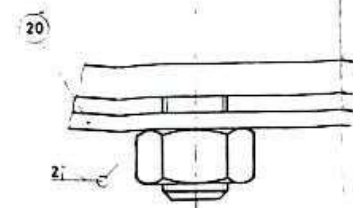
NOTA: Todos los detalles están a escala 1:50



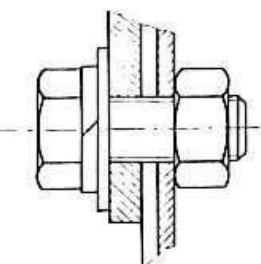
Detalle 6



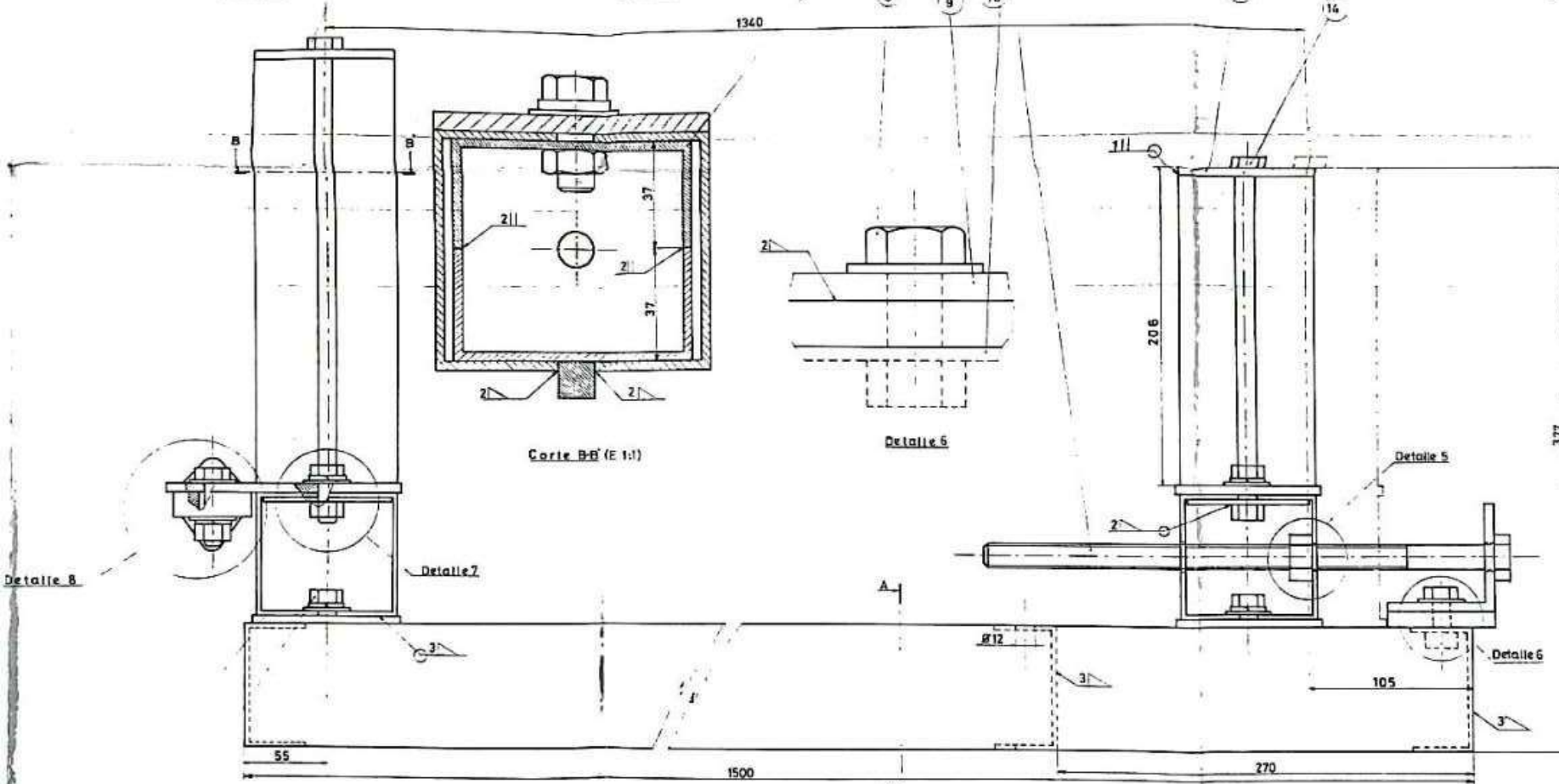
Detalle 3



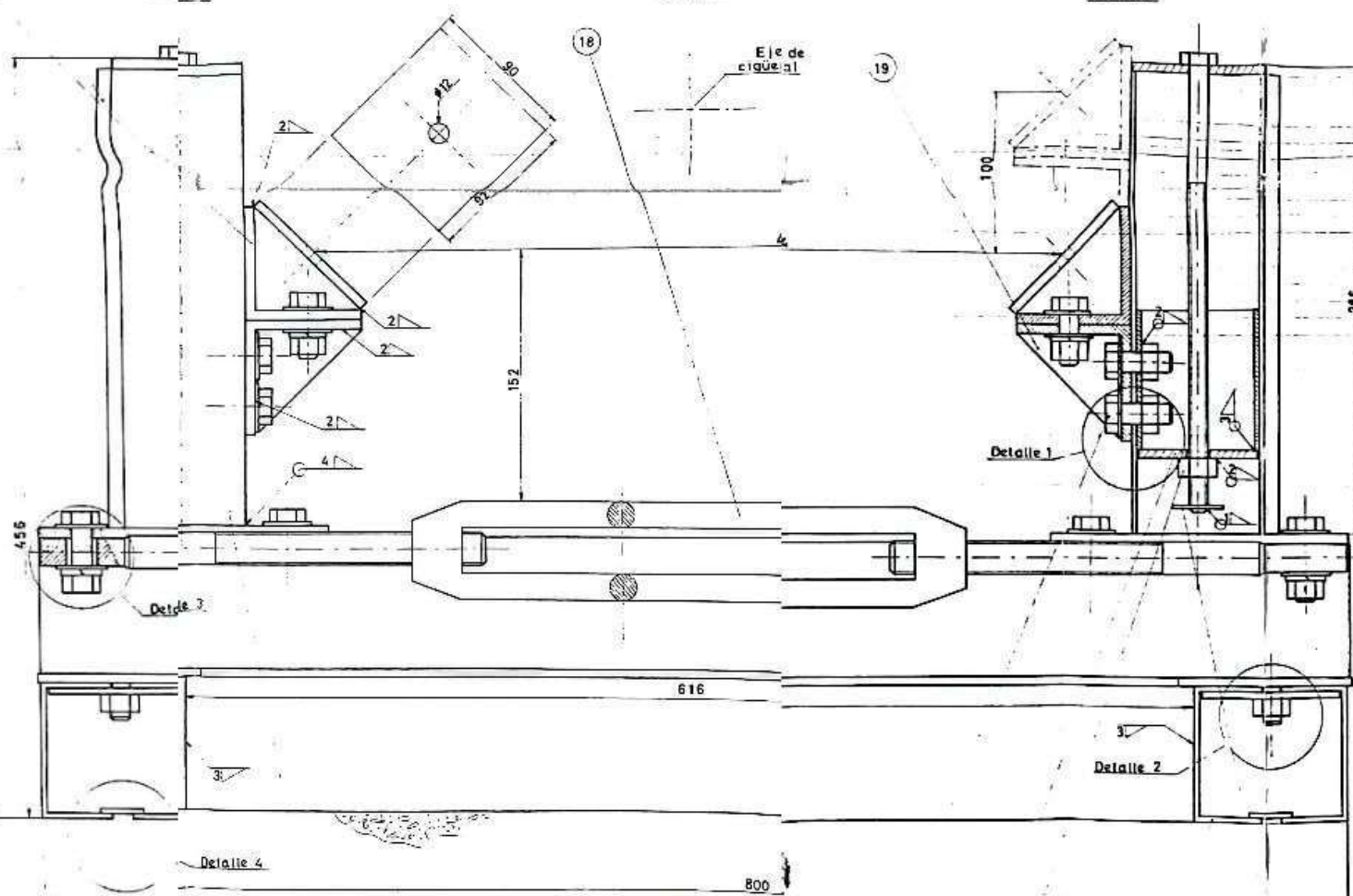
Detalle 2



Detalle 1

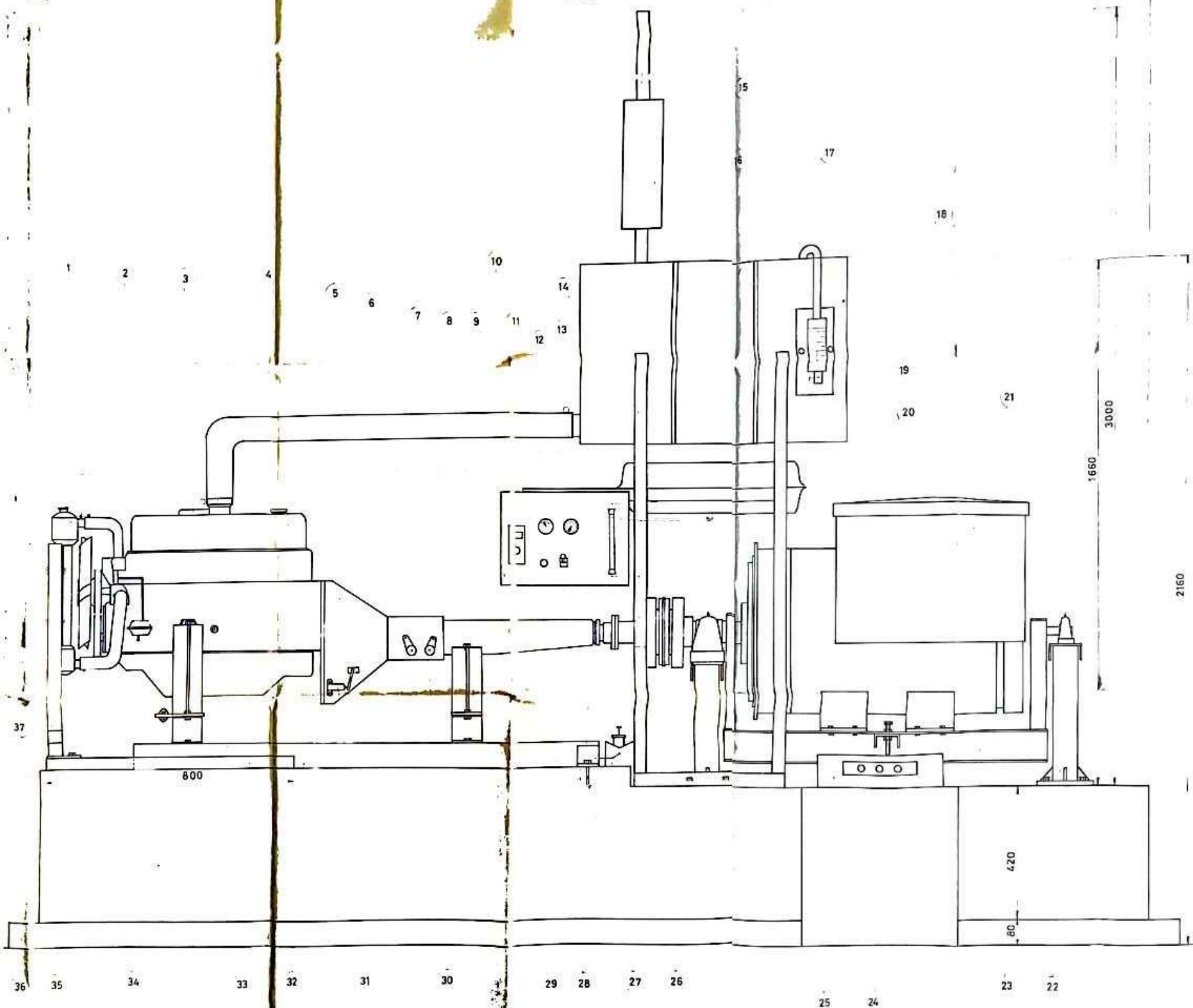


NOTA: El corte A-A véase en el plano 2



30	4	PLACA-SUPLE	ACERO		
29	4	PERCHAS LONGITUDINAL	ACERO		H 12 x 16
28	1	VIGA-RECHIZO	ACERO		CANAL C SIMPLE
27	4	NASTA-SOPORTE	ACERO		CANAL C DOBLE
26		DIRECCION			
25	8	FUNDACION VERTICAL	ACERO		H 12 x 16
24	4	ASIENTO INTERNO	ACERO		
23	4	ASIENTO EXTERNO	ACERO		H 12
22	2	CANAL LONGITUDINAL	ACERO		CANAL C DOBLE
21	4	ARRANQUE-A-TOP	ACERO		
20	4	PLACA LONGITUDINAL	ACERO		
19	4	SOPORTE DE ASIENTO	ACERO		
18	1	PERCHADOR	ACERO		
17	2	PLATINA	ACERO		
16	4	VARILLA	ACERO		10 x 10 mm
15	2	ASIENTO DE MOTOR	ACERO		
14	2	ORNILLO-ROTOR	ACERO		H 12 x 100
13	4	PLACA-ASIENTO	ACERO		
12	1	TORNILLO-ENSAMBLE	ACERO		H 16
11	1	TORNILLO-ENSAMBLE	ACERO		H 16 x 316
10	2	VIGA DE BASE	ACERO		CANAL C SIMPLE
9	1	BIJA DE ENSAMBLE	ACERO		ANGULO L 75 mm
8	2	PERNO DE AGUA	ACERO		H 12 x 42
7	4	SOPORTE INTERNO	ACERO		CANAL C DOBLE
6	4	PLACA TRANSVERSAL	ACERO		
5	2	CANAL TRANSVERSAL	ACERO		CANAL C DOBLE
4	4	BASE DE MASTIL	ACERO		
3	8	FUNDACION TRANSVERSAL	ACERO		H 12 x 42
2	2	TORNILLO DELANTERO	ACERO		H 12 x 16
1	2	PERNO DE TORNILLO	ACERO		H 12 x 16

3600



37	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
36	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
35	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
34	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
33	2	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
32	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
31	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
30	2	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
29	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
28	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
27	12	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
26	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
25	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
24	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
23	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
22	2	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
21	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
20	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
19	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
18	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
17	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
16	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
15	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
14	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
13	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
12	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
11	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
10	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
9	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
8	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
7	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
6	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
5	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
4	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
3	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
2	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"
1	1	VALVE	1/2"	1/2"	1/2"

DENOMINACION

FACULTAD DE

ING. MECANICA

ESPOL

PLANO GENERAL