



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS

“ESPE”

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN
PROTOTIPO EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO Y
APLICACIÓN DE UN ABSORBENTE DINÁMICO DE
VIBRACIONES Y SU SISTEMA DE ADQUISICIÓN Y
VISUALIZACIÓN DE DATOS PARA EL LABORATORIO DE
MECANISMOS Y SERVOMEKANISMOS DEL DECEM”**

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

DIANA MARIBEL ANDINO ARCOS

KARINA MAGDALENA REYES TERÁN

DIRECTOR: INGENIERO HERNÁN LARA

CODIRECTOR: INGENIERO JAIME ECHEVERRÍA

SANGOLQUÍ - DICIEMBRE 2013

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN PROTOTIPO EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO Y APLICACIÓN DE UN ABSORBENTE DINÁMICO DE VIBRACIONES Y SU SISTEMA DE ADQUISICIÓN Y VISUALIZACIÓN DE DATOS PARA EL LABORATORIO DE MECANISMOS Y SERVOMEKANISMOS DEL DECEM” fue realizado en su totalidad por Diana Maribel Andino Arcos y Karina Magdalena Reyes Terán, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Hernán Lara

DIRECTOR

Ing. Jaime Echeverría

CODIRECTOR

Sangolquí, 16 de Diciembre del 2013

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

**NOSOTRAS, DIANA MARIBEL ANDINO ARCOS Y KARINA MAGDALENA
REYES TERÁN.**

DECLARAMOS QUE

El proyecto de grado titulado, “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN PROTOTIPO EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO Y APLICACIÓN DE UN ABSORBENTE DINÁMICO DE VIBRACIONES Y SU SISTEMA DE ADQUISICIÓN Y VISUALIZACIÓN DE DATOS PARA EL LABORATORIO DE MECANISMOS Y SERVOMEKANISMOS DEL DECEM”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan en los pies de páginas correspondiente, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Diana Maribel Andino Arcos

Karina Magdalena reyes Terán

Sangolquí, 16 de Diciembre del 2013

AUTORIZACIÓN

NOSOTRAS, DIANA MARIBEL ANDINO ARCOS Y KARINA

MAGDALENA REYES TERÁN

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE” la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del proyecto de grado titulado **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN PROTOTIPO EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO Y APLICACIÓN DE UN ABSORBENTE DINÁMICO DE VIBRACIONES Y SU SISTEMA DE ADQUISICIÓN Y VISUALIZACIÓN DE DATOS PARA EL LABORATORIO DE MECANISMOS Y SERVOMEKANISMOS DEL DECEM”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 16 de Diciembre del 2013.

Diana Maribel Andino Arcos

C.I.: 050334814-6

Karina Magdalena Reyes Terán

C.I.: 100298157-7

DEDICATORIA

Por y para mis padres Gilberto y Mariana quienes han sido un pilar fundamental en mi vida porque con su nobleza, entusiasmo y amor depositaron en mí su apoyo y confianza e hicieron posible la culminación de una etapa importante en mi vida.

A mi hermano Pablo por haber estado siempre junto a mí brindándome su apoyo incondicional.

Diana

A mis Padres, a quien les debo todo y gracias a ellos eh podido salir adelante, a mis hermanos que siempre han estado al pendiente de mí y me han dado ánimo y fuerzas para no decaer y de manera especial le dedico a mi ángel que aunque ya no esté aquí sé que desde el cielo siempre guía mis pasos.

Karina

AGRADECIMIENTOS

A mis padres por regalarme la vida, su amor infinito, por estar pendientes de mí en todo instante y darme la oportunidad de ser quien soy. A mi hermano por compartir tantos momentos juntos.

A mí querida tía Patty, por ser una madre y amiga para mí durante todo este tiempo; gracias por todos sus consejos y estar siempre conmigo en todo momento.

A Javier, gracias por tu amor, gracias por permitirme ser parte de tu vida y por ser como eres, gracias por apoyarme y ayudarme, te amo.

A mi amiga y compañera de tesis Kary, gracias por tu amistad y ayuda durante toda esta etapa.

A la Escuela Politécnica del Ejército por acogerme, agradezco al Ing. Milton Acosta, Ing. Carlos Suntaxi por todo el apoyo y valiosa colaboración para la realización y culminación de este proyecto.

Diana

Primero y antes que nada quiero agradecer a Dios, por haberme dado unos padres que son mi razón de vivir, a mis hermanos por estar siempre conmigo en cada paso que doy, ser mi soporte y mi apoyo para seguir adelante.

A la Escuela Politécnica del Ejército por haberme abierto sus puertas, de manera especial agradecer al Ing. Milton Acosta, al Ing. Carlos Suntaxi, al Ing. Fernando Olmedo, por sus consejos, apoyo y tiempo brindado, A la fábrica de municiones “Santa Bárbara” en especial al Ing. Pablo Figueroa, y a todos quienes de una u otra manera colaboraron para que este proyecto lo podamos realizar de la mejor manera.

Karina

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN PROTOTIPO EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO Y APLICACIÓN DE UN ABSORBENTE DINÁMICO DE VIBRACIONES Y SU SISTEMA DE ADQUISICIÓN Y VISUALIZACIÓN DE DATOS PARA EL LABORATORIO DE MECANISMOS Y SERVOMEKANISMOS DEL DECEM”

ELABORADO POR:

Diana Maribel

Karina Magdalena

Andino Arcos

Reyes Terán

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

Ingeniero Angelo Villavicencio

DIRECTOR DE CARRERA

Sangolquí, 16 de Diciembre del 2013

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	ii
AUTORIZACIÓN	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	vi
INDICE DE CONTENIDOS	vii
RESUMEN	
INDICE DE CONTENIDO	
CAPITULO I.....	1
GENERALIDADES	1
1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. ANTECEDENTES	2
1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	2
1.4. OBJETIVOS	3
1.4.1. GENERAL	3
1.4.2. ESPECÍFICOS	3
1.4.3. ALCANCE.....	4
CAPITULO II	5
MARCO REFERENCIAL.....	5

2.1.	MARCO TEÓRICO	5
2.1.1.	FUNDAMENTOS DE VIBRACIONES	5
2.1.2.	APLICACIÓN INDUSTRIAL DE LAS VIBRACIONES.....	5
2.1.3.	CONCEPTOS DE VIBRACIONES	6
2.1.3.1.	Vibraciones	6
2.1.3.2.	Vibración Mecánica.....	6
2.1.3.3.	Disipación	6
2.1.3.4.	Excitación.....	7
2.1.3.5.	Aceleración	7
2.1.3.6.	Acondicionador	7
2.1.3.7.	Alineación	7
2.1.3.8.	Amplitud	8
2.1.3.9.	Desplazamiento	8
2.1.3.10.	Dominio de la frecuencia	8
2.1.3.11.	Dominio de tiempo.....	8
2.1.3.12.	Fase	8
2.1.3.13.	Transformada de Fourier.....	9
2.1.3.14.	Forma de onda.....	9
2.1.3.15.	Frecuencia	9
2.1.3.16.	Frecuencia fundamental	9
2.1.3.17.	Grados de libertad	9
2.1.3.18.	Hercio (Hz).....	9
2.1.3.19.	Período	10
2.1.3.20.	Resolución.....	10
2.1.3.21.	Resonancia	10

2.1.3.22. Espectro de Frecuencia	10
2.1.3.23. Transmisibilidad.....	10
2.1.4. TIPOS DE VIBRACIONES	11
2.1.4.1. Vibraciones Libres	11
2.1.5. SISTEMAS DISCRETOS DE DOS GRADOS DE LIBERTAD.....	18
2.2. CONTROL DE VIBRACIONES	19
2.2.1. TIPOS DE CONTROL DE VIBRACIONES	19
2.2.2. ABSORBENTES DINÁMICOS DE VIBRACIONES	21
2.2.3. TIPOS DE ABSORBEDORES DINÁMICOS DE VIBRACIONES.....	21
2.2.4. USOS Y APLICACIONES.....	27
2.3. TEORIA DE POLEAS Y CORREAS.....	27
2.3.1. POLEAS.....	27
2.3.2. CORREAS	29
2.4. DESBALANCE.....	32
2.4.1. CONCEPTOS	32
2.4.2. CAUSAS DEL DESBALANCE.....	33
2.4.3. TIPOS DE DESBALANCE.....	33
2.5. SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	34
2.5.1. CONCEPTOS BÁSICOS DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	
34	
CAPÍTULO III.....	37
DISEÑO DEL EQUIPO.....	37
3.1. INTRODUCCIÓN.....	37
3.2. PARÁMETROS GENERALES DE DISEÑO.....	37

3.3.	ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO	38
3.3.1.	SELECCIÓN DEL EQUIPO	38
3.3.2.	SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA A USARSE.....	42
3.3.3.	ALTERNATIVAS DE MOTORES	44
3.3.4.	SELECCIÓN ADECUADA DE PESOS	48
3.3.5.	CÁLCULO DE LA FRECUENCIA NATURAL DEL SISTEMA	49
3.3.6.	CÁLCULO DE LA VIGA	52
3.3.7.	DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	55
3.4.	CÁLCULO DEL EJE	63
3.4.1.	CÁLCULO ESTÁTICO DEL EJE.....	63
3.4.2.	CÁLCULO DINÁMICO DEL EJE	65
3.5.	CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.....	66
3.5.1.	CÁLCULO DE LAS INERCIAS DE LAS MASAS EN MOVIMIENTO	66
3.6.	ANÁLISIS DE JUNTAS SOLDADAS Y EMPERNADAS	71
3.6.1.	JUNTAS SOLDADAS	71
3.6.2.	JUNTAS EMPERNADAS.....	72
3.7.	RODAMIENTOS	74
3.7.1.	SELECCIÓN DEL RODAMIENTO	76
CAPÍTULO IV		77
ADQUISICIÓN DE DATOS		77
4.1.	SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	77
4.1.1.	PROCESO DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	77
4.2.	INSTRUMENTACIÓN	79

4.2.1.	SENSORES PARA VIBRACIONES MECÁNICAS.....	79
4.2.2.	TIPOS DE SENSORES PARA VIBRACIONES MECÁNICAS	82
4.2.3.	CRITERIOS DE SELECCIÓN PARA SENSORES DE VIBRACIÓN MECÁNICA	82
4.3.	ACONDICIONAMIENTO DE SEÑAL	87
4.3.1.	DIGITALIZACIÓN DE SEÑALES ANALÓGICAS	88
4.3.2.	DISPOSITIVOS PARA ADQUISICIÓN Y TRATAMIENTO DE DATOS 91	
4.3.3.	SELECCIÓN DEL SISTEMA ÓPTIMO A UTILIZAR	94
4.4.	SELECCIÓN DEL SOFTWARE DE PROGRAMACIÓN PARA EL SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS	95
4.4.1.	TIPOS DE LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN	96
4.4.2.	SELECCIÓN DEL SOFTWARE ÓPTIMO A UTILIZAR.....	97
	CAPÍTULO V	101
	MODELAMIENTO MATEMÁTICO.....	101
5.1.	INTRODUCCIÓN.....	101
5.2.	MODELO MATEMÁTICO.....	101
5.2.1.	MODELO MATEMÁTICO DE LA VIGA.....	102
5.2.2.	MODELO MATEMÁTICO DEL SENSOR	115
5.3.	CIRCUITO A IMPLEMENTAR.....	116
5.4.	IDENTIFICACIÓN DEL SISTEMA	118
5.5.	SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	122
5.5.1.	COMPONENTES DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	122

5.5.2.	DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.	123
5.6.	OTRAS CONSIDERACIONES.....	125
	CAPITULO VI.....	126
	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....	126
6.1.	CONSTRUCCIÓN DEL GENERADOR DE VIBRACIÓN.....	126
6.1.1.	MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS.....	126
6.1.2.	OPERACIONES TECNOLÓGICAS.....	127
6.1.3.	CURSOGRAMA SINÓPTICO DE CONSTRUCCIÓN.....	128
6.2.	CONSTRUCCIÓN DEL ABSORBEDOR DE VIBRACIONES.....	133
6.2.1.	SIMULACIÓN DEL ABSORBEDOR DE VIBRACIONES.....	134
6.3.	CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	136
6.4.	ENSAMBLE Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS	
	138
6.4.1.	PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	142
6.5.	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.	144
6.5.1.	PROCEDIMIENTO.....	144
6.5.2.	CÁLCULOS Y GRÁFICOS.....	145
6.5.3.	TABULACIÓN DE DATOS, CURVAS Y RESULTADOS.....	146
6.5.4.	PRUEBAS DE CONFIABILIDAD – ANOVA.....	146
6.5.5.	RESULTADOS.....	152
6.5.6.	ANÁLISIS SISTEMA IDEAL - SISTEMA REAL SIN ABSORBEDOR	155
6.5.7.	ANÁLISIS SISTEMA IDEAL - SISTEMA REAL CON ABSORBEDOR.	
	157

6.6.	ELABORACIÓN DE MANUALES	160
6.6.1.	MANUAL TÉCNICO	160
6.6.2.	MANUAL DE MANTENIMIENTO	166
6.7.	ELABORACIÓN DE GUIA DE LABORATORIO	168
6.8.	ANÁLISIS DE COSTOS	180
6.8.1.	COSTOS INDIRECTOS	180
6.8.2.	COSTOS DIRECTOS	180
	CAPITULO VII	183
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	183
7.1.	CONCLUSIONES	183
7.2.	RECOMENDACIONES	183
	REFERENCIAS	185
	BIBLIOGRAFÍA	189

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA.1 ANÁLISIS MATRICIAL.....	43
TABLA. 2 COMPARACIÓN ENTRE MOTOR AC Y DC	44
TABLA. 3 COMPARACIÓN ENTRE ALTERNATIVAS DE MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA	46
TABLA. 4 COMPARACIÓN ENTRE ALTERNATIVAS DE MOTORES DE CORRIENTE CONTINUA	47
TABLA. 5 SELECCIÓN ADECUADA DE PESOS PARA UNA VIGA $L = 250$ MM.....	48
TABLA. 6 SELECCIÓN ADECUADA DE PESOS PARA UNA VIGA $L = 500$ MM.....	49
TABLA. 7 TABLA DE FACTORES	54
TABLA. 8 SELECCIÓN DE R_T	56
TABLA. 9 SERIES DE PERFILES DE DIENTES TRAPEZOIDALES SEGÚN ISO/DIS 5296.....	59
TABLA. 10 DIMENSIONES DE LAS POLEAS Y VELOCIDADES ANGULARES	60
TABLA. 11 VALORES DE LOS DISTINTOS PESOS DE DESBALANCE.....	62
TABLA. 12 RADIOS Y DESBALANCES	62
TABLA. 13 TABLA DE FACTORES	65
TABLA. 14 INERCIA DE LOS ELEMENTOS.....	67
TABLA. 15 COMPARACIÓN DE RODAMIENTOS DE BOLAS Y DE RODILLO	75
TABLA. 16 ANÁLISIS MATRICIAL DE TIPOS DE SENSORES PARA VIBRACIÓN MECÁNICA	82
TABLA. 17 CARACTERÍSTICAS DE LOS ACELERÓMETROS.....	84
TABLA. 18 ANÁLISIS MATRICIAL DE LOS TIPOS DE ACELERÓMETROS.....	86
TABLA. 19 CARACTERÍSTICA DE DISPOSITIVOS DE ADQUISICIÓN Y TRATAMIENTO DE DATOS	94
TABLA. 20 DECISIÓN DE SOFTWARE.....	98
TABLA. 21 MATRIZ DE SELECCIÓN DEL SOFTWARE ÓPTIMO.....	99

TABLA. 22 FRECUENCIAS NATURALES DE LA VIGA EN VOLADIZO.	106
TABLA. 23 VALORES DE A(E)	120
TABLA. 24 LISTA DE HERRAMIENTAS	126
TABLA. 25 DESIGNACIÓN DE MÁQUINAS HERRAMIENTAS Y EQUIPOS	127
TABLA. 26 DESIGNACIÓN DE INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN	127
TABLA. 27 OPERACIONES TECNOLÓGICAS	127
TABLA. 28 SIMBOLOGÍA USADA EN CURSOGRAMAS	128
TABLA. 29 CURSOGRAMA DE ENSAMBLAJE.....	138
TABLA. 30 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	142
TABLA. 31 SISTEMA DEL ABSORBEDOR.....	142
TABLA. 32 SISTEMA MOTRIZ – EXCITACIÓN	142
TABLA. 33 CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO	143
TABLA. 34 DATOS ABSORBEDOR.....	146
TABLA. 35 PESOS DE DESBALANCE	146
TABLA. 36 ERROR PORCENTUAL	146
TABLA. 37 ANÁLISIS DE AMPLITUD DE ACELERACIÓN	147
TABLA. 38 ANÁLISIS DE AMPLITUD DE VELOCIDAD.....	149
TABLA. 39 ANÁLISIS DE AMPLITUD DE VELOCIDAD.....	150
TABLA. 40 ANÁLISIS DE AMPLITUD DE VELOCIDAD.....	151
TABLA. 41 RECURSOS INDIRECTOS.....	180
TABLA. 42 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE	181
TABLA. 43 REMUNERACIÓN MANO DE OBRA DIRECTA EN LA CONSTRUCCIÓN.....	182
TABLA. 44 MATERIALES Y EQUIPOS PARA LA ADQUISICIÓN DE DATOS	182
TABLA. 45 COSTOS TOTALES	182

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA. 1 PÉNDULO SIMPLE ^[1]	6
FIGURA. 2 EXCITACIÓN – DISIPACIÓN ^[2]	7
FIGURA. 3 EJEMPLO DE SISTEMAS MECÁNICOS CON 2 GDL ^[3]	18
FIGURA. 4 ABSORBEDOR DINÁMICO NO AMORTIGUADO ^[4]	22
FIGURA. 5 X1 FRENTE A B ^[5]	23
FIGURA. 6 ABSORBEDOR DINÁMICO AMORTIGUADO ^[6]	25
FIGURA. 7 X1 FRENTE A B ^[7]	26
FIGURA. 8 AJUSTE DE LA DISTANCIA ENTRE POLEAS ^[8]	29
FIGURA. 9 AJUSTE DE LA DISTANCIA ENTRE POLEAS ^[9]	31
FIGURA. 10 DIMENSIONES PARA CORREAS DE PERFIL TRAPEZOIDAL, NORMAS ISO Y DIN ^[10]	31
FIGURA. 11 CENTRO DE ROTACIÓN Y GRAVEDAD ^[11]	32
FIGURA. 12 FUERZA CENTRÍFUGA ^[12]	33
FIGURA. 13 DESBALANCE PAR ^[13]	34
FIGURA. 14 DESBALANCE DINÁMICO ^[14]	34
FIGURA. 15 DIAGRAMA FUNCIONAL DE SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS ^[15]	36
FIGURA. 16 ABSORBEDOR DINÁMICO ^[16]	38
FIGURA. 17 ESQUEMA DE UN SISTEMA DE ABSORBEDOR DINÁMICO ^[17]	38
FIGURA. 18 SISTEMA MECÁNICO DE ABSORBEDOR CON PÉNDULO ^[18]	39
FIGURA. 19 ABSORBEDOR DINÁMICO ^[19]	40
FIGURA. 20 ABSORBEDOR DINÁMICO ^[20]	40
FIGURA. 21 ABSORBEDOR PENDULAR ^[21]	42
FIGURA. 22 DIAGRAMA DE FUERZAS.....	52
FIGURA. 23 DIAGRAMA CORTANTE.....	52

FIGURA. 24 DIAGRAMA DE MOMENTO	52
FIGURA. 25 RESPUESTA A LA FRECUENCIA DE RESONANCIA ^[23]	57
FIGURA. 26 DIAGRAMA DE FUERZAS.....	63
FIGURA. 27 DIAGRAMA DE CORTANTE.....	63
FIGURA. 28 DIAGRAMA DE MOMENTO	63
FIGURA. 29 GEOMETRÍA BÁSICA DE UN IMPULSOR DE BANDA ^[32]	70
FIGURA. 30 JUNTA SOLDADA.....	71
FIGURA. 31 BASE ABSORBEDOR	72
FIGURA. 32 PLACA BASE MOTOR	73
FIGURA. 33 ELEMENTOS QUE CONSTITUYEN LOS RODAMIENTOS ^[35]	75
FIGURA. 34 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS ^[38]	78
FIGURA. 35 PROCESO DE ADQUISICIÓN DE DATOS ^[39]	79
FIGURA. 36 TRANSFORMACIÓN DE SEÑAL ANALÓGICA – SEÑAL DIGITAL ^[40]	91
FIGURA. 37 PROCESO DE ADQUISICIÓN DE DATOS	101
FIGURA. 38 VIGA EN VOLADIZO	102
FIGURA. 39 SIMUACIÓN FEM EN SOLIDWORKS.....	106
FIGURA. 40 VIGA EN VOLADIZO BAJO VIBRACIÓN FORZADA.....	108
FIGURA. 41 DIAGRAMA DEL CIRCUITO	117
FIGURA. 42 CURSOGRAMA DEL SISTEMA DE CONSTRUCCIÓN BASE	129
FIGURA. 43 CURSOGRAMA DE CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	131
FIGURA. 44 CURSOGRAMA DE CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DEL ABSORBEDOR.....	133
FIGURA. 45 SIMULACIÓN SIN ACCIÓN DEL ABSORBEDOR.....	134
FIGURA. 46 SIMULACIÓN CON ABSORBEDOR	135
FIGURA. 47 ANÁLISIS DE FRECUENCIAS	135
FIGURA. 48 EMPOTRAMIENTO DE LA VIGA	140

FIGURA. 49 ENSAMBLE DEL EQUIPO	140
FIGURA. 50 INSTALACIÓN DEL EQUIPO SOBRE LA VIGA	140
FIGURA. 51 INSTALACIÓN DEL ABSORBEDOR DE VIBRACIONES	141
FIGURA. 52 INSTALACIÓN DEL SENSOR SOBRE EL ACOPLE DE LA VIGA	141
FIGURA. 53 INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	141
FIGURA. 54 DISCO DE DESBALANCE	145
FIGURA. 55 AMPLITUD DE ACELERACIÓN.....	148
FIGURA. 56 AMPLITUD DE VELOCIDAD.....	149
FIGURA. 57 ANÁLISIS DE FRECUENCIA	151
FIGURA. 58 ANÁLISIS L= 80 MM	152
FIGURA. 59 ANÁLISIS L= 160 MM	154
FIGURA. 60 ANÁLISIS SIN ABSORBEDOR	155
FIGURA. 61 ANÁLISIS CON ABSORBEDOR	157
FIGURA. 62 ANÁLISIS L= 240 MM	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIÓN DIFERENCIAL QUE DESCRIBE EL MOVIMIENTO	11
ECUACIÓN CARACTERÍSTICA	11
AMORTIGUAMIENTO SUPERCRÍTICO.....	12
ECUACIÓN AMORTIGADA PERO NO ARMÓNICA	12
AMORTIGUAMIENTO CRÍTICO	12
ECUACIÓN AMORTIGUADA PERO NO ARMÓNICA ES DE LA FORMA	12
AMORTIGUAMIENTO SUBCRÍTICO.....	13
RAÍCES IMAGINARIAS CONJUGADAS E IGUALES.	13
FRECUENCIA DE LA VIBRACIÓN AMORTIGUADA	13
VIBRACIÓN NO AMORTIGUADA	13
FRECUENCIA DE LA VIBRACIÓN AMORTIGUADA	14
CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA MECÁNICA	14
FRECUENCIA NATURAL DE LA VIBRACIÓN	15
PERIODO	15
ENERGÍA TOTAL INICIAL DEL SISTEMA.....	15
ECUACIÓN DIFERENCIAL DE LA VIBRACIÓN FORZADA	16
ECUACIÓN DIFERENCIAL HOMOGÉNEA	16
ECUACIÓN DIFERENCIAL DEL MOVIMIENTO VIBACIÓN FORZADA NO AMORTIGUADA ..	17
SOLUCIÓN GENERAL DE LA VIBRACIÓN FORZADAS NO AMORTIGUADAS	17
SISTEMA NO AMORTIGUADO Y FORZADO ARMÓNICAMENTE	18
ECUACIONES DEL MOVIMIENTO SOLUCIÓN ARMÓNICA	22
ECUACIONES DEL MOVIMIENTO SOLUCIÓN ARMÓNICA	22
VIBRACIONES ESTACIONARIAS DE AMBAS MASAS	22
ECUACIÓN DEL ABSORBEDOR DE FORMA QUE SU MASA Y RIGIDEZ.....	23

AMORTIGUAMIENTO TIENDE A INFINITO	25
ABSORBEDOR DE VIBRACIONES	26
RELACIÓN DE AMORTIGUAMIENTO	26
ECUACIÓN GENERAL DE LA FRECUENCIA NATURAL DEL SISTEMA	50
PESO DEL EQUIPO	51
INERCIA	51
DEFLEXIÓN	51
FRECUENCIA NATURAL EN RPM	51
AREA DE LA VIGA	53
MOMENTO POLAR DE INERCIA	53
ESFUERZO	53
ESFUERZO CORTANTE DE LA VIGA	53
ESFUERZO ADMISIBLE PARA LA VIGA.....	53
ESFUERZO A LA FLUENCIA PARA LA VIGA	53
RESISTENCIA A LA FATIGA PARA LA VIGA	54
FACTOR DE SEGURIDAD PARA LA VIGA	54
FACTOR DE TAMAÑO.....	54
LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA	55
MOMENTO FLEXIONANTE DE UNA VIGA	103
MOMENTO FLEXIONANTE.....	103
RIGIDEZ DE LA VIGA	103
OSCILACIONES LIBRES DE UNA VIGA CON RESPECTO A LA POSICIÓN DE EQUILIBRIO. .	103
RELACIÓN DE CADA MIEMBRO CON RESPECTO AL TIEMPO	104
OSCILACIONES LIBRES DE SISTEMAS VIBRATORIOS	104
FRECUENCIAS NATURALES DEL SISTEMA	104

VIGA SOMETIDA A EXCITACIÓN FORZADA	104
COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE UNA VIGA EN VOLADIZO PARA PEQUEÑAS	
DEFLEXIONES	105
COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LA DEFLEXIÓN DE LA VIGA EN VOLADIZO	105
CONDICIÓN DEL MODELO MATEMATICO	107
MÉTODO DE LAGRANGE	108
ENERGÍA CINÉTICA MÁXIMA	108
ENERGÍA POTENCIAL MÁXIMA	108
FUERZA CENTRÍFUGA DE AMPLITUD	109
RESPUESTA ESTACIONARIA	109
NORMALIZACIÓN DE LOS VALORES DEL SISTEMA ABSORBEDOR.....	110
MASA DEL ABSORBEDOR.....	110
ANULAR LAS VIBRACIONES A LA FRECUENCIA DE OPERACIÓN.....	111
ECUACIÓN DE EQUILIBRIO	112
RELACIÓN DE ESBELTEZ	112
INERCIA DEL ABSORBEDOR	112
ACELERACIÓN EQUIVALE A UNA FUERZA SOBRE LA MASA	112
FUERZA DEL ABSORBEDOR	113
FUNCION DE TRANSFERENCIA	113
FUNCIONAMIENTO CUASI-ESTÁTICO	113
FRECUENCIA NATURAL	113
FACTOR DE CALIDAD	114
INERCIA DE UNA BARRA RECTANGULAR	115

NOMENCLATURA UTILIZADA

d_2	Diámetro de la polea conducida
d_1	Diámetro de la polea motriz
r_t	Relación de transmisión
ω_1	Velocidad angular de la polea motriz.
ω_2	Velocidad angular de la polea conductora
DC	Distancia entre Centros
L	Longitud de la correa
U	Desbalance
m	Masa balanceada
V	Volumen
e	Excentricidad
l	Espesor
ρ_{Al}	Densidad del aluminio
ρ	Densidad del acero
Y	Deflexión
ω	Velocidad angular
ω_n	Frecuencia Natural

ω_f	Frecuencia Forzada
ω_a	Frecuencia del absorbedor
I	Inercia
E	Módulo de Young
m_T	Masa total
$T_{m\acute{a}x}$	Energía Cinética Máxima
k	Rigidez de la viga
m_V	Masa de la Viga
Z_{TOTAL}	Número de dientes total
A	sección transversal
ρ	resistividad
R	resistencia eléctrica
F	Fuerza
σ	Esfuerzo aplicado
ε	Deformación unitaria (adimensional)
K	Factor de sensibilidad de la galga.
C	Constante de Bridgman
r_s	Resonancia
m_E	Masa del Equipo

d_V	Diámetro de la Viga
g	Gravedad
k_a	Factor de superficie
k_b	Factor de tamaño
k_c	Factor de carga
k_d	Factor de temperatura
k_f	Factor de confiabilidad
S'_e	Límite de resistencia a la fatiga
S_e	Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la máquina.
S_{ut}	Resistencia mínima a la tensión
η	Factor de seguridad
N	Ciclos de vida de la máquina
k_f	Factor de concentración de esfuerzo
σ_o	Esfuerzo nominal
τ_{adm}	Esfuerzo admisible
J	Inercia del momento torsor
ϵ	Nivel de absorción

\square	Relación entre dos frecuencias
α	Relación de constantes de rigidez
β	Relación entre dos masas
λ	Valores propios del absorbedor
k_a	Rigidez del absorbedor
l_a	Longitud de la barra del absorbedor
m_a	Masa del absorbedor
h	Altura de la barra del absorbedor
b	Ancho de la barra del absorbedor
M	Momento flexionante.
V	Fuerza cortante.
E	Módulo de elasticidad.
I	Momento de inercia.
A	Área de la sección.
EI	Rigidez a flexión de la viga.

RESUMEN

El propósito del presente proyecto consiste en apoyar el desarrollo técnico del país y principalmente de la Escuela Politécnica del Ejército implementando un prototipo experimental Absorbente de Vibraciones, aplicable para pruebas experimentales educativas, técnicas y profesionales. Involucra además, la recopilación de información básica necesaria para comprender la operación y el funcionamiento de este tipo de absorbentes dinámicos de vibraciones y sus componentes correspondientes. Se plantearon posibles alternativas de solución, que cumplan con los requisitos especificados. La selección de la alternativa más adecuada se realizó evaluando los parámetros básicos que debe reunir un producto técnico; funcionalidad, seguridad, confiabilidad, flexibilidad, versatilidad, facilidad de mantenimiento y su propio ciclo de vida. La mejor alternativa fue la de usar un absorbedor masa – viga, seleccionada la mejor alternativa, se procede con el diseño de todos los elementos que permiten el funcionamiento del equipo, de acuerdo a la tecnología existente en el país, considerando materiales, insumos, partes, piezas de fácil adquisición en el mercado nacional. Luego se desarrollaron los cálculos técnicos en cada uno de los elementos del equipo, y de acuerdo al caso se seleccionan los componentes y accesorios para completar su implementación; planos de taller y de montaje de todos los elementos que conforman el equipo. Para validar el diseño y la construcción se aplicaron diferentes softwares y herramientas técnicas de simulación, versión académica y profesional se apoyó además en el modelado paramétrico, disponibles en los sistemas de CAD/CAM/CAE de la ESPE. El Sistema de Adquisición de Datos incluye tarjetas de acondicionamiento de señales, un software que controla la adquisición, visualización, manipulación y almacenamiento computarizado, facilitando de esta manera al usuario a visualizar las distintas gráficas y datos, obteniendo como resultado la longitud óptima donde se absorbe la mayor vibración es de 240mm.

PALABRAS CLAVES

- Absorbedor
- Vibración
- Dinámica
- Adquisición
- Datos

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1. INTRODUCCIÓN

El Prototipo Experimental para el Análisis de las Curvas características de un Absorbente de Vibraciones Dinámicas y el Sistema de Adquisición de Datos que se va a implementar en el Laboratorio de Mecanismos y Servomecanismos del DECEM, está dotado de un motor de 1/4 de Hp, en la parte superior del equipo está una viga rectangular, en la cual está acoplado un Absorbente, además en el acople de la viga se ha adherido un acelerómetro el que se encargará de medir las vibraciones, la señal eléctrica proveniente del acelerómetro y podrá ser visualizada en la pantalla del computador.

La señal eléctrica proveniente del acelerómetro, que será alimentado al sistema de adquisición de datos y mostrara en la pantalla del computador.

Mediante el gráfico de las curvas características mostradas en la pantalla del computador, los alumnos que utilizarán este equipo analizaran las curvas características de aceleración, velocidad y desplazamiento a partir de las vibraciones que emite el sistema y su decaimiento con el absorbente, las cuales se reflejaran en un software.

El Sistema de Adquisición de Datos incluye el desarrollo de las tarjetas de acondicionamiento de señales de un software que controle la adquisición, visualización, manipulación y almacenamiento de los datos obtenidos a través de un

puerto del computador, capaz de interactuar con el usuario mediante un interface gráfico en donde el usuario pueda observar los datos obtenidos.

1.2. ANTECEDENTES

El director de departamento Ingeniero Xavier Sánchez hizo el pedido a los docentes sobre los temas de tesis, en donde el Ingeniero Fernando Olmedo jefe del laboratorio de Mecanismos y Servomecanismos propuso para mejoramiento de las prácticas de los laboratorios y conseguir un mejor nivel de enseñanza y aprendizaje; Analizar el comportamiento de un Absorbente dinámico de Vibraciones acoplado a cualquier sistema mecánico y sus aplicaciones.

En reunión con el Ingeniero Fernando Olmedo se definió el tema el que fue presentado por las señoritas Diana Andino y Karina Reyes al Consejo de Carrera y fue aceptado con memorándum número UAR – 2012 – 455 – ESPE – UAR del 23 de Octubre de 2012.

Como director de Carrera el Ingeniero Xavier Sánchez nombró como Director del Proyecto de tesis al Ingeniero Hernán Lara y como Codirector al Ingeniero Jaime Echeverría.

1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

La implementación del prototipo experimental de un Absorbente de Vibraciones beneficiará a la Escuela Politécnica del Ejército, para afianzar el conocimiento, capacitación y formación académica de las nuevas generaciones de la educación superior del país.

Para el diseño de esta máquina se utilizará diferentes softwares, los cuales son utilizados en la industria ecuatoriana para el modelado paramétrico, disponibles en los sistemas de CAD/CAM/CAE de la ESPE.

El costo de un equipo completo de un Absorbente de Vibraciones, no es elevado, al comparar con el número de estudiantes que semestralmente lo utilizan, ya que hay un aproximado de 120 alumnos, de las Carreras de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica.

Al realizar un análisis rápido del valor que cada uno paga por crédito y al compararlo con el valor total de la inversión del equipo este es superior, por lo tanto el proyecto es factible.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. GENERAL

Diseñar y Construir un absorbente dinámico para analizar el comportamiento y sus posibles aplicaciones como mecanismos pasivos para controlar las vibraciones.

1.4.2. ESPECÍFICOS

- Aplicar el método de absorbentes dinámicos para el control de vibraciones.
- Modernizar al equipo de fuerzas de sacudimiento que se utilizan en muchas prácticas del laboratorio, con respecto de adquisición y visualización de datos en vista que el osciloscopio con el que se trabajaba está fuera de servicio y es imposible encontrar los respectivos repuestos.
- Estudiar las alternativas para la adquisición de datos.

- Obtener las diferentes curvas características de un sistema sometido a vibración.
- Determinar el rango de operación de la frecuencia emitida por la vibración del motor.

1.4.3. ALCANCE

Se realizará el presente proyecto con el fin de desarrollar:

- Diseño Construcción e Implementación del Prototipo Experimental.
- Diseño Construcción e Implementación del Sistema de Adquisición de Datos.
- Diseño Construcción e Implementación del Absorbente de Vibraciones.
- Protocolo de Pruebas.
- Manuales Técnicos y de Operación.
- Elaboración de las Guías de Práctica.

CAPITULO II

MARCO REFERENCIAL

2.1. MARCO TEÓRICO

2.1.1. FUNDAMENTOS DE VIBRACIONES

Cada máquina rotativa presenta una vibración característica que la diferencia de forma única, y se conoce comúnmente como firma de vibración. Esta señal está totalmente condicionada por su diseño, fabricación, uso y desgaste de cada uno de sus componentes.

2.1.2. APLICACIÓN INDUSTRIAL DE LAS VIBRACIONES

Todas las estructuras mecánicas, son susceptibles de experimentar problemas de vibraciones, los esfuerzos dinámicos producidos por las vibraciones, además de ser alternativos, pueden ser varias veces mayores que los esfuerzos estáticos.

Los problemas de vibración generalmente se traducen en altos costos de operación y mantenimiento debido al desgaste prematuro o falla.

Un sistema mecánico bien diseñado puede vibrar en un rango específico sin producir mayores problemas.

Las mediciones de vibraciones pueden dar información sobre la condición de los equipos y pueden ayudar a diagnosticar o evitar una falla.

2.1.3. CONCEPTOS DE VIBRACIONES

2.1.3.1. Vibraciones

Una vibración es un movimiento oscilatorio de pequeña amplitud. Todos los cuerpos presentan una señal de vibración en la cual plasman cada una de sus características. De acuerdo a esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina se compone de la suma de la vibración de cada uno de sus componentes.

2.1.3.2. Vibración Mecánica.

La Vibración de un sistema mecánico se puede entender como una transferencia de energía cinética (T) en energía Potencial (U)

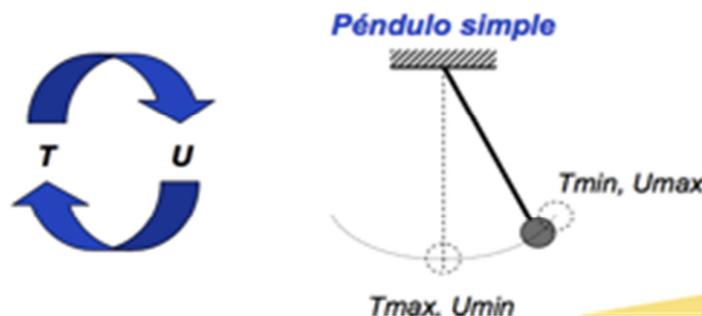


Figura. 1 Péndulo Simple ^[1]

2.1.3.3. Disipación

Cualquier mecanismo que extrae energía del sistema, mediante roze seco, amortiguación viscosa.

2.1.3.4. Excitación

Cualquier mecanismo que introduce energía al sistema, mediante fuerzas armónicas, desbalance, choques, etc.

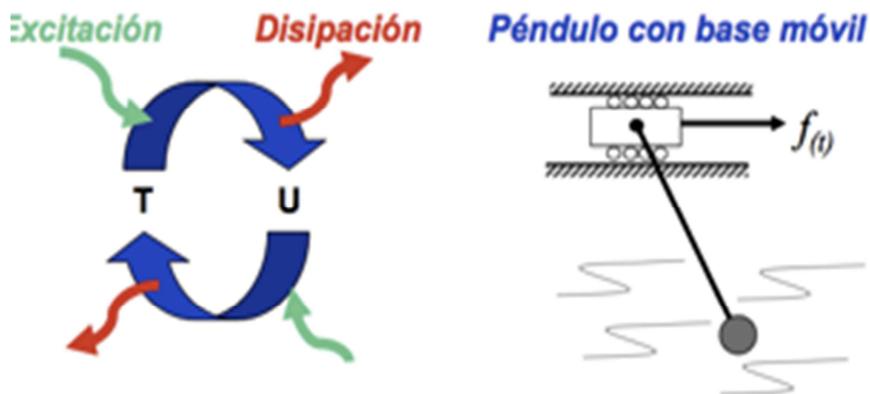


Figura. 2 Excitación – Disipación ^[2]

2.1.3.5. Aceleración

Es la magnitud física que mide la tasa de variación de la velocidad respecto del tiempo.

2.1.3.6. Acondicionador

Es un dispositivo situado entre la señal de entrada y un instrumento de lectura de medidas para adaptar la señal o el rango de entrada.

2.1.3.7. Alineación

Es una condición en la que los componentes de una máquina son o bien coincidentes, paralelos o perpendiculares, según los requisitos del diseño.

2.1.3.8. Amplitud

Es la magnitud, o la cantidad de desplazamiento, velocidad o aceleración, utilizando como referencia cero el punto de reposo. La amplitud de una señal de vibración se puede expresar en términos de nivel "pico", nivel "pico a pico" o nivel RMS. Lo habitual es "pico a pico" para el desplazamiento, "pico" para la velocidad y RMS para la aceleración.

2.1.3.9. Desplazamiento

Es el cambio en distancia o posición de un objeto en relación a una referencia.

2.1.3.10. Dominio de la frecuencia

La vibración existe en el tiempo, y se dice que está en el dominio del tiempo. La representación de una señal de vibración en el dominio del tiempo es una "forma de onda". Si la forma de onda está sujeta a un análisis de espectro, el resultado es una gráfica de frecuencia vs amplitud, llamada espectro.

2.1.3.11. Dominio de tiempo

La vibración es una oscilación en posición, como función del tiempo, y se dice que existe en el dominio del tiempo.

2.1.3.12. Fase

Es una diferencia de tiempo relativa, entre dos señales o entre un punto específico de la onda de vibración y un pulso disparador. La medición de fase es una medición de dos canales y no tiene sentido cuando solamente se considera una sola señal.

2.1.3.13. Transformada de Fourier

Permite calcular los componentes de frecuencia de una señal muestreada en el tiempo.

2.1.3.14. Forma de onda

Es la forma de una señal en el dominio de tiempo, se representa visualmente o gráficamente del valor instantáneo de la señal vs el tiempo.

2.1.3.15. Frecuencia

Número de veces por segundo que se realiza el ciclo completo de oscilación y se mide en Hercios (Hz) o ciclos por segundo.

2.1.3.16. Frecuencia fundamental

El espectro de una señal periódica consistirá en una componente fundamental y una serie de armónicos de esa frecuencia. La fundamental también se llama el primer armónico. Es posible tener una señal periódica donde la fundamental es tan baja en nivel que no se puede ver, pero si sus armónicos.

2.1.3.17. Grados de libertad

Es el término utilizado en vibraciones mecánicas para describir la complejidad del sistema. El número de grados de libertad es el número de variables independientes necesarias para describir el movimiento vibratorio del sistema. A mayor complejidad en el sistema, mayor número de grados de libertad.

2.1.3.18. Hercio (Hz)

Unidad de frecuencia representada en ciclos por segundo.

2.1.3.19. Período

Es el tiempo necesario para completar una oscilación o un ciclo completo. Es el recíproco de la frecuencia.

2.1.3.20. Resolución

Es el cambio más pequeño en el estímulo de entrada que provocará un cambio detectable en la salida del instrumento de medida.

2.1.3.21. Resonancia

Es un fenómeno que se produce cuando un cuerpo capaz de vibrar es sometido a la acción de una fuerza periódica, cuyo período de vibración coincide con el período de vibración característico de dicho cuerpo. En estas circunstancias el cuerpo vibra, aumentando de forma progresiva la amplitud del movimiento tras cada una de las actuaciones sucesivas de la fuerza.

2.1.3.22. Espectro de Frecuencia

Se caracteriza por las distribuciones de amplitudes para cada frecuencia de un fenómeno ondulatorio.

2.1.3.23. Transmisibilidad

Es el cociente entre la amplitud de la fuerza transmitida y la fuerza de excitación.

2.1.4. TIPOS DE VIBRACIONES

2.1.4.1. Vibraciones Libres

Son las que se producen al sacar un sistema de su posición de equilibrio y dejarlo oscilar libremente, es decir cuando no existen fuerzas o acciones exteriores directamente aplicadas al sistema a lo largo del tiempo.

- Con Amortiguamiento: Existen resistencias pasivas al movimiento del sistema, o momentos disipativos que amortiguan el movimiento vibracional.
- Sin Amortiguamiento: No existe resistencia pasiva al movimiento del sistema.

2.1.4.1.1. Libres Amortiguadas

Todos los movimientos oscilantes reales, disipan energía mecánica debido a algún de fricción o rozamiento, de forma que dejado libremente a si mismo, un muelle o péndulo finalmente deja de oscilar. Este movimiento se denomina amortiguamiento y se caracteriza porque tanto la amplitud como la energía mecánica disminuyen con el tiempo.

La ecuación diferencial que describe el movimiento es:

$$mx'' + cx' + kx = 0 \quad \text{Ec. 1}$$

La ecuación característica es:

$$r = -\frac{c}{2m} + \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad \text{Ec. 2}$$

a. Amortiguamiento Supercrítico:

$$\text{Si } \frac{c^2}{4m^2} = \frac{k}{m}$$

$$c = 2\sqrt{km} \quad \text{Ec. 3}$$

Donde r_1 y r_2 son reales y distintas, por lo que la solución de la ecuación amortiguada pero no armónica es de la forma:

$$x = C_1 e^{r_1 t} + C_2 e^{r_2 t} \quad \text{Ec. 4}$$

C_1 y C_2 son las constantes de integración, es por eso que el sistema no oscila, sino simplemente vuelve a la posición de equilibrio, cuanto mayor es el amortiguamiento, más tiempo tarda el sistema en alcanzar la posición de equilibrio.

b. Amortiguamiento Crítico:

$$\frac{c^2}{4m^2} = \frac{k}{m}$$

$$c = 2\sqrt{km} = c_{cr} \quad \text{Ec. 5}$$

La raíz de la ecuación característica es doble e igual a

$$r = -\frac{c_{cr}}{2m}$$

La solución amortiguada pero no armónica es de la forma:

$$x = e^r (C_1 + C_2 t)$$

$$x = e^{-\frac{c_{cr}}{2m}} (C_1 + C_2 t) \quad \text{Ec. 6}$$

Por lo que el sistema vuelve a la posición de equilibrio en el tiempo más breve posible sin oscilación. El amortiguamiento crítico tiene gran importancia ya que separa los movimientos no oscilatorios amortiguados, por lo tanto el valor crítico es la menor cantidad de amortiguamiento para que el sistema no oscile, por lo que en muchas prácticas se utiliza un amortiguamiento crítico para evitar vibraciones y conseguir que el sistema alcance el equilibrio rápidamente.

c. Amortiguamiento subcrítico

$$\text{Si } \frac{c^2}{4m^2} < \frac{k}{m}$$

$$c < 2\sqrt{km} \quad \text{Ec. 7}$$

Las raíces son imaginarias conjugadas e iguales.

$$r = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} i$$

$$r = -\frac{c}{2m} \pm \omega_n i$$

Ec. 8

La frecuencia de la vibración amortiguada es:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2}$$

La solución es de la forma:

$$x = ae^{-\frac{c}{2m}t} \sin(\omega'_n t + \varphi) \quad \text{Ec. 9}$$

Esta solución es armónica, ya que existe una cierta periodicidad en el movimiento con intervalos temporales medidos por el pseudoperiodo T' que se puede expresar en función del periodo T correspondiente a la vibración no amortiguada a través de la relación.

$$T = \frac{2\pi}{\omega'_n} = \frac{T}{\sqrt{1 - \left(\frac{c}{c_{cr}}\right)^2}}$$

Ec. 10

Por lo que al elevar al cuadrado la expresión de la frecuencia de la vibración amortiguada, tenemos:

$$\omega'_{n^2} = \frac{k}{m} - \frac{c^2}{4m^2}$$

$$\omega'_{n^2} = \frac{k}{m} \left(1 - \frac{c^2}{4km} \right)$$

$$\omega_n^2 \left(1 - \frac{c^2}{c_{cr}^2} \right) \Rightarrow \left(\frac{\omega'_{n}}{\omega_n} \right)^2 + \left(\frac{c}{c_{cr}} \right)^2 = 1 \quad \text{Ec. 11}$$

Relación que permite la determinación del coeficiente de amortiguamiento para unas frecuencias dadas a priori o medidas experimentalmente.

Denominada factor de amortiguamiento $f = \frac{c}{c_{cr}}$ y el factor de frecuencias $\Omega = \frac{\omega'_{n}}{\omega_n}$ se obtiene la ecuación de una elipse $f^2 + \Omega^2 = 1$

Las vibraciones amortiguadas, por ser un movimiento aperiódico no cumplen con el principio de conservación de la energía mecánica, pero si el de la energía total, de forma que la suma de la energía cinética, el potencial elástico y la energía disipada en forma de calor, debido a la existencia de amortiguamiento, se mantiene constante.

$$\frac{m}{2} x'^2 + \frac{k}{2} x^2 + C \int_0^t x'^2 dt = Cte \quad \text{Ec. 12}$$

Los dos primeros términos disminuyen con el tiempo y la energía disipada tienden a alcanzar el valor máximo, es decir que existe transformación de energía mecánica en calorífica.

2.1.4.1.2. Libres No Amortiguadas

La ecuación diferencial del movimiento es: $mx'' + kx = 0$, su ecuación característica es $mr^2 + k = 0$, siendo sus raíces imaginarias conjugadas

$$r = \pm \sqrt{\frac{k}{m}} i$$

La solución general es de la forma $x = a \cdot \text{sen}(\omega_n t + \varphi)$

Donde: $a = \text{Amplitud}$

$\varphi = \text{Fase inicial}$

Por lo que la frecuencia Natural de la vibración y el periodo son:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{Ec. 13}$$

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}} \quad \text{Ec. 14}$$

En este tipo de vibraciones cumple con el principio de conservación de la energía mecánica, la suma de la energía cinética y el potencial elástico es constante e igual a la energía total comunicada inicialmente al sistema, por lo que se verifica su ecuación.

$$\frac{m}{2} x'^2 + \frac{k}{2} x^2 = \text{Cte} = \frac{1}{2} k a^2 \quad \text{Ec. 15}$$

2.1.4.2. Vibraciones Forzadas

Son aquéllas que se producen por acciones o excitaciones de fuerzas dependientes del tiempo o momentos internos.

2.1.4.2.1. Forzadas Amortiguadas

La ecuación diferencial del movimiento, teniendo en cuenta que la fuerza es de tipo periódico, $F=F_0 \text{sen} \omega t$, es de la forma:

$$mx'' + cx' + kx = F \quad \text{Ec. 126}$$

La ecuación característica correspondiente a la ecuación diferencial homogénea es $mr^2 + cr + k = 0$. Se supone amortiguamiento inferior al crítico para que resulte una vibración, la solución general se obtiene añadiendo a la solución de la ecuación diferencial de la homogénea una solución particular de la completa $x = x_h + x_p$, por lo que tenemos como resultado.

$$x = ae^{-\frac{c}{2m}t} \text{sen}(\omega_n t + \varphi) + A \text{sen}(\omega t - \theta) \quad \text{Ec. 137}$$

Esta solución consta de dos partes, una transitoria en la que el primer término (X_h), al cabo de un tiempo generalmente breve, se reduce a un valor despreciable, y la solución estacionaria (X_p), en el que el sistema oscila con frecuencia ω , amplitud A constante y desfase θ cuyas expresiones son:

$$\tan \theta = \frac{c\omega}{k - m\omega^2} A = \frac{\frac{F_0}{m\omega_n^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\frac{c}{c_{cr}}\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad \text{Ec. 18}$$

2.1.4.2.2. Forzadas No Amortiguadas

Para mantener un sistema oscilando es necesario suministrar energía al sistema, cuando esto se lleva a cabo se dice que la vibración es forzada, si se introduce energía en el sistema a un ritmo mayor del que se disipa, la energía aumenta con el tiempo, lo que se manifiesta por un aumento de amplitud del movimiento, y si la energía se proporciona al mismo ritmo que se disipa, la amplitud permanece constante con el tiempo.

La ecuación diferencial del movimiento, teniendo en cuenta que la fuerza es de tipo periódico es:

$$mx'' + kx = F = F_0 \cos \omega t \quad \text{Ec. 149}$$

Donde: F_0 es la amplitud y ω la frecuencia de la fuerza excitadora.

La solución general de la ecuación diferencial se obtiene añadiendo a la solución general de la homogénea una solución particular de la completa ($x = X_h + X_p$). La ecuación característica es $mr^2 + k = 0$, las raíces de esta ecuación son imaginarias conjugadas $r = \pm \sqrt{\frac{k}{m}} i$ y la solución general de la homogénea es $x_h = a \operatorname{sen}(\omega_n t + \varphi)$

La solución particular de la completa es $x_p = A \cos \omega t$

Por lo que la solución general es:

$$x = a \cos(\omega_n t + \varphi) + \frac{\frac{F_0}{k}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \cos \omega t \quad \text{Ec. 20}$$

En todo sistema no amortiguado y forzado armónicamente, el movimiento resultante se compone de la suma de dos armónicos, uno de frecuencia natural ω_n y el otro de frecuencia de fuerza exterior ω .

La amplitud del primero depende de las condiciones iniciales y se anula para unos valores particulares, la amplitud del segundo depende de la proximidad de ambas frecuencias a través de la expresión denominada factor de resonancia:

Ec. 21



2.1.5. SISTEMAS DISCRETOS DE DOS GRADOS DE LIBERTAD

Los sistemas con 2 gdl presentan importantes diferencias respecto a los sistemas con 1gdl; su comportamiento es cualitativamente muy similar al de un sistema con N gdl. Sin embargo, si bien los conceptos matemáticos y físicos que aparecen en los sistemas con 2 gdl son idénticos a los de sistemas con N gdl, tienen la ventaja de que sus ecuaciones algebraicas son todavía relativamente manejables y los ejemplos accesibles.

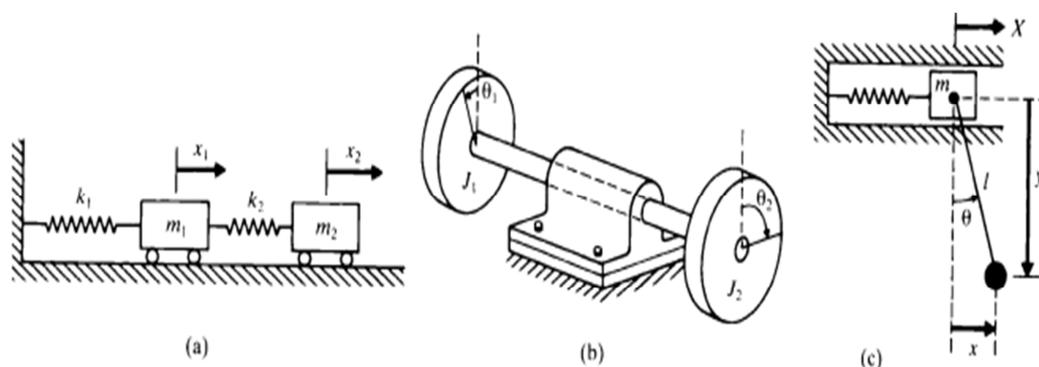


Figura. 3 Ejemplo de Sistemas Mecánicos con 2 gdl ^[3]

Si un sistema con 2 gdl sin amortiguamiento es desplazado de su posición de equilibrio y dejado en libertad, no siempre realiza un movimiento armónico ni

periódico, sino sólo para determinadas formas de perturbar el equilibrio. Sólo para dos tipos de perturbaciones el movimiento subsiguiente es armónico y, en general, con distinta frecuencia para cada tipo de perturbación.

Un sistema con 2 gdl tendrá, por lo tanto, dos frecuencias naturales y, sometido a una excitación armónica, llegará a la condición de resonancia para dos frecuencias de excitación diferentes. El estudio del comportamiento dinámico de este tipo de sistemas facilitará la introducción de conceptos como respuesta síncrona, frecuencias y modos naturales de vibración y análisis modal.

2.2. CONTROL DE VIBRACIONES

Existen diferentes métodos o formas de plantear el control de las vibraciones entre ellas cabe destacar:

- La introducción del amortiguamiento o de cualquier tipo de mecanismo disipador de energía para prevenir una respuesta del sistema excesiva eso quiere decir vibraciones de gran amplitud.
- El uso de elementos aislantes de vibraciones que reduzcan la transmisión de las fuerzas de excitación o de las propias vibraciones entre las diferentes partes que constituyen nuestro sistema.
- La incorporación de absorbedores dinámicos de vibraciones o masas auxiliares neutralizadoras de vibraciones, con el objetivo de reducir la respuesta del sistema.

2.2.1. TIPOS DE CONTROL DE VIBRACIONES

2.2.1.1. Control de las Frecuencias Naturales

Cuando la frecuencia de excitación coincide con una de las frecuencias naturales del sistema tiene lugar un fenómeno de resonancia. La característica más

importante de la resonancia es que da lugar a grandes desplazamientos, es un fenómeno indeseable ya que provoca la aparición de tensiones y deformaciones grandes que pueden ocasionar el fallo del sistema.

Por lo tanto las condiciones de resonancia deben ser evitadas en el diseño y construcción de cualquier sistema mecánico. En la mayor parte de los casos, la frecuencia de excitación no puede controlarse al venir impuesta por los requerimientos de carácter funcional del sistema. En tal caso, el objetivo será el control de las frecuencias naturales del sistema para evitar la presencia de resonancias.

2.2.1.2. Introducción de Amortiguamiento

Todos los sistemas mecánicos reales poseen amortiguamiento en mayor o menor medida. Su presencia resulta de gran ayuda en la mayor parte de los casos, e incluso en sistemas como los parachoques de los automóviles y en muchos instrumentos de medida de vibraciones, el amortiguamiento debe ser introducido para satisfacer los requerimientos funcionales. La presencia de amortiguamiento siempre limita la amplitud de la vibración.

Con el objetivo de aportar amortiguamiento al sistema y controlar su respuesta dinámica, se puede introducir fluidos que envuelvan al sistema aportando amortiguamiento externo, o el uso de materiales estructurales con alto amortiguamiento interno: hierro fundido, laminado, materiales tipo sándwich.

2.2.1.3. Aislantes de Vibraciones.

Es aquel procedimiento que permite reducir los efectos indeseables asociados a toda vibración, con la introducción de un elemento elástico (aislante) entre la masa vibrante y la fuente de vibración, de forma que se consigue reducir la magnitud de la

respuesta dinámica del sistema, bajo determinadas condiciones de la excitación en vibración.

Un sistema de aislamiento de vibraciones puede ser activo o pasivo, dependiendo de si se precisa una fuente externa de potencia o no para que lleve a cabo su función.

La efectividad de un aislante de vibraciones se establece en términos de su transmisibilidad.

2.2.2. ABSORBENTES DINÁMICOS DE VIBRACIONES

Una máquina o sistema mecánico puede experimentar niveles excesivos de vibración si opera bajo la acción de una frecuencia de excitación cercana a alguna de las frecuencias naturales del sistema, es por eso que al aplicar un absorbente dinámico de vibraciones reduce el nivel de vibración, por lo que es un sistema masa – resorte que se añade al sistema.

El absorbedor dinámico de vibraciones se diseña de tal forma que las frecuencias naturales del sistema resultante se encuentren alejadas de la frecuencia de excitación.

2.2.3. TIPOS DE ABSORBEDORES DINÁMICOS DE VIBRACIONES

2.2.3.1. Absorbedores Dinámicos de Vibraciones No Amortiguamiento

En el sistema que se muestra en la figura 4 de masa m_1 que se encuentra sujeto a la acción de una fuerza excitadora de carácter armónico $F = F_0 e^{\sqrt{\omega}t}$ en el caso más general, si añadimos una masa auxiliar m_2 , vamos a obtener como resultado un sistema de dos grados de libertad.

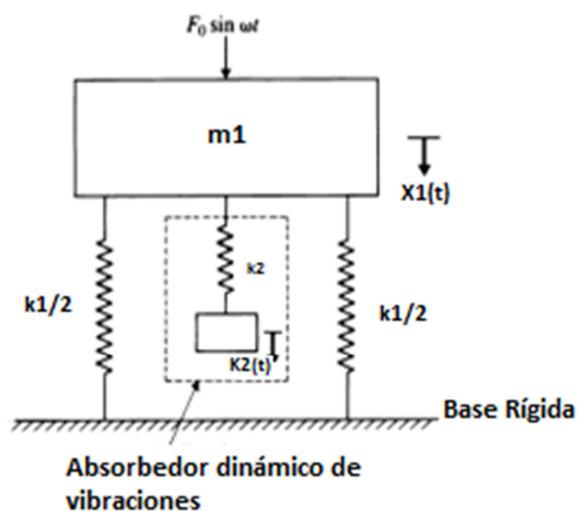


Figura. 4 Absorbedor dinámico no amortiguado ^[4]

Planteando las ecuaciones del movimiento, suponiendo una solución armónica:

$$\text{---} \quad \text{Ec. 22}$$

$$\text{---} \quad \text{Ec. 23}$$

Al resolver el sistema de forma similar a lo desarrollado en el apartado de sistemas de 2 gdl, obtendremos las amplitudes de las vibraciones estacionarias de ambas masas:

$$\text{-----} \quad \text{Ec. 24}$$

$$\text{-----} \quad \text{Ec. 25}$$

El objetivo es reducir X_1 , amplitud de la vibración correspondiente al sistema inicial de masa m_1 , por lo que interesará que el numerador sea nulo. Además

inicialmente el sistema estaba operando cerca de la resonancia, es decir , se deduce que el absorbedor deberá diseñarse de forma que su masa y rigidez cumplan:

— —

Por lo que la amplitud de vibración de la máquina o sistema original operando en su frecuencia de resonancia original será cero, es decir que la amplitud de la vibración no se reduce desde un valor finito, como ocurriría si lo que hiciésemos fuera introducir amortiguamiento sino que la reducimos a cero como se ve en la Fig 5

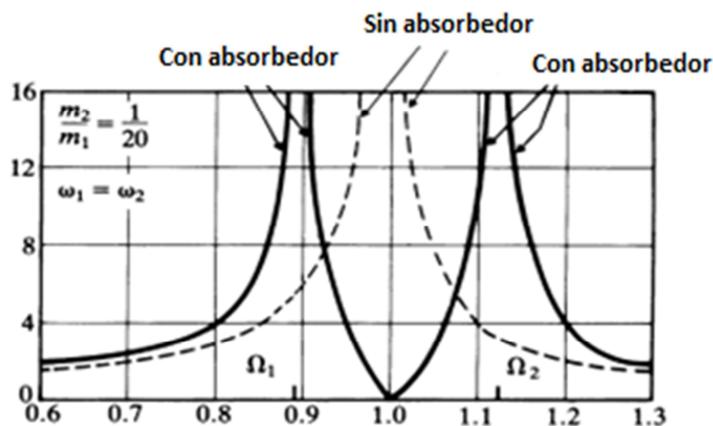


Figura. 5

[5]

En cualquier caso, existen consideraciones que debemos tener en cuenta, algunas de las cuales podemos observar en la figura:

- Los absorbentes dinámicos de vibraciones eliminan la vibración a la frecuencia de excitación , pero introduce dos nuevas frecuencias de resonancia en las que las amplitudes de vibración de ambas masas se vuelve infinita.
- También puede comprobarse que dichas frecuencias de resonancia Ω_1 y Ω_2 , se encuentran por encima y por debajo respectivamente de la frecuencia de resonancia

- original ω . Por lo tanto, si el sistema se va a ver sometido a situaciones de arranque o parada hasta la frecuencia de operación $\bar{\omega}$, pasará por la nueva resonancia Ω_1 dando lugar a amplitudes de vibración importantes que habrán de ser tomadas en consideración.
- La separación entre estas dos nuevas frecuencias de resonancia Ω_1 y Ω_2 , se denominan banda de absorción y será tanto mayores cuantos mayores sean los valores seleccionados para m_2 y k_2 . Si los valores de masa y rigidez del absorbedor son grandes, la banda de absorción será más ancha y el desplazamiento \bar{X}_2 de la masa m_2 añadida será pequeño, pero nuestro sistema habrá de ser capaz de admitir la introducción de una masa importante. Por el contrario si los valores seleccionados son pequeños, no habrá problema en introducir una pequeña masa m_2 al sistema.
 - La banda de absorción será mucho más estrecha y al ser la rigidez igualmente por lo que el diseño de nuestro sistema habrá de ser capaz de permitirla.
 - Como el absorbedor dinámico está sintonizado a una frecuencia de excitación determinada ($\bar{\omega}$), la amplitud de vibración del régimen estacionario del sistema será cero solo a esa frecuencia. Si el sistema funciona a otras frecuencias o la fuerza de excitación que actúa sobre el sistema tiene contenido en varias frecuencias, la amplitud global de la vibración de la máquina o sistema puede llegar a ser mayor.

2.2.3.2. Absorbedores Dinámicos de Vibraciones Con Amortiguamiento

El absorbedor dinámico de vibraciones elimina el pico de resonancia original en la curva de respuesta del sistema, pero introduce dos nuevos picos de resonancia (Fig. 5) provocando amplitudes de vibración importantes durante los procesos de arranque y parada del sistema.

Este problema puede reducirse considerando la introducción de un absorbedor dinámico de vibraciones que incluya, asimismo un determinado amortiguamiento (c_2). En tal caso, hay que constatar:

- Si el amortiguamiento introducido es nulo () tendríamos dos frecuencias de resonancia no amortiguadas Ω_1 y Ω_2 .
- Si el amortiguamiento tiende a infinito (), las dos masas m_1 y m_2 resultan rígidamente unidas y el sistema se comporta como si se tratara de un sistema de 1 grado de libertad de masa (m_1+m_2) y rigidez k_1 que presenta una resonancia en la que para un valor de:

$$\omega = \frac{\Omega_1 + \Omega_2}{2}$$

Ec. 26

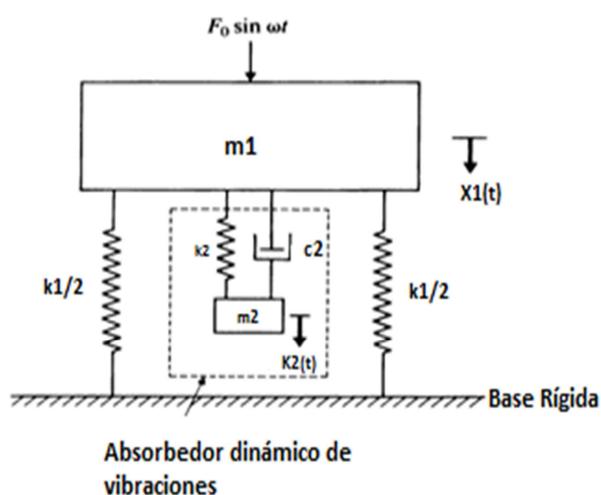


Figura. 6 Absorbedor dinámico amortiguado ^[6]

Por lo tanto, la amplitud de vibración del sistema se puede hacer infinita (resonancia) tanto para como para ; sin embargo, entre ambos límites existe un punto en el que se hace mínimo. En tal caso, se dice que el absorbedor de vibraciones está sintonizado de forma óptima.

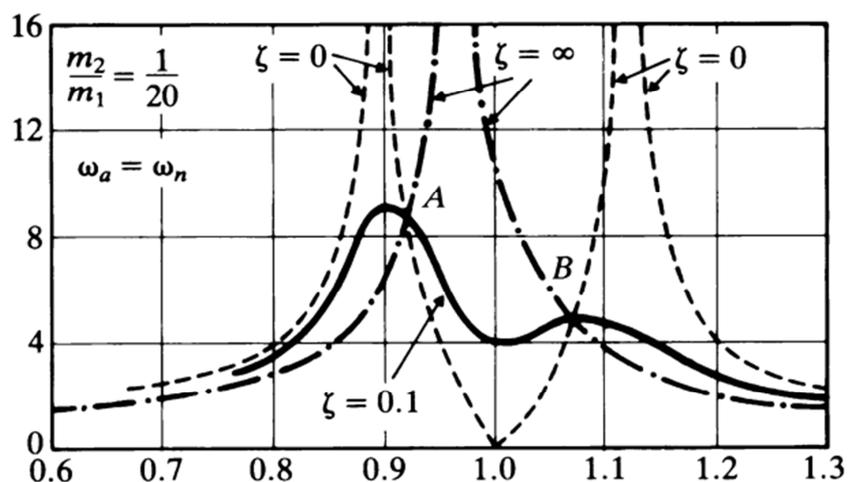


Figura. 7

[7]

Puede comprobarse que el absorbedor de vibraciones está óptimamente sintonizado cuando el diseño de su masa (m_2) y rigidez (k_2) es tal que cumple la condición:

Ec. 27

$$\frac{\omega_a}{\omega_n} = 1$$

A la vez que un valor óptimo para la relación de amortiguamiento utilizada en el diseño de este tipo de absorbedores es:

Ec. 28

$$\zeta = 0.1$$

En este tipo de absorbedores cabe constatar dos aspectos a considerar en su diseño:

La amplitud del movimiento vibratorio de la masa del absorbedor siempre será mucho mayor que la de la masa principal del sistema. Por lo tanto, el

diseño deberá de tener esta cuestión en cuenta de cara a posibilitar la amplitud de vibración del absorbedor.

Dado que las amplitudes de m_2 se esperan que sean importantes, el resorte del absorbedor k_2 necesitará ser diseñado desde el punto de vista de la resistencia a fatiga.

2.2.4. USOS Y APLICACIONES

En la actualidad los Absorbedores de Vibraciones son utilizados en el diseño, manejo y conceptualización de edificios inteligentes ya que son muy necesarios para enfrentar los diferentes efectos de la naturaleza, como es la disminución del pandeo en caso de sismos.

Se puede también utilizar en:

- Transportadores vibrante.
- Tuberías.
- Máquinas grandes sometidas a vibración que trabajan en frecuencia natural.
- Circuitos integrados que operan bajo condiciones de vibración.
- Vehículos de fórmula 1 en la parte delantera.

2.3. TEORIA DE POLEAS Y CORREAS

2.3.1. POLEAS

Una polea es un elemento que se utiliza para transmitir una fuerza o movimiento; se trata de una rueda generalmente maciza y acanalada en su borde que, permite el paso de una cuerda, cable o banda, elementos fundamentales para la

transmisión y el cambio de la dirección del movimiento en máquinas y mecanismos se aplican para reducir la magnitud de la fuerza.

2.3.1.1. Clasificación de las Poleas

2.3.1.1.1. Poleas simples: Direccionan de la manera más básica y sencilla el peso de la carga.

Existen dos tipos de poleas simples:

- a. Poleas Fijas: Consiste en un sistema donde la polea se encuentra sujeta a la viga o soporte estático con el propósito de direccionar de forma distinta la fuerza ejercida, permitiendo la adopción de una posición estratégica. Las poleas fijas no aportan ninguna ventaja mecánica la fuerza aplicada es igual a la que se tendría que haber empleado para elevar el objeto sin la utilización de la polea.
- b. Poleas Móviles: Son aquellas que están unidas a la carga y no a la viga, se compone de dos poleas:
 - La primera esta fija al soporte mientras que la segunda se encuentra adherida a la primera a través de una cuerda.
 - Las poleas móviles permiten multiplicar la fuerza ejercida, debido a que el objeto es tolerado por las dos secciones de la soga. De esta manera, la fuerza aplicada se reduce a la mitad. Y la distancia a la que se debe alar de la cuerda es del doble.

2.3.1.1.2. Poleas Compuestas: Alcanza una amplia ventaja de carácter mecánico, sirve para levantar objetos de gran peso con un esfuerzo mínimo. El sistema de poleas móviles más común es el polipasto sus características se detallan a continuación:

- Poleas con Correa: El sistema de poleas con correa más simple consiste en dos poleas situadas a cierta distancia, y giran a la vez por el efecto de rozamiento de una correa con ambas poleas. Estas correas pueden ser de cintas de cuero, flexibles y resistentes. Este es un sistema de transmisión circular puesto que ambas poleas poseen movimiento circular. En base a esto distinguimos claramente los siguientes elementos:

- La polea motriz.
- Polea conducida.
- La correa de transmisión.

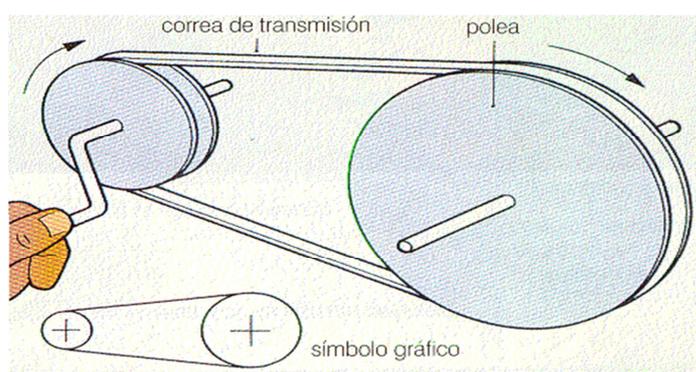


Figura. 8 Ajuste de la distancia entre poleas ^[8]

2.3.2. CORREAS

Las correas son elementos de transmisión de movimiento giratorio y torque de un eje a otro, trabaja por rozamiento con la polea sobre la que va montada, reduciendo el efecto de las vibraciones que puedan transmitirse entre los ejes.

Las transmisiones de correa proporcionan la mejor combinación integral de flexibilidad en el diseño, bajo costo, poco mantenimiento, facilidad de ensamblaje y ahorro de espacio.

Comparadas con otras formas de transmisión de potencia, las transmisiones de correa tienen las siguientes ventajas:

- Son menos costosas que las transmisiones de engranes de cadena.
- La distancia entre centros de los ejes es flexible, mientras que en la transmisión de engranes está restringida.
- Operan suavemente y con menor ruido a grandes velocidades.
- Se pueden diseñar para que se deslicen cuando se presenta una sobre carga en la máquina.
- No requieren de lubricación.
- Se las suele utilizar en más de un plano.
- Son fáciles de ensamblar e instalar, además de que tienen tolerancias flexibles.
- Funcionan bien en la absorción de cargas de choque.

2.3.2.1. Clasificación de las Correas

Las correas por lo general se clasifican en:

- 2.3.2.1.1. Correas planas: Se usan en aplicaciones con poco torque, ya que la fuerza impulsora está restringida a fricción pura entre la correa y la polea.
- 2.3.2.1.2. Correas trapezoidales o de sección en "V": Es el tipo de correa más utilizado sobre todo en máquinas automotrices e industriales, las correas en "V" permiten transmitir pares de fuerzas más elevados, y una velocidad lineal de la correa más alta.
- 2.3.2.1.3. Correas dentadas o síncronas: Tienen aplicación sobre todo en aquellas transmisiones compactas, donde se requiere transmitir alta potencia, las correas dentadas ofrecen mayor flexibilidad y mejor

adaptabilidad al dentado de la polea, también ofrece una relación de transmisión constante entre los ejes que se acoplan.

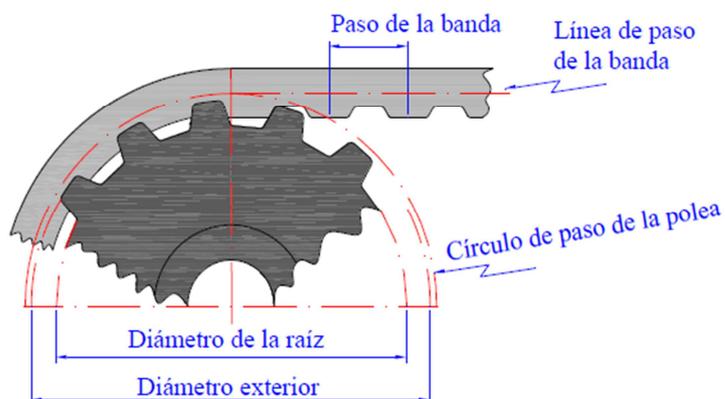


Figura. 9 Ajuste de la distancia entre poleas ^[9]

Cuando se requiere transmitir un elevado régimen de potencia, en transmisiones que son compactas, se debe emplear poleas de reducido diámetro y elevadas velocidades de giro, lo normal es utilizar poleas dentadas o síncronas.

Las poleas dentadas garantizan una relación de transmisión constante al disminuir el riesgo de deslizamiento sobre la polea, la incorporación del dentado a la correa le confiere de una mayor flexibilidad longitudinal lo que le permite poder adaptarse a poleas de diámetros más pequeños.

Series normalizadas

Las correas dentadas están normalizadas según la forma de los dientes curvilíneo o trapezoidal y el paso entre ellos.

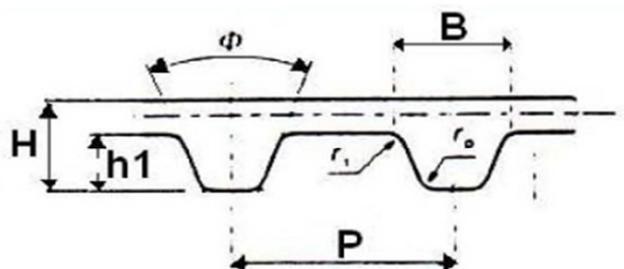


Figura. 10 Dimensiones para correas de perfil trapezoidal, normas ISO y DIN ^[10]

2.4. DESBALANCE

El desbalance es una de las fuerzas que más causan problemas en los rotores y por consecuencia en las máquinas rotativas. Si una máquina no es correctamente balanceada, generalmente presenta altos niveles de vibración, ruido y desgaste que son evidentes. También existe una reducción en la resistencia a la fatiga de la máquina.

Las fuerzas de vibración en el desbalance se deben a que el centro de masa del rotor es excéntrico al eje de rotación, por lo tanto, se generan fuerzas centrífugas que actúan sobre la masa del rotor.

2.4.1. CONCEPTOS

2.4.1.1. Centro de gravedad

Es el centro en que se concentran la sumatoria de las masas descompensadas, que normalmente no coincide con el centro geométrico de rotación.

2.4.1.2. Centro rotación

Es el verdadero centro geométrico de un rotor, en el balanceo se refiere exclusivamente al centro de un eje que gira a una velocidad angular determinada.

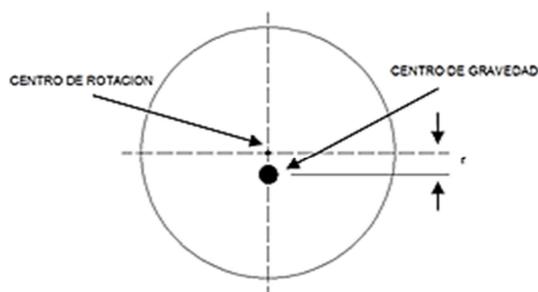


Figura. 11 Centro de rotación y gravedad ^[11]

2.4.1.3. Fuerza centrífuga

Es el resultado del momento producido por la masa desbalanceada cuando gira a una velocidad angular determinada, pivotada en el centro de gravedad.

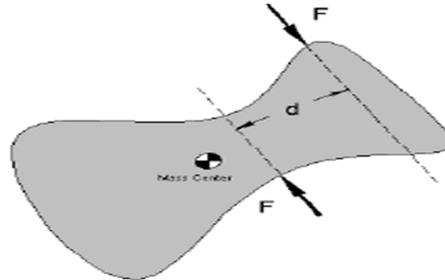


Figura. 12 Fuerza centrífuga ^[12]

2.4.2. CAUSAS DEL DESBALANCE

Las principales fuentes de desbalanceo son ocasionadas por:

- Material no homogéneo (variaciones de la red cristalina causadas por variaciones en la densidad del material).
- Distorsión a la velocidad de operación.
- Excentricidad.
- Desalineamiento de los rodamientos.
- Desplazamiento de las partes debido a la deformación plástica.

2.4.3. TIPOS DE DESBALANCE

2.4.3.1. Balanceo Par

Es el desbalance en un solo plano de acción y corrección. Siendo que los centros de gravedad y geométrico solamente se cruzan en dos dimensiones.

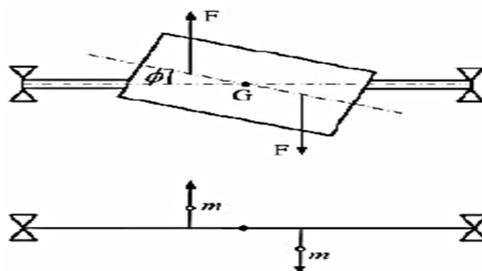


Figura. 13 Desbalance par ^[13]

2.4.3.2. Desbalance Dinámico

Es el desbalance que ocurre en más de un plano, siendo que los ejes geométrico y de gravedad no están desfasados tridimensionalmente.

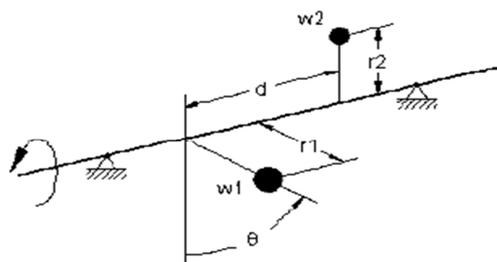


Figura. 14 Desbalance dinámico ^[14]

2.5. SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

2.5.1. CONCEPTOS BÁSICOS DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

- a. **Dato:** Representación simbólica, numérica, alfabética, atributo o característica de un valor.
- b. **Adquisición:** Recogida de un conjunto de variables físicas, conversión en voltaje y digitalización de manera que se puedan procesar en un ordenador.
- c. **Sistema:** Conjunto organizado de dispositivos que interactúan entre sí ofreciendo prestaciones más completas y de más alto nivel.
- d. **Bit de resolución:** Número de bits que el convertidor analógico a digital (ADC) utiliza para representar una señal.

- e. **Rango:** Valores máximo y mínimo entre los que el sensor, instrumento o dispositivo funcionan bajo unas especificaciones
- f. **Sensor:** Es un dispositivo que está capacitado para detectar acciones o estímulos externos y responder en consecuencia. Estos aparatos pueden transformar las magnitudes físicas o químicas en magnitudes eléctricas.
- g. **Transductor:** Es el dispositivo encargado de transformar fenómenos físicos en señales eléctricas de corriente o voltaje, como por ejemplo: termocuplas, strainage, transductores de presión, que transforman temperatura, deformación, presión en señales eléctricas análogas, respectivamente
- h. **Acondicionamiento de la señal:** Las señales eléctricas generadas por los transductores debe perfeccionarse para el rango de entrada de la tarjeta de adquisición de datos, las tareas principales realizadas por el acondicionamiento de señales son: Filtrado, amplificación, linealización, aislamiento, excitación
- i. **Hardware de adquisición de datos:** Es el componente de un completo sistema de Adquisición de Datos y control, que puede realizar las siguientes funciones:
 - Entrada proceso y conversión a un formato digital.
 - La entrada de señales digitales que contienen información de un sistema o proceso
 - El Proceso, conversión a un formato análogo usando DACs, de señales digitales desde el computador.
 - La salida de señales digitales de control.

- j. **Software de adquisición de datos:** Se lo ejecuta en el computador bajo un sistema operativo, permitiendo ejecutar más de una aplicación simultáneamente

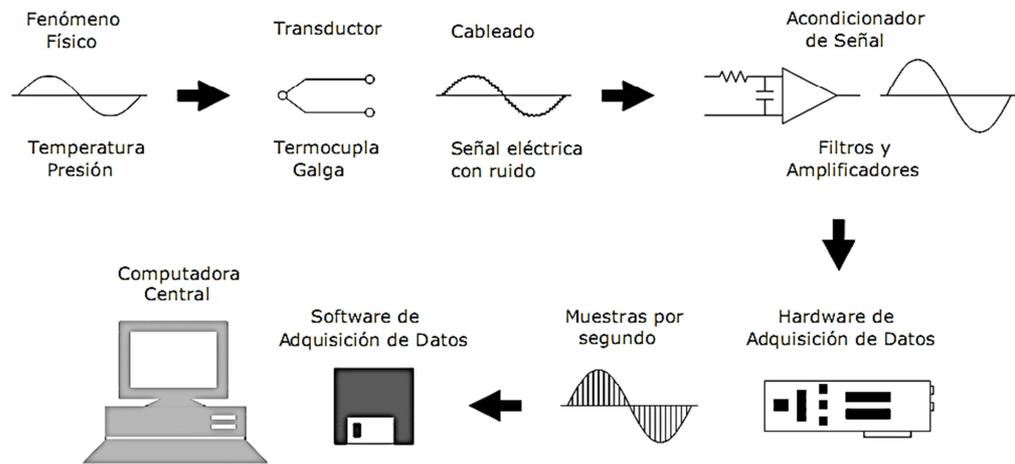


Figura. 15 Diagrama Funcional de Sistema de Adquisición de Datos ^[15]

CAPÍTULO III

DISEÑO DEL EQUIPO

3.1. INTRODUCCIÓN

Este capítulo contiene los cálculos del diseño y selección de los elementos básicos y normalizados que forman parte del sistema absorbente dinámico de vibraciones.

Todo sistema vibratorio forzado tiene mejor comportamiento o es mucho más estable cuando la frecuencia de excitación (rpm del motor) es mucho más alta que la frecuencia natural del sistema por lo que uno de los factores principales para el diseño es conseguir que esta relación sea mucho mayor que uno considerando variables que influyan en este parámetro como son la masa, o peso propio del sistema, la constante de rigidez de la viga, la longitud, inercia de la viga, módulo de Young y en menor importancia la potencia.

3.2. PARÁMETROS GENERALES DE DISEÑO

Para el diseño del equipo se tomó en cuenta los siguientes parámetros:

- Peso del sistema
- Frecuencia natural
- Potencia
- Frecuencia de Excitación
- Módulo de Young
- Inercia y Longitud de la viga

3.3. ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Una vez determinados los parámetros de diseño y los parámetros funcionales del equipo, se pudo establecer varias alternativas que cumplan con las especificaciones. Para el presente proyecto se establecen posibles alternativas para los distintos elementos que conforman el equipo las cuáles son:

3.3.1. SELECCIÓN DEL EQUIPO

Para la selección del diseño del Equipo se plantea tres alternativas diferentes.

a. **Alternativa 1:** Absorbedor dinámico de vibraciones de masa – viga.

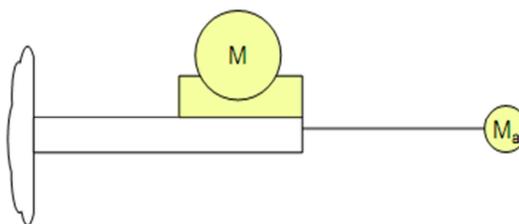


Figura. 16 Absorbedor dinámico ^[16]

b. **Alternativa 2:** Absorbedor dinámico de vibraciones de masa – resorte.

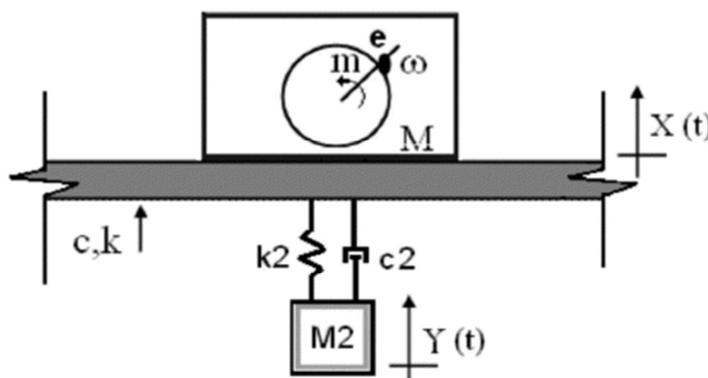


Figura. 17 Esquema de un sistema de absorbedor dinámico ^[17]

c. **Alternativa 3.** Absorbedor dinámico de vibraciones pendular.

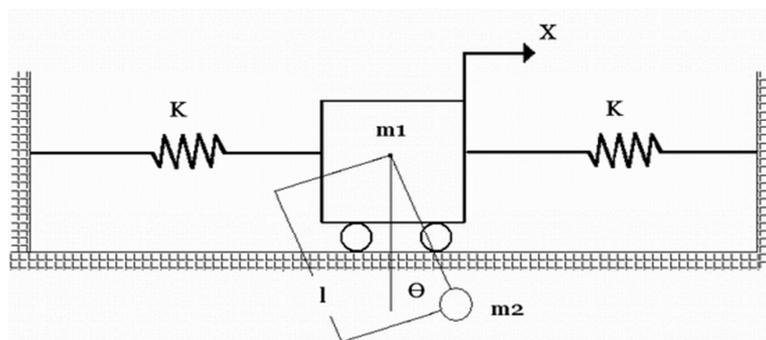


Figura. 18 Sistema mecánico de absorbedor con péndulo ^[18]

3.3.1.1. Análisis de la Alternativa 1

Cuando la frecuencia de excitación coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, ocurre resonancia, por lo que se tiene como consecuencia oscilaciones de grandes magnitudes, una máquina que opera a una frecuencia cercana a la de resonancia, transmite una fuerza excesiva a sus soportes, por lo tanto pueden crearse daños significativos sobre la misma.

Al aplicar un absorbedor dinámico de vibraciones este varía de forma armónica, las tensiones y deformaciones que tendrán lugar sobre los elementos de unión también variarán armónicamente, lo que podría llegar a provocar un fallo por fatiga. Incluso en el caso de que la fuerza transmitida no sea armónica, su magnitud deberá limitarse por debajo de valores de seguridad.

La frecuencia natural de un sistema representa la característica propia de éste, además un sistema tendrá tantas frecuencias naturales como grados de libertad tenga y, por lo tanto, también tendrá el mismo número de frecuencias de resonancia. El sistema entrará en alguna resonancia al igualar la frecuencia de excitación y la frecuencia natural.

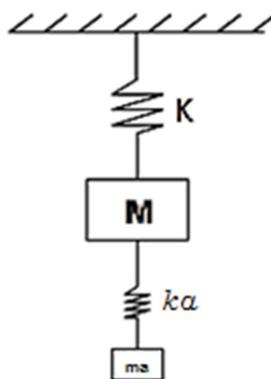


Figura. 19 Absorbedor dinámico ^[19]

3.3.1.2. Análisis de la Alternativa 2

Un absorbedor dinámico de vibraciones es un dispositivo que se añade a un sistema principal afectado por vibraciones no deseadas. En general el absorbedor dinámico consiste en una masa y un elemento flexible, que colocados en el sistema vibrante principal atenúan las vibraciones cuando está sintonizado con la frecuencia de vibración. El sistema pasa de tener un grado de libertad a tener dos grados de libertad como se indica en el sistema equivalente.

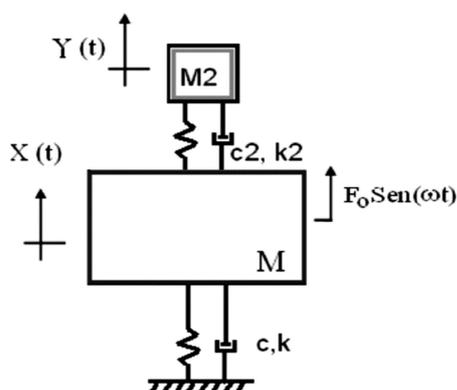


Figura. 20 Absorbedor dinámico ^[20]

M es la masa total del sistema principal, c es la constante de amortiguación del sistema principal, k es la constante de elasticidad del sistema principal, F_0 es la amplitud máxima de la fuerza aplicada al sistema, ω es la frecuencia de excitación

del sistema principal, M_2 es la masa del absorbedor dinámico, c_2 es la constante de amortiguación del absorbente dinámico, k_2 es la constante de rigidez del absorbedor dinámico, $X(t)$ es la coordenada que mide el desplazamiento vertical absoluto del sistema principal desde su posición de equilibrio estático y $Y(t)$ es la coordenada generalizada que mide el desplazamiento vertical absoluto de M_2 desde su posición de equilibrio estático.

3.3.1.3. Análisis de la Alternativa 3

El absorbedor pendular es un sistema mecánico que se acopla al sistema primario para atenuar vibraciones, cuando el sistema primario opera en resonancia externa. Su funcionamiento aprovecha las propiedades dinámicas de los sistemas autoparamétricos. Este absorbedor tiene la capacidad de modificar sus modos de vibración, dado que es posible cambiar la distribución de su masa y, por lo tanto, su frecuencia natural. Esto posibilita distintas frecuencias autorresonantes, para diferentes señales de excitación externas. Con técnicas de control retroalimentado se puede modificar la dinámica del sistema, resultando un absorbedor de vibraciones activo y autosintonizable.

Este sistema consta de una masa M instalada en una combinación de un resorte lineal y un amortiguador viscoso lineal. Un péndulo de masa m y longitud l se une a la masa M .

Comprende de un amortiguador lineal de torsión con un coeficiente de amortiguamiento c_1 . Las coordenadas generalizadas x y φ se utilizan para describir los movimientos de este sistema de dos grados de libertad. La coordenada x se mide a partir de la posición de equilibrio estático del sistema.

Cuando el sistema se somete a fuerzas armónicas a lo largo de la dirección vertical pueden ser inconvenientes los movimientos hacia arriba y hacia abajo, sobre todo cuando la frecuencia de excitación está cercana a la frecuencia natural del sistema asociada con los movimientos verticales. Con el fin de atenuar estas oscilaciones hacia arriba y abajo se diseña el péndulo como si fuera un absorbente, de modo que la energía de entrada a lo largo de la dirección vertical es absorbida como oscilaciones angulares del péndulo. Se supone que la fuerza armónica que actúa en la masa M es de amplitud F_0 y frecuencia ω .

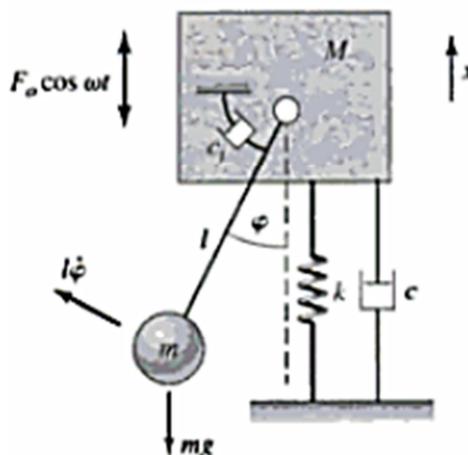


Figura. 21 Absorbedor pendular ^[21]

3.3.2. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA A USARSE

De acuerdo al análisis matricial que se presenta en la Tabla 1 se elige la Alternativa 1, porque su calificación es la mejor, además como es un equipo para pruebas en el laboratorio y no necesita transmitir cargas solo simular el comportamiento vibratorio de sistemas reales.

Tabla.1 Análisis Matricial

		COSTO										MANUFACTURA										OPERATIVIDAD									
		Alto	5	●	Medio	3	▲	Bajo	1	*	Compleja	5	●	Media	3	▲	Fácil	1	*	Difícil	5	●	Media	3	▲	Fácil	1	*			
SISTEMA DE TRANSMISION	Alt. 1																														
	Alt. 2	●																													
	Alt. 3			*																											
SISTEMA DE APOYO	Alt. 1																														
	Alt. 2																														
	Alt. 3																														
SISTEMA DE ABSORBEDOR	Alt. 1																														
	Alt. 2																														
	Alt. 3			*																											
SISTEMA MOTRIZ/ EXCITACION	Alt. 1																														
	Alt. 2																														
	Alt. 3																														
MASA PRINCIPAL	Alt. 1																														
	Alt. 2																														
	Alt. 3																														
		TOTAL																													
		9	15	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3			
		Alt. 1																													
		Alt. 2																													
		Alt. 3																													
			32	44	46																										

FUENTE: Elaboración propia

3.3.3. ALTERNATIVAS DE MOTORES

La selección del motor se la realizará mediante ciertos conceptos de ingeniería como por ejemplo, fuente de energía necesaria, seguridad, tipo de controlador, ruido, vibración, velocidad, etc.

3.3.3.1. Motor de corriente alterna vs. Motor de corriente continua.

Dentro de los motores eléctricos tenemos dos alternativas:

- Motor de corriente alterna (AC)
- Motor de corriente continua (DC)

La problemática radica en la fuente de energía, ya que un motor de corriente alterna puede ser trifásico, bifásico o monofásico. Para los dos primeros casos sería muy costoso y poco práctico construir un equipo con una fuente que nos entregue ese tipo de energía. La comparación podemos observar en la siguiente tabla.

Tabla. 2 Comparación entre motor AC y DC

Características	Motor AC	Motor DC
Control de Velocidad	Variador de frecuencia	Secuencias de PWM
Fuente	Baterías e Inversor	Baterías
Mantenimiento	Mínimo	Regular
Potencia	Alta	Media
Costo	Alto	Bajo
Ruido	Medio	Bajo

FUENTE: Elaboración propia

3.3.3.2. Motores de corriente alterna

3.3.3.2.1. Motor de Fase

Los motores de Fase son motores pequeños que trabajan con suministro monofásico, la mayoría de los motores de fase partida son motores pequeños de caballaje fraccionario. Tanto para 115 V como para 230 V en servicio monofásico.

3.3.3.2.2. Motor de Arranque con capacitor

Son motores monofásicos de corriente alterna cuyo rango va de fracciones de HP hasta 15 HP, se usan ampliamente con muchas aplicaciones de tipo monofásico tales como accionamiento a máquinas y herramientas como pueden ser taladros, pulidoras, motobombas, etc.

3.3.3.2.3. Motor de Arranque con capacitor permanente.

Este motor presenta dos devanados iguales (igual resistencia), pero en unos de ellos se conecta un condensador en serie, calculado para que en el punto nominal del motor, las corrientes de los devanados sean los más parecidas posibles y su desfase sea próximo a 90° .

3.3.3.2.4. Motor de Inducción

Los motores de inducción de rotor devanado son menos utilizados, debido a su mayor costo, y a que requieren de más mantenimiento que los de jaula de ardilla.

3.3.3.2.5. Motor de Polos sombreados

El motor de polos sombreados carece de una bobina de arranque, el interruptor de encendido o un condensador, este motor eléctrico es simple y barato. Además la velocidad de este motor de inducción de corriente alterna se puede

controlarse simplemente mediante la variación de voltaje, o a través de un multi-tap de la bobina. Mecánicamente el motor de inducción de polos sombreados permite la producción de alto volumen.

3.3.3.2.6. Comparación entre tipos de motores de corriente continua

Tabla. 3 Comparación entre alternativas de motores de corriente alterna

Tipo	Potencia	Arranque	Costo
Motor de Fase partida	1/30 Hp – ½ Hp	Necesita un Switch	Bajo
Motor de Arranque con capacitor	Fracciones de Hp hasta 15 Hp	Se produce por un campo magnético rotatorio	Bajo
Motor de Arranque con capacitor permanente	Fracciones de Hp hasta 15 Hp	Necesita de un Switch centrífugo	Bajo
Motor de Inducción – Repulsión	¼ Hp – 20 Hp	Requiere de cargas pesadas	Alto
Motores de Polos Sombreados	1/100 Hp – 1/20 Hp	No requiere partes auxiliares para su accionamiento	Bajo

Fuente: Elaboración propia

3.3.3.3. Motores de corriente continua

Existen varios tipos de motores que funcionan a través de corriente continua, estos se diferencian por el control de velocidad o posición, lo que le da uno diferentes características que los convierten en una buena alternativa dependiendo de la aplicación. Para seleccionar que tipo de motor se utilizará se analiza el método de control de velocidad y su costo.

3.3.3.3.1. Motor a pasos

Este tipo de motor tiene su control a través de secuencias que generan los mínimos giros que tiene el motor a pasos.

3.3.3.3.2. Servomotor

Tiene la capacidad de ser controlado, tanto en velocidad como en posición.

3.3.3.3.3. Motor con escobillas

Este tipo de motor no tiene un control de velocidad incorporado, sin embargo es posible controlar su velocidad a través de su alimentación.

Tabla. 4 Comparación entre alternativas de motores de corriente continua

Tipos de Motores	Precisión	Controlador de velocidad	Costo
Motor a Pasos	Alta	Driver para motor a pasos	Alto
Servomotor	Media	Servo driver	Alto
Motor DC con escobillas	Baja	Puente H	Bajo

FUENTE: Elaboración propia

3.3.3.4. Alternativa seleccionada

Como podemos observar en la Tabla. 1, el motor DC tiene un control más sencillo que el de un motor AC, pero su disponibilidad en el mercado es escasa es por esa razón que se decide utilizar un motor AC, y analizando las diferentes alternativas de motores AC finalmente se optó por el motor de Arranque con capacitor, ya que este satisface las necesidades de nuestro equipo y además hay disponibilidad en el mercado y su costo es relativamente bajo.

3.3.4. SELECCIÓN ADECUADA DE PESOS

Para la selección adecuada del peso a utilizar se plantea dos opciones de vigas una de $L= 250$ mm y otra de $L= 500$ mm, debido a que la ω_n está en función de la longitud y del Módulo de Young (E) es por esta razón que se analiza con dos tipos de materiales. ANEXO I

Tabla. 5 Selección adecuada de Pesos para una viga $L = 250$ mm

M	Módulo de ω_n [Hz]			Inercia	Módulo de ω_n [Hz]		
	Young [Mpa]	Sim.	Cal.		Young [Mpa]	Sim.	Cal.
Kg				m^4			
10	210000	33,73	44,58	2.04×10^{-8}	120000	26,69	33,70
11	210000	31,77	42,60	2.04×10^{-8}	120000	24,98	32,20
12	210000	30,21	40,86	2.04×10^{-8}	120000	23,44	30,88
13	210000	28,24	39,32	2.04×10^{-8}	120000	21,92	29,73

FUENTE: Creación propia

En la Tabla 5. Podemos observar las simulaciones de la viga de acero, y de hierro dúctil, para comparar la ω_n simulada y la ω_n calculada, con distinta masa, y así poder elegir la longitud y peso adecuado que debe tener nuestro equipo. Ver ANEXO I.

Tabla. 6 Selección adecuada de Pesos para una viga L = 500 mm

M kg	Módulo de Young [Mpa]	ω_n [Hz]		Inercia m^4	Módulo de Young [Mpa]	ω_n [Hz]	
		Sim.	Cal.			Sim.	Cal.
10	210000	13,48	15,76	2.04×10^{-8}	120000	10,45	11,91
11	210000	12,73	15,06	2.04×10^{-8}	120000	9,71	11,38
12	210000	12,02	14,44	2.04×10^{-8}	120000	9,31	10,92
13	210000	11,51	13,90	2.04×10^{-8}	120000	8,84	10,50

FUENTE: Creación propia

En la Tabla 6. Podemos observar las simulaciones de la viga de acero, y de hierro dúctil, para comparar la ω_n simulada y la ω_n calculada, con distinta masa, y así poder elegir la longitud y peso adecuado que debe tener nuestro equipo. Ver ANEXO I.

Como la ω_n es inversamente proporcional al peso, se debe elegir una ω_n simulada que sea más próxima a la ω_n calculada por lo que se elige un peso de 12 Kg y por lo tanto obtenemos una $\omega_n = 14.44 \text{ Hz}$, el material elegido para la viga es el Acero – A36 por sus buenas propiedades mecánicas.

3.3.5. CÁLCULO DE LA FRECUENCIA NATURAL DEL SISTEMA

El diseño del sistema debe empezar por la determinación de la frecuencia natural, ya que en sistemas vibratorios y en sistemas en general se debe evitar la resonancia (ω_f/ω_n) y debe trabajar en rangos mucho mayores a 1, por lo que este cálculo se lo hará mediante simulaciones y operaciones matemáticas para verificar su valor.

La ecuación general de la frecuencia natural del sistema es ^[22]:

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI}{\left(\frac{1}{4} m_V + m_E\right) l^3}} \quad \text{Ec. 30}$$

donde:

I = Inerci

E = Módulo de Young

P = Peso

m_E = Masa del equipo

m_V = Masa de la viga

l = Longitud

d = Diámetro

Y = Deflexión

g = Gravedad

r_t = Relación de transmisión

m_T = Masa Total

- Datos del Equipo

m_T = 14 Kg

g = 9,81 m/s²

d_v = 25 mm

l = 500 mm

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

$$m_v = 1,98 \text{ Kg}$$

$$m_E = 12,00 \text{ Kg}$$

$$\sigma_{fl-A36} = 250 \text{ MPa}$$

- Peso del Equipo

$$P = m_E g \quad \text{Ec. 31}$$

$$P = 117,68 \left(\frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} \right)$$

- Inercia

$$I = \frac{\pi d_v^4}{64}$$

Ec. 32

$$I = 2,043 \times 10^{-8} \text{ (m}^4\text{)}$$

- Deflexión

$$Y = \frac{Pl^3}{3EI}$$

Ec. 33

$$Y = 2 \times 10^{-3} \left(\frac{\text{Nmm}^4}{\text{s}^2} \right)$$

Reemplazando los datos en la Ec. 30 obtenemos la Frecuencia Natural de:

$$\omega_n = \omega_o 60 \quad \text{Ec. 34}$$

$$\omega_n = 866,4 \text{ rpm}$$

3.3.6. CÁLCULO DE LA VIGA

3.3.6.1. Cálculo Estático de la Viga

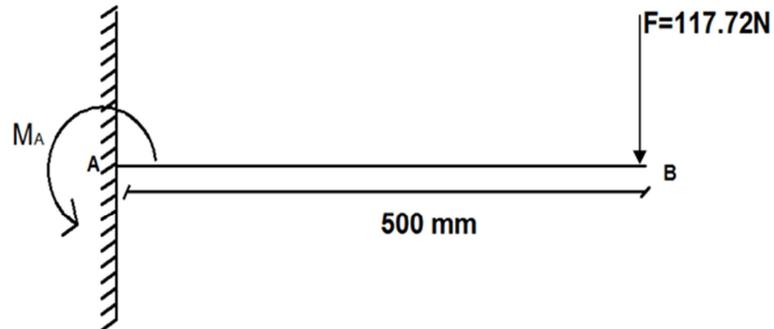


Figura. 22 Diagrama de Fuerzas

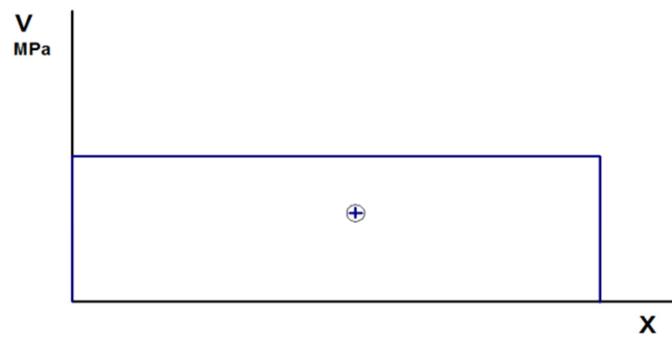


Figura. 23 Diagrama Cortante

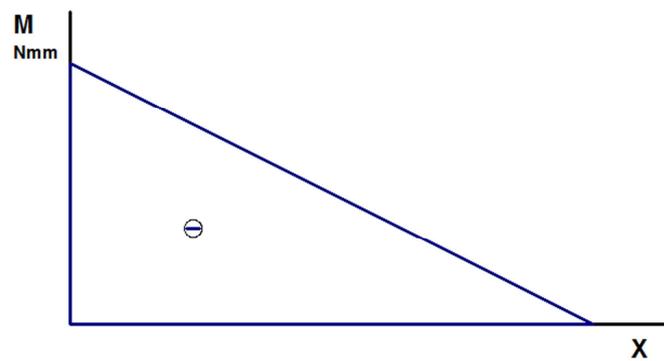


Figura. 24 Diagrama de Momento

$$M_{max} = 58\,860 \text{ Nmm}$$

$$V_{max} = 117,72 \text{ N}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{Ec. 35}$$

$$A = 490,87 \text{ mm}^2$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$I = 19174,76 \text{ mm}^4$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{Ec. 36}$$

$$J = 38349,52 \text{ mm}^4$$

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad \text{Ec. 37}$$

$$\sigma = 38,37 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 38}$$

$$\tau = 0,24 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \text{Ec. 39}$$

$$\tau_{adm} = 19,18 \text{ MPa}$$

$$\tau_{fl} = 0,5\sigma_{fl} \quad \text{Ec. 40}$$

$$\tau_{fl} = 125 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{\tau_{fl}}{\tau_{adm}} \quad \text{Ec. 41}$$

$$n = 6,51$$

3.3.6.2. Cálculo Dinámico de la Viga

○ Resistencia a la Fatiga

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ec. 42}$$

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ec. 43}$$

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \quad \text{Ec. 44}$$

Tabla. 7 Tabla de factores

FACTORES	VALORES
Seguridad k_a	0,921
Tamaño k_b	0,879
Carga k_c	0,59
Temperatura k_d	1
Confiabilidad k_e	0,814
Diversos k_f	1

FUENTE: Elaboración propia

El detalle de los distintos factores se los puede observar en el ANEXO II.

- Límite de Resistencia a la fatiga

$$S'_e = 0,5 S_{ut} \quad \text{Ec. 45}$$

$$S'_e = 200 \text{ Mpa}$$

Reemplazando en la Ec. 19 obtenemos:

$$S_e = 77,76 \text{ Mpa}$$

Al realizar los diferentes cálculos obtenemos un factor de seguridad $\eta = 2.65$, lo que quiere decir que el dimensionamiento del eje es el adecuado.

3.3.7. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

El sistema de transmisión de potencia está compuesto por:

- Relación de Transmisión
- Poleas Dentadas
- Discos de Desbalance
- Correa
- Motor

El motor eléctrico se encarga de transmitir la potencia a la polea motriz, la cual por medio de una banda se encarga de transmitir la fuerza y el momento forzado para generar el movimiento oscilatorio permanente del sistema, con sus características fundamentales se tratará de disminuir y eliminar en base al diseño y construcción de un absorbedor dinámico que tiene como parámetros y variables la distancia, su masa (m), la constante elástica (k), el peso (P), y la excentricidad del momento excitado de la vibración forzada.

3.3.7.1. Cálculo de la Relación de Transmisión

La relación de transmisión debe ser una relación tal que nos permita trabajar en un punto más alto que la de la resonancia por lo que primero se debería calcular la frecuencia natural del sistema. La r_t está en función de la ω_f que debe ser mayor a la ω_n , la r_t es inversamente proporcional al valor de ω_f y es directamente proporcional al peso. Los motores de Corriente alterna normalmente trabajan en rangos de velocidad de 1750 a 3700 rpm, por eso tomamos un valor de 3500 rpm.

$$r_s = \frac{\omega_f}{\omega_n}$$

donde:

r_s : Resonancia

ω_f : Frecuencia forzada

ω_n : Frecuencia natural

Tabla. 8 Selección de r_t

r_t	ω_M	ω_f	ω_n	Resonancia
0.5	3500	7000	866,4	8,08
1	3500	3500	866,4	4,04
1.5	3500	2333.3	866,4	2,7
2	3500	1750	866,4	2,02
2.5	3500	1400	866,4	1,62
3	3500	1166,6	866,4	1,35

FUENTE: Elaboración propia

La r_t más adecuada para este proyecto es la de 1.5 porque se puede obtener un valor que está alejado de la zona de resonancia, sabiendo que cuando la frecuencia de excitación coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, tiene lugar un fenómeno de resonancia. La característica más importante de la resonancia es que da lugar a grandes desplazamientos, en la mayor parte de los sistemas mecánicos, la presencia de grandes desplazamientos es un fenómeno indeseable ya que provoca la aparición de tensiones y deformaciones igualmente grandes que pueden ocasionar el fallo del sistema.

Las condiciones de resonancia deben de tratar de ser evitadas en el diseño y construcción de cualquier sistema mecánico, en la mayor parte de los casos, las frecuencias de excitación no pueden controlarse al venir impuestas por los requerimientos de carácter funcional del sistema, el objetivo será el control de las frecuencias naturales del sistema para evitar la presencia de resonancias ver Fig 25.

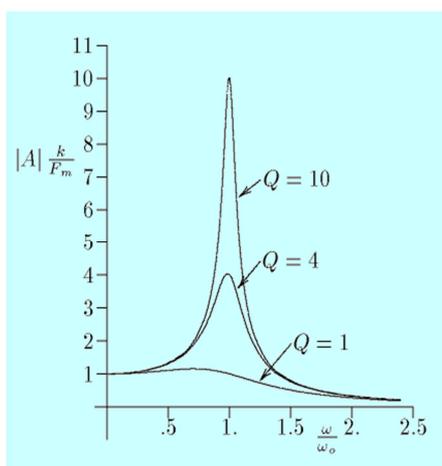


Figura. 25 Respuesta a la frecuencia de resonancia ^[23]

El factor de calidad Q se define por:

—

$$Q = 0,59$$

Mientras Q es pequeño el equipo absorbe mayor vibración, o viceversa.

3.3.7.2. Cálculo de Poleas y Bandas

Cuando se transmite potencia por un sistema de bandas y poleas, la fricción provoca que la banda se adhiera a la polea impulsora, y a su vez, se incrementa su tensión en un lado, al que se denomina “lado tensionado del impulsor”. La fuerza de tracción que se genera en la banda ejerce una fuerza tangencial sobre la polea, por consecuencia, se aplica un torque al eje que es impulsado.

El lado opuesto de la banda aún está en tensión pero de menor valor, por tanto se le da el nombre de lado flojo.

3.3.7.2.1. Selección de Poleas

Para el dimensionamiento de las Poleas se seleccionan del catálogo de Martin.

Anexo III ^[24] para poleas y bandas dentadas.

Datos:

- Relación de transmisión desde la Polea motriz (eje del motor), a la Polea conducida.

$$r_t = 1,5$$

- Polea motriz:
 - o Diámetro: 35,57 mm.
 - o Velocidad angular: 3500 rpm.
- Polea conducida 2:

$$d_2 = r_t d_1$$

Ec. 47

d_2 = Diámetro de la polea conducida

d_1 = Diámetro de la polea motriz

r_t = Relación de transmisión

$$d_2 = 1,5 (35,57)$$

$$d_2 = 53,355 \text{ mm}$$

La selección de la polea conducida se realiza por medio del catálogo de Martin, el valor más próximo es de 53,36 mm.

- Velocidad de salida.

$$r_t = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \text{Ec. 48}$$

ω_1 = Velocidad angular de la polea motriz.

ω_2 = Velocidad angular de la polea conductora.

$$\omega_2 = 2333.33 \text{ rpm}$$

3.2.2.2.2. Selección de la correa

Tabla. 9 Series de perfiles de dientes trapezoidales según ISO/DIS 5296

TIPO	PASO, P		H	h1	B	r_o	r_1	ϕ	APLICACIONES
	In	Mm	Mm	Mm	mm	Mm	Mm	(°)	
MXL	2/25	2.032	1.14	0.51	1.14	0.13	0.13	40	PRECISION
XXL	1/8	3.175	1.52	0.76	1.73	0.20	0.20	50	EXTRA LIGERA
XL	1/5	5.08	2.30	1.27	2.57	0.38	0.38	50	MUY LIGERA
L	3/8	9.525	3.60	1.91	4.65	0.51	0.51	40	LIGERA
H	1/2	12.70	4.30	2.29	6.12	1.02	1.02	40	PESADA
XH	7/8	22.225	11.20	6.35	12.57	1.19	1.57	40	MUY PESADA
XXH	1/4	31.71	15.70	9.53	19.05	1.52	2.29	40	EXTRA PESADA

Fuente: Correas de transmisión. Cálculo y Diseño.^[25]

Para la selección de la correa se utilizó la Tabla 9

De acuerdo a esta tabla la correa a utilizar es una de tipo XL porque el trabajo que va a realizar es muy ligero y no necesita mayor esfuerzo debido a las características del motor.

- Características de la correa
 - o Tipo: XL
 - o Paso: 5,08 mm
 - o Ancho: 9,53 mm

Las dimensiones de las poleas y velocidades angulares se muestran en la Tabla. 10

Tabla. 10 Dimensiones de las poleas y velocidades angulares

PARÁMETROS	P. MOTRÍZ	P. CONDUCTIDA
DIÁMETRO (mm)	35.57	53.36
PASO (mm)	5.08	5.08
NÚMERO DE DIENTES (Z)	22	33
VELOCIDAD (rpm)	3500	2333.33

Fuente: Catálogo de Poleas de Martin

- Distancia entre centros

$$DC = \frac{(r_t+1)d_1}{2} + d_1 \quad \text{Ec. 48}$$

$$DC = 80,03 \text{ mm}$$

- Longitud de la correa

$$L = 2DC + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4DC} \quad \text{Ec. 49}$$

$$L = 300,73 \text{ mm}$$

- Número de dientes totales de las poleas

$$Z_{total} = Z_{POLEA1} + Z_{POLEA2} \quad \text{Ec. 50}$$

$$Z_{total} = 55 \text{ dientes}$$

La longitud de la correa según el catálogo de Lindis.s. Anexo IV ^[26] es 304,8 mm y un $Z_{total} = 60$ dientes estos son los valores más cercanos a los calculados.

La correa seleccionada es:

120XL037

3.3.7.3. Cálculo de discos de desbalance

- Masa del disco

$$V = \frac{\pi}{4} D^2 l \quad \text{Ec. 51}$$

$$V = 1.588(10^{-4})m^3$$

$$m = \rho_{Ac} V \quad \text{Ec. 515}$$

$$m = 1,24 \text{ Kg} = 1247 \text{ gr}$$

- Masa de los pesos de desbalance

Según Ec. 51 y Ec. 52

Tabla. 11 Valores de los distintos pesos de desbalance

	DIÁMETRO (m)	ESPESOR (m)	VOLÚMEN (m ³)	MASA (Kg)
PESO 1	0.020	0.018	$5.65 * 10^{-6}$	0.044
PESO 2	0.025	0.018	$8.84 * 10^{-6}$	0.069
PESO 3	0.030	0.018	$1.27 * 10^{-5}$	0.099

FUENTE: Elaboración propia

- Desbalance

$$U = me\omega^2$$

Ec. 56

Donde:

m = Masa desbalanceada

e = Distancia de la masa que causa el desbalance

 ω_f = Frecuencia forzada**Tabla. 12 Radios y desbalances**

EXCENTRICIDAD (e)	DESBALANCE (U)
e₁ = 0,025 m	65,65 N
e₂ = 0,035 m	144,14 N
e₃ = 0,030 m	177,27 N

FUENTE: Elaboración propia

3.4. CÁLCULO DEL EJE

3.4.1. CÁLCULO ESTÁTICO DEL EJE



Figura. 26 Diagrama de Fuerzas

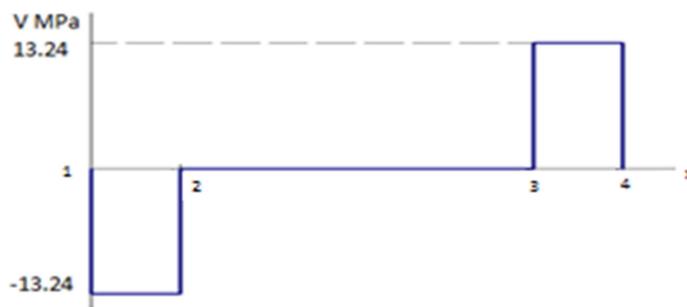


Figura. 27 Diagrama de Cortante

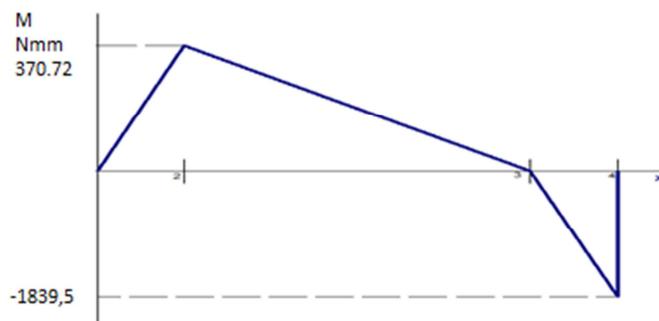


Figura. 28 Diagrama de Momento

$$M_{max} = 370,81 \text{ Nmm}$$

$$V_{max} = 13,24 \text{ MPa}$$

de acuerdo a la Ec. 35, Ec. 36, los datos del eje son:

$$I = 0,0491d^4$$

$$J = 0,0982d^4$$

$$T = \frac{P}{\omega}$$

Ec. 57

$$T = 1,52(10^3) \text{ Nmm}$$

de acuerdo a la Ec. 37 se obtiene:

$$\sigma = \frac{My}{I}$$

$$\sigma = \frac{3776,06}{d^3}$$

$$\tau = \frac{T\rho}{J}$$

Ec. 16

$$\tau = \frac{7739,30}{d^3}$$

se utilizó material Acero Estructural A-36, con un $S_y = 250 \text{ MPa}$, de acuerdo a la Ec.40.

$$\tau_{fl} = 125$$

$$\tau_{fl} = 0,577 S_y$$

Ec. 58

$$\tau_{fl} = 144,25$$

se eligió el τ_{fl} de menor valor y un $n = 2.5$.

y de acuerdo a la Ec. 40 se obtiene:

$$\tau_{adm} = 50$$

aplicando la Ec. 39 y tomando en cuenta que el $\tau_{m\acute{a}x} = \tau_{adm}$ entonces

$$d = 5,42 \text{ mm}$$

3.4.2. CÁLCULO DINÁMICO DEL EJE

3.4.2.1. Resistencia a la Fatiga

Aplicando la Ec. 41, Ec. 42, Ec. 43. Se obtiene:

Tabla. 13 Tabla de factores

FACTORES	VALORES
Seguridad k_a	0,921
Tamaño k_b	0,952
Carga k_c	0,85
Temperatura k_d	1
Confiabilidad k_e	0,814
Diversos k_f	1

FUENTE: Elaboración propia

El detalle de los distintos factores se los puede observar en el ANEXO II.

- **Límite de Resistencia a la fatiga**

Al reemplazar los datos en la Ec. 45 se obtiene:

$$S'_e = 200 \text{ Mpa}$$

Reemplazando en la Ec. 42 obtenemos:

$$S_e = 121,4 \text{ Mpa}$$

Al realizar los diferentes cálculos obtenemos un factor de seguridad $\eta = 16,66$ lo que quiere decir que el eje está sobredimensionado.

3.5. CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

Para determinar la potencia requerida del motor es necesario conocer los siguientes parámetros:

- Inercia de las masas en movimiento.
- Aceleración angular desde la velocidad angular inicial hasta la velocidad de trabajo.
- El torque necesario para mover los elementos y a partir de este determinar la potencia requerida.

3.5.1. CÁLCULO DE LAS INERCIAS DE LAS MASAS EN MOVIMIENTO

Los elementos del equipo tienen forma de un cilindro ya sea macizo o hueco.

La inercia de un cilindro macizo está dada por la siguiente fórmula:

$$I = \frac{md^2}{8}$$

Ec. 59

la inercia de un cilindro hueco es igual a:

$$I = \frac{m}{8}(d_{ext}^2 - d_{int}^2)$$

Ec. 60

donde:

I = Inercia del cuerpo (Kgm²)

d_{ext} = Diámetro externo (m)

d_{int} = Diámetro interno (m)

m = Masa del cuerpo (Kg)

Al aplicar la Ec. 31, Ec. 32, se pudo obtener los siguientes valores de Inercia para los diferentes elementos.

Tabla. 14 Inercia de los elementos

Elementos	Densidad ρ (Kg/m ³)	Volumen V (m ³)	Masa m (Kg)	Inercia I (Kg.m ²)
Eje	7850	1,889(10 ⁻⁵)	0,148	2,664(10 ⁻⁶)
Discos	7850	1,26 (10 ⁻⁴)	0,994	2,004(10 ⁻³)
Poleas	2700	3,17(10 ⁻⁵)	0,249	1,047(10 ⁻⁴)
Disco-polea	2700	3,17(10 ⁻⁵)	0,249	1,047(10 ⁻⁴)
INERCIA TOTAL				4,22(10⁻³)

FUENTE: Creación propia

3.5.1.1. Aceleración angular

La aceleración angular está definida por:

$$\omega = \omega_o + \alpha t \quad \text{Ec. 61}$$

donde:

ω = Velocidad angular final (rad/seg)

ω_o = Velocidad angular inicial (rad/seg)

α = Aceleración angular (rad/seg²)

t = Tiempo (s)

El sistema parte del reposo por lo tanto $\omega_o = 0$, entonces la aceleración angular es:

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

Los elementos considerados móviles de cada sistema son acelerados desde el instante en que se encuentra en reposo, es decir que la velocidad angular inicial es igual a cero ($\omega_o = 0$), hasta que alcance la velocidad angular de funcionamiento (ω).

$$\omega = 244,31 \text{ rad/seg}^2$$

$$t = 2 \text{ seg}$$

$$\alpha = 122,15 \text{ rad/seg}^2$$

3.5.1.2. TORQUE

$$T = I_{TOTAL}\alpha$$

donde:

T = Torque (Nm)

$I =$ Inercia del cuerpo (Kg.m^2)

$\alpha =$ Aceleración angular (rad/seg^2)

$$T = 0,52$$

3.5.1.3. POTENCIA

La expresión para determinar la potencia necesaria para poner en rotación los elementos móviles de la máquina es:

$$P = \frac{Tn}{9550}$$

Ec. 62

donde:

$P =$ Potencia ^[31] (Kw)

$T =$ Torque (Nm)

$n =$ Velocidad angular (rpm)

$$P = 0,126 \text{ Kw}$$

$$P = 0,169 \text{ HP}$$

3.5.1.4. POTENCIA DE DISEÑO

Para determinar la potencia de diseño es necesario conocer la potencia de trabajo, el tipo de motor a utilizar y el tiempo de servicio diario de la máquina. De acuerdo a esto se determina el factor de seguridad, que multiplicado por la potencia de trabajo da como resultado la potencia de diseño.

$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{TRABAJO}} F_S$$

Ec. 617

P = Potencia (HP)

F_s = Factor de seguridad

- Potencia de trabajo: $\frac{1}{4}$ HP (0,186 Kw)
- Servicio Diario: menor a 6 horas de trabajo por día.
- Tipo de máquina: Absorbedor de Vibraciones Dinámicas.

De acuerdo a estos datos en la Tabla de servicios. Anexo V. ^[31] determina el factor de 1.

La potencia de diseño es:

3.5.1.5. Características del Motor

- Corriente: AC
- Potencia: $\frac{1}{4}$ Hp
- Velocidad: 3500 rpm
- Voltaje: 110 V



Figura. 29 Geometría básica de un impulsor de banda ^[32]

3.6. ANÁLISIS DE JUNTAS SOLDADAS Y EMPERNADAS

3.6.1. JUNTAS SOLDADAS

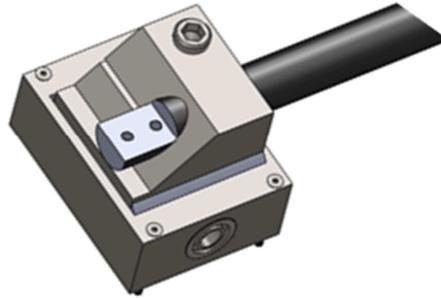


Figura. 30 Junta soldada

Se debe multiplicar por 3g ya que es lo máximo que mide el acelerómetro.

—

—

—

3.6.2. JUNTAS EMPERNADAS

3.6.2.1. Placa base absorbedor

Existen varios tipos de fuerzas que se emplean sobre el perno como pueden ser:

1. Peso propio de la placa
2. Fuerza inercial
3. Fuerza inercial del perno

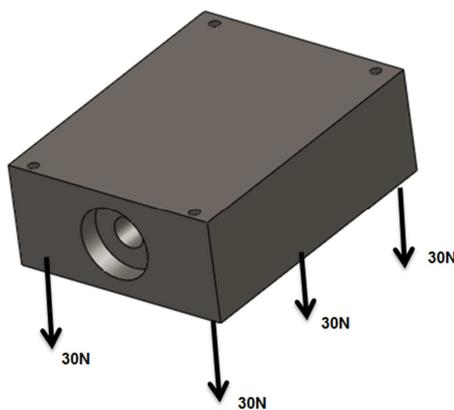
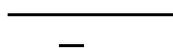


Figura. 31 Base absorbedor

85,35 N

78,67N

62,09 N



4,94 MPa



* Ver ANEXO V ^[33]

3.6.2.2.Placa base motor

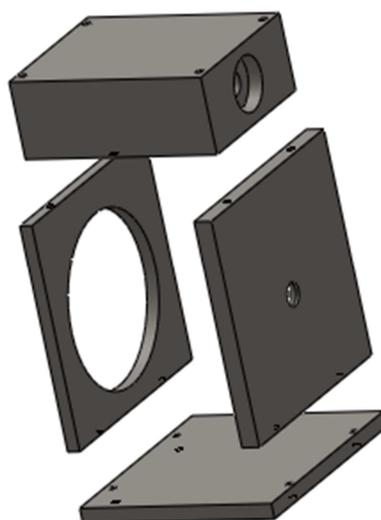


Figura. 32 Placa base motor

$$V = 105,6 \text{ mm}^3$$

$$\rho = 7,85(10^{-6}) \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3}$$

$$m_{base\ motor} = 0,83 \text{ Kg}$$

$$P = 8,13 \text{ N}$$

$$F = m_{base\ motor}(3g)$$

$$F = 24,43 \text{ N}$$

$$F_{cada\ perno} = 6,10 \text{ N}$$

$$\sigma_p = \frac{F_{cada\ perno}}{\frac{\pi}{4} 4^2}$$

$$\sigma_p = 0,49 \text{ MPa}$$

$$F_s = \frac{400^*}{\sigma_p}$$

$$F_s = 823,11$$

* Ver ANEXO VI ^[34]

3.7. RODAMIENTOS

Un rodamiento es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a este, sirve de apoyo y facilita su desplazamiento, son de larga duración, además es un elemento normalizado que consta de dos aros concéntricos entre los que se desliza unos cuerpos rodantes.

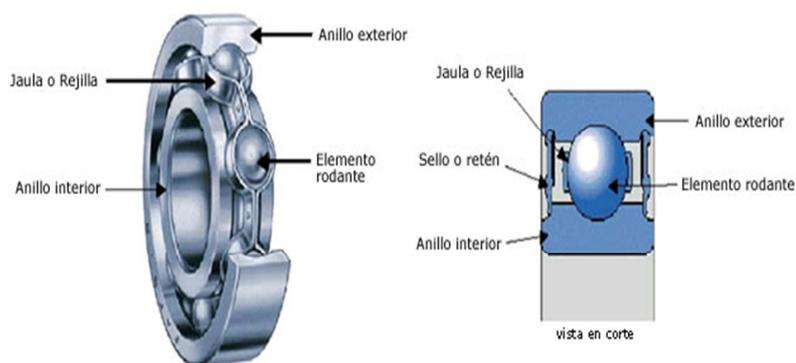
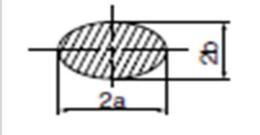
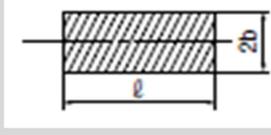


Figura. 33 Elementos que constituyen los rodamientos [35]

Tabla. 15 Comparación de rodamientos de bolas y de rodillo

	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
La Pista	 <p>Contacto de punto La superficie de contacto es ovalada cuando la carga es aplicada.</p>	 <p>Contacto de línea La superficie de contacto es rectangular cuando la carga es aplicada.</p>
Características	Debido al contacto de puntos hay baja resistencia, los rodamientos de bolas son adecuados para aplicaciones de bajo torque y alta velocidad, tienen mejores características acústicas.	Debido al contacto de línea, el torque es mayor que en los rodamientos de bolas, pero la rigidez también es mayor.
Capacidad de carga	La capacidad de carga es baja, pero pueden soportar cargas en ambas direcciones, radial y axial.	La capacidad de carga es más alta. Los rodamientos de rodillos cilíndricos equipados con pestañas, pueden soportar una pequeña carga axial. Al combinar rodamientos de rodillos cónicos en pares, los mismos son capaces de soportar carga axial en ambas direcciones.

3.7.1. SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Tomando como referencia el Catálogo de rodamientos FAG, cuyas especificaciones se encuentran en el Anexo VII ^[36].

El tipo de rodamiento a utilizar es un rodamiento rígido de bolas de una hilera porque son robustos, versátiles y silenciosos, además pueden funcionar a altas velocidades y son fáciles de montar. Los rodamientos de una hilera también están disponibles en versiones obturadas, no necesitan mantenimiento, su costo es relativamente bajo y hay disponibilidad en el mercado.

Para la selección del tamaño del rodamiento se tomó como referencia el Catálogo de rodamiento FAG, Anexo VII ^[37].

Las características del rodamiento son:

- ✓ Diámetro interno: 12 mm
- ✓ Diámetro externo : 28 mm
- ✓ Espesor: 8mm

CAPÍTULO IV

ADQUISICIÓN DE DATOS

4.1. SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Un Sistema de Adquisición de Datos (SAD) es una configuración física y lógica que permite realizar captura de información de un experimento.

La configuración física o hardware viene dada por un conjunto de dispositivos electrónicos que permiten la conversión de señales analógicas en datos digitales. Por configuración lógica o software se entiende al sistema que realiza el control del hardware y transporta los datos a un computador, para procesarlos y analizarlos.

La principal función de un sistema de adquisición de datos es transmitir las señales analógicas y/o discretas por medio de sus canales de entrada tomadas a través diferentes sensores de un proceso cualquiera.

4.1.1. PROCESO DE ADQUISICIÓN DE DATOS

El proceso se lleva a cabo de acuerdo a una serie de pasos o etapas bien definidas, así tenemos:

1. El Fenómeno Físico
2. Los Transductores (Sensores)
3. El acondicionamiento de las señales.
4. El dispositivo de Adquisición de los Datos.

5. El Computador Personal.

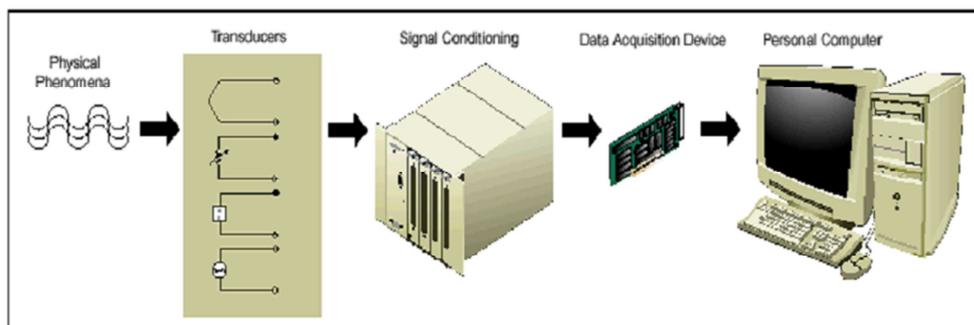


Figura. 34 Sistema de Adquisición de Datos ^[38]

El periodo de Adquisición de Datos tiene como objetivo fundamental transformar la señal en un formato que acepta la computadora o el sistema de control, en la que se puede: procesar, almacenar, analizar y desplegar la información ingresada. Consiste en tomar un conjunto de variables físicas, convertirlas en intenciones eléctricas y digitalizarlas de manera que se pueda procesar en una computadora o PLC. Se requiere una etapa de acondicionamiento que adecua la señal a niveles compatibles con el elemento que hace la transformación a señal digital, el módulo o tarjeta de adquisición de datos (DAQ) es el encargado de realizar dicha transformación.

Los componentes de los sistemas de adquisición de datos, poseen sensores, también llamados transductores, adecuados que convierten cualquier parámetro o magnitud física en una señal eléctrica, que se adquiere por el hardware de adquisición de datos (DAQ).

Los datos adquiridos se visualizan, analizan, y almacenan en un ordenador, utilizando el proveedor de software suministrado u otro software. Los controles y visualizaciones se pueden desarrollar manipulando varios lenguajes de programación. Los lenguajes especializados de programación para la adquisición de

datos incluyen EPICS, que se utiliza en la construcción de grandes sistemas de adquisición de datos, LabVIEW y MATLAB, ofrecen un entorno gráfico de programación optimizado, los cuáles proporcionan un lenguaje de programación además de biblioteca y herramientas para la adquisición de datos y posterior análisis.

Se toma una señal eléctrica y se transforma en una digital para enviarla al ordenador, se puede también tomar una señal digital o binaria y convertirla en una eléctrica, el elemento que hace la transformación es una tarjeta o módulo de Adquisición de Datos de salida, o tarjeta de control. La señal dentro de la memoria del PC la genera un programa adecuado a las aplicaciones que quiere el usuario y luego de procesada es recibida por mecanismos que ejecutan movimientos mecánicos, a través de servomecanismos, que también son transductores.

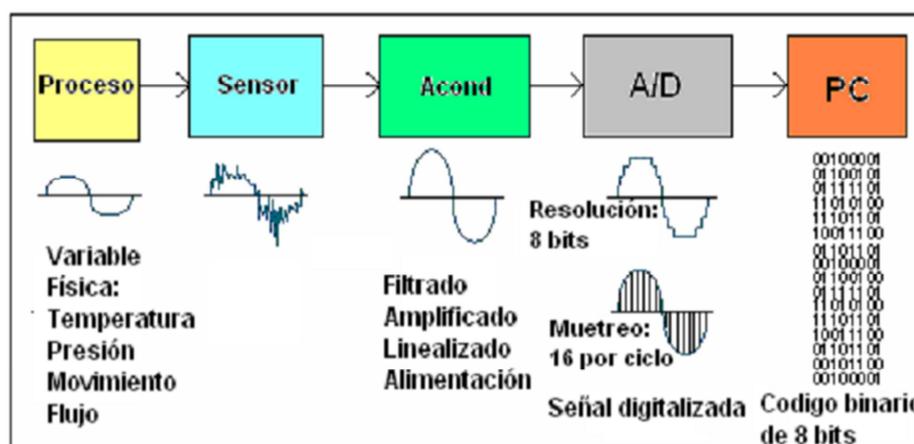


Figura. 35 Proceso de Adquisición de Datos ^[39]

4.2. INSTRUMENTACIÓN

4.2.1. SENSORES PARA VIBRACIONES MECÁNICAS

Los sensores de vibración mecánica nos permiten medir e interpretar un fenómeno físico; existen tres tipos de sensores, los cuales son:

4.2.1.1. Sensor de desplazamiento sin contacto

Los sensores de desplazamiento miden el movimiento relativo entre la punta del sensor y el eje, su unidad de medida es el valor pico a pico.

- **Ventajas:**

- Respuestas de baja frecuencia (hasta 0 Hz)
- Mide el desplazamiento relativo entre el eje y el apoyo
- Son fiables, si han sido bien montados.

- **Desventajas:**

- Son caros y difíciles de instalar.
- No se pueden usar para medidas de alta frecuencia.
- Su calibración depende del material del eje.
- El desgaste del eje y los defectos en su superficie produce señal falsa.
- Generalmente son usadas para máquinas de baja velocidad, por debajo de 10 Hz.

4.2.1.2. Sensor de velocidad

Los sensores de velocidad consisten de una bobina de alambre y de un imán colocado de tal manera que si se mueve el cárter, el imán tiende a permanecer inmóvil debido a su inercia.

- **Ventajas:**

- No necesita energía del exterior, el propio sistema genera electricidad.
- La señal de salida es potente.
- Fácil de usar. No tiene problemas debido al montaje.
- Trabaja a alta temperatura.

- **Desventajas:**

- No es adecuado para medidas de alta frecuencia.

- Hay cambios de sensibilidad debido a la temperatura.
- Debido a que tiene partes internas móviles, el desgaste puede acortar su tiempo de vida.
- Los sensores son grandes y pesados.
- No es muy preciso debido a la señal de ruido que presenta.
- Su costo es elevado.

4.2.1.3. Sensor de aceleración

Los sensores de aceleración son elementos que transforman la magnitud física de aceleración se emplea en los equipos de automatización. Los rangos de medida van desde las décimas de g, hasta los miles de g.

- **Ventajas:**

- Amplio rango de frecuencia.
- Gran rango de amplitud.
- Robustos y diseñados para una amplia gama de aplicaciones.
- Pueden dar respuestas en velocidad y desplazamiento, por medio de integración interna.
- Permanecen estables.
- Pueden ser calibrados cada largo tiempo.

- **Desventajas:**

- No responde por debajo de 1 Hz
- Limitaciones en la temperatura debido al amplificador interno.

4.2.2. TIPOS DE SENSORES PARA VIBRACIONES MECÁNICAS

Tabla. 16 Análisis matricial de tipos de sensores para vibración mecánica

Tipos de Sensores	Frecuencia (Hz)	Sensibilidad	Temp.	Costo	Total
Alta					5
Media					3
Baja					1
Desplazamiento	★	●	▲	●	14
Aceleración	▲	▲	▲	★	10
Velocidad	●	★	●	●	16

FUENTE: Creación propia

Al analizar cada una de las características de los distintos sensores de vibración de la Tabla 18, se elige un acelerómetro. Existen sensores multifunción, desplazamiento, velocidad y aceleración, el más económico e integral es el sensor de aceleración.

4.2.3. CRITERIOS DE SELECCIÓN PARA SENSORES DE VIBRACIÓN MECÁNICA

Existen distintos tipos de sensores de vibración mecánica, por lo que se debe tener claro cuáles son las características que debe tener nuestro sensor para realizar la

medición del fenómeno deseado por lo que es aconsejable tomar en consideración los siguientes parámetros:

- **Rango de frecuencias:**

Se entiende como el rango entre la menor y la mayor frecuencia de la vibración que se puede medir sin atenuarla considerablemente. Cada sensor tiene su rango de frecuencias y debe ser conocido por el usuario, ya que fuera de este rango las mediciones no necesariamente representarán el fenómeno real. El límite inferior del sensor es una característica del mismo, mientras que el límite superior dependerá del valor de la frecuencia natural del sensor, y esta tendrá que ver con la forma en la que éste sensor se monta en el equipo a medir.

- **Sensibilidad típica:**

Corresponde a la razón entre el voltaje de salida del sensor y la vibración que provoca esa salida, por ejemplo, si tenemos un acelerómetro que tiene una sensibilidad de 100 mV/g, quiere decir que por cada “g” de aceleración, el acelerómetro entrega como salida 100 mV.

- **Rango dinámico:**

Es el rango de amplitudes para el cual el sensor tiene una respuesta lineal entre la salida eléctrica y el parámetro vibratorio medido. En la práctica es la razón entre la menor amplitud a la mayor amplitud que puede medir el sensor.

- **Sensibilidad a la humedad:**

Como es lógico, los acelerómetros “respirarán” mientras no estén herméticamente sellados. Durante este proceso de respiración, la humedad penetrará nuestros sistemas, alterando el comportamiento de nuestros sensores.

- **Sensibilidad magnética:**

La interferencia de un campo magnético puede afectar el comportamiento de los transductores, cables, es instrumentos de medición, por ejemplo, la interferencia de otro sensor cercano, líneas de alta tensión, etc.

- **Rango de temperatura admisible:**

Existe una mínima y una máxima temperatura a la que un sensor puede estar expuesto sin que la temperatura ambiente afecte las capacidades de respuesta de forma significativa.

4.2.3.1. Selección del acelerómetro

Para elegir un sensor de aceleración entre las alternativas que se debe tomar en consideración son: la disponibilidad en el mercado, si es capaz de medir en continua o sólo en alterna, la máxima frecuencia a la que puede trabajar, así como los correspondientes parámetros instrumentales típicos de todo sensor. En la siguiente tabla se resumen las principales características de los acelerómetros y sus aplicaciones más típicas el margen de medida se expresa en unidades de g.

Tabla. 17 Características de los acelerómetros

Tipos de acelerómetro	Margen de medida	Ancho de banda (Hz)	Ventajas e Desventajas	Aplicaciones
Micromecánico	1,5 a 250g	0.1 – 1500	Alta sensibilidad, Costo medio, Uso sencillo, Bajas temperaturas	Impacto, ABS, Airbag, Automoción

Continúa....

Continúa...

Piezo-eléctricos	0 – 2000g	10 – 20000	Sensibilidad media, Uso complejo, Bajas temperaturas, No funciona en continua	Vibración, Impacto, Uso Industrial
Piezo-resistivo	0 – 2000g	0 – 10000	Respuesta en continua y alterna, Prestaciones medias, Bajo costo	Vibración, Impacto, Automoción
Capacitivos	0 – 1000g	0 – 2000	Funciona en continua, Bajo ruido, Bajo potencia, Excelentes característica	Uso general, Uso industrial
Mecánicos	0 – 200g	0 – 1000	Alta precisión en continua, Lento, Alto costo	Navegación inercial, Guía de misiles, Herramientas Nivelación

FUENTE: Creación propia

Tabla. 18 Análisis matricial de los tipos de Acelerómetros

ALTA		5
Media		3
Baja		1

TIPOS DE ACELERÓMETRO	MARGEN DE MEDIDA	ANCHO DE BANDA (HZ)	SENSIBILIDAD	TEMP	COSTO
Micromecánico					
Piezo-eléctricos					
Piezo-resistivo					
Capacitivos					
Mecánicos					

Acelerómetro	Total
Micromecánico	11
Piezo-eléctricos	15
Piezo-resistivo	9
Capacitivos	21
Mecánicos	15

FUENTE: Creación Propia

El sensor que se eligió en un acelerómetro Piezo-resistivo porque el equipo trabaja en corriente alterna, es de bajo costo y el rango de frecuencia es el apropiado para nuestro equipo porque la frecuencia que se emplea es de 14,44 Hz.

Las características del acelerómetro las podemos observar en el ANEXO VIII.

4.3. ACONDICIONAMIENTO DE SEÑAL

Las salidas de un transductor deben ser acondicionadas para que sean adecuadas para un dispositivo de medida. Dentro del acondicionamiento se tiene: amplificación de señales débiles, liberalización, aislamiento, excitación de transductores y filtrado de la señal antes de que pueda conectarse al dispositivo de medida.

- a. Excitación de transductores.- Cuando el transductor no generan su propia señal eléctrica, como en el caso de un acelerómetro se requiere una fuente externa.
- b. Amplificación.- Consiste en incrementar proporcionalmente los valores de las señales.
- c. Filtrado.- Permite la separación de señales ajenas a la señal de interés.
- d. Linealización.- Dependiendo del tipo de transductor, la salida no es lineal en relación al fenómeno que transforma, dificultando el procesamiento de la señal.
- e. Aislamiento.- En algunos casos en que la señal va directamente a una de las tarjetas de la computadora es necesario aislarla de la señal para protegerla de cualquier daño.

4.3.1. DIGITALIZACIÓN DE SEÑALES ANALÓGICAS

Es la transcripción de señales analógicas en señales digitales, con el propósito de facilitar su procesamiento, codificación, compresión, etc. y hacer la señal resultante más inmune al ruido y otras interferencias a las que son más sensibles las señales analógicas.

La digitalización de señales consta de cuatro procesos:

a. **Muestreo:**

Consiste en tomar muestras periódicas de la amplitud de onda, la velocidad con que se toma esta muestra es el número de muestras por segundo, que se conoce como frecuencia de muestreo.

b. **Retención**

Las muestras tomadas son retenidas por un circuito de retención (hold), el tiempo suficiente para permitir evaluar su nivel, desde el punto de vista matemático este proceso no se contempla, ya que se trata de un recurso técnico debido a limitaciones prácticas y carece de modelo matemático.

c. **Cuantificación**

Se mide el nivel de voltaje de cada una de las muestras, consiste en asignar un margen de valor de una señal analizada a un único nivel de salida. Incluso en su versión ideal añade como resultado, una señal indeseada a la señal de entrada.

d. Codificación

Consiste en la traducción de los valores de tensión eléctrica analógicos que ya han sido cuantificados al sistema binario, mediante códigos ya definidos. La señal analógica va a quedar transformada en un tren de impulsos digital, códec es el código específico que se utiliza para la codificación/decodificación de los datos, y tiene las siguientes características

- **Número de canales:** Indica el tipo de sonido con que se va a tratar: monoaural (Mono), binaural (Estéreo) o multicanal (Sistema 5.1).
- **Frecuencia de muestreo:** Cuanto mayor sea la frecuencia de muestreo, mayor será la fidelidad del sonido obtenido respecto a la señal de audio original. (La frecuencia de muestreo debe ser igual al doble del ancho de banda de las señales a muestrear ya que una frecuencia menor se perdería información sobre la misma y a una frecuencia más alta no se obtendría información extra.).
- **Resolución - Número de bits:** Determina la precisión con la que se reproduce la señal original. Se suelen utilizar 8, 10, 16 o 24 bits por muestra. Mayor precisión a mayor número de bits.
- **Bit Rate:** Es la velocidad o tasa de transferencia de datos. Su unidad es el bit por segundo.
- **Pérdida:** Algunos códecs al hacer la compresión eliminan cierta cantidad de información, por lo que la señal resultante, no es igual a la original.

Existen tres tipos de codificación digital, los cuales son:

- Codificación digital Unipolar.
- Codificación digital Polar.

- Codificación digital Bipolar.

Un computador o cualquier sistema de control basado en un microprocesador no puede interpretar señales analógicas, ya que solo utiliza señales digitales. Es necesario transformar en señales binarias, lo que se denomina proceso de digitalización o conversión de señales analógicas a digitales.

VENTAJAS

- Cuando una señal digital experimenta perturbaciones leves, puede ser reconstruida y amplificada mediante sistemas de regeneración de señales.
- Cuenta con sistemas de detección y corrección de errores, que se utilizan cuando la señal llega al receptor.
- Facilidad para el procesamiento de la señal.
- La señal digital permite la multigeneración infinita sin pérdidas de calidad.

DESVENTAJAS

- Se necesita una conversión analógica-digital previa y una decodificación posterior, en el momento de la recepción.
- La transmisión de señales digitales requiere una sincronización precisa entre los tiempos del reloj del transmisor, con respecto a los del receptor. Un desfase cambia la señal recibida con respecto a la que fue transmitida.
- Si se utiliza compresión con pérdida, será imposible reconstruir la señal original idéntica, pero si una parecida dependiendo del muestreo tomado en la conversión de analógico a digital.

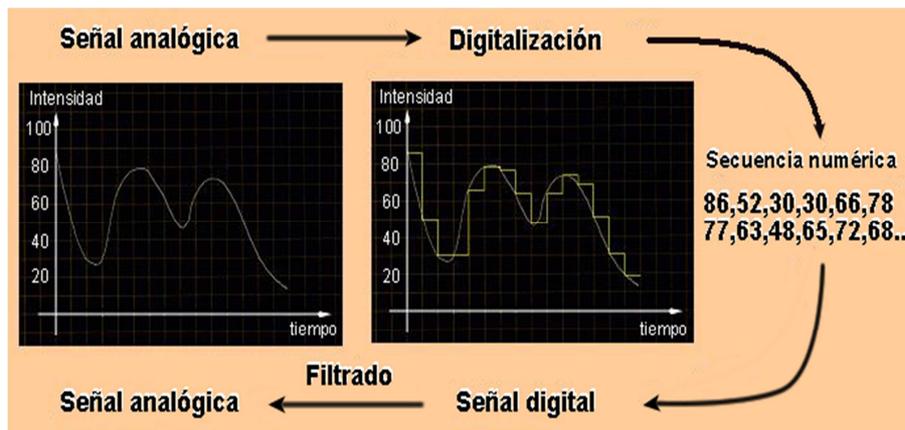


Figura. 36 Transformación de señal analógica – señal digital ^[40]

4.3.2. DISPOSITIVOS PARA ADQUISICIÓN Y TRATAMIENTO DE DATOS

4.3.2.1. Sistema de Adquisición de Datos DAQ

Un sistema de adquisición de datos DAQ, permite capturar, leer, medir datos, almacenarlos, procesarlos y exhibirlos en alguna forma.

Las partes que conforman un DAQ típico son:

- Transductores que transforman las variables físicas a medir en señales eléctricas.
- Canales analógicos para la recepción de las señales de los transductores.
- Un convertidor A/D para digitalizar las señales analógicas.
- Canales digitales de entrada.
- Canales digitales de salida.
- Canales analógicos de salida.
- Contadores/Temporizadores.
- Un circuito de control para manejar las partes anteriores.
- Una interfase para computadora.
- Un software para que el usuario interactúe con el DAQ.

Cualquier experimento requiere del empleo de un DAQ. Algunos DAQs pueden integrar todas estas partes en un solo aparato como es el caso del osciloscopio. Otros DAQs pueden estar repartidos en múltiples unidades, sobre todo cuando presentan amplias prestaciones.

4.3.2.1.1. Desventajas:

- ✓ En el proceso de conversión de analógico (número infinito de valores) a digital (número finito de valores), se produce un error por redondeo conocido como error de cuantización, el cual depende del tamaño de la palabra digital.
- ✓ Debido a que la señal está presente solo en ciertos instantes, existe la posibilidad de que se escapen eventos relevantes.
- ✓ Su costo es elevado.

4.3.2.1.2. Ventajas:

- ✓ Operación en tiempo compartido.
- ✓ Capacidad de memoria.
- ✓ Cálculos matemáticos.
- ✓ Flexibilidad.
- ✓ Tamaño.

4.3.2.2. **Arduino**

Es una plataforma de hardware de código abierto, basada en una sencilla placa con entradas y salidas, analógicas y digitales, en un entorno de desarrollo que está basado en el lenguaje de programación Processing, sin embargo es posible utilizar otros lenguajes de programación y aplicaciones de Arduino; como por ejemplo:

- Java
- Flash
- Pure Date
- C
- C++
- Matlab
- Visual Basic.NET

Arduino es un dispositivo que conecta el mundo físico con el mundo virtual, o el mundo analógico con el digital y puede ser usado para crear objetos interactivos, leyendo datos de una gran variedad de interruptores y sensores y controlar multitud de tipos de luces, motores y otros actuadores físicos.

4.3.2.2.1. Ventajas

- ✓ Las placas Arduino son más asequibles comparadas con otras plataformas de microcontroladores. La versión más cara de un módulo de Arduino puede ser montada a mano, e incluso ya montada su costo es bajo.
- ✓ El software de Arduino es Multi-Plataforma, ya que funciona en los sistemas operativos Windows, Macintosh OSX y Linux. La mayoría de los entornos para microcontroladores están limitados a Windows.
- ✓ El entorno de programación de Arduino es fácil de usar para principiantes y lo suficientemente flexible para los usuarios avanzados.
- ✓ Arduino está basado en el entorno de programación de Processing por lo que el estudiante que aprenda a programar en este entorno se sentirá familiarizado con el entorno de desarrollo Arduino.
- ✓ El software Arduino está publicado bajo una licencia libre y preparado para ser ampliado por programadores experimentados.

- ✓ Arduino está basado en microcontroladores de Hardware ampliable y de Código abierto.

4.3.2.2.2. Desventajas

- ✓ No posee protecciones físicas para los circuitos electrónicos por lo que su manipulación y montaje deben ser más cuidadosos.
- ✓ Es susceptible al ruido eléctrico y a los campos eléctricos y magnéticos, sin embargo una DAQ también puede serlo.
- ✓ La complejidad de implementar un proyecto con un arduino suele ser un poco más compleja que utilizando LabView ya que se requiere programación estructurada de bajo nivel en lenguaje C.

4.3.3. SELECCIÓN DEL SISTEMA ÓPTIMO A UTILIZAR

Tabla. 19 Característica de dispositivos de adquisición y tratamiento de datos

TIPOS	COSTO	PROGRAMACIÓN	DISPONIBILIDAD EN EL MERCADO	FUENCIONALIDAD	CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO	CONFIABILIDAD	FLEXIBILIDAD
DAQ	Alto	Compleja	Poco accesible	Intermedia	Alta	Alta	Integral
ARDUINO	Bajo	Fácil	Accesible	Múltiple	Alta	Alta	Integral

FUENTE: Creación propia

Tomando en cuenta la Tabla. 19 se decidió elegir el dispositivo Arduino para la adquisición y tratamiento de datos debido a que es la mejor opción porque cumple con las características y necesidades que se requieren para la adquisición de datos del equipo, además su costo es bajo y es fácil de adquirir en el mercado. Además un controlador ARDUINO tiene algunas cualidades con respecto a la DAQ como son:

- ✓ Mayor número de puertos tanto analógicos como digitales, tanto en entradas como en salidas que una DAQ.
- ✓ Soporte para varios tipos de comunicación de datos, no está limitado a USB como la DAQ.
- ✓ Posibilidad de configurar por software el funcionamiento de cada uno de sus pines para ser utilizados de la manera más óptima según su aplicación, en una DAQ el comportamiento de cada pin está definido de fábrica y no puede ser modificado.
- ✓ El converso análogo digital es de mayor apreciación que el de la DAQ.

Las características del controlador ARDUINO, ver ANEXO IX.

4.4. SELECCIÓN DEL SOFTWARE DE PROGRAMACIÓN PARA EL SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS

Existen varios tipos de software que se pueden utilizar para lograr la comunicación y adquisición de los datos estos se dividen en dos grupos: los de aplicación y los de programación. Los de aplicación son programas que nos permiten capturar y visualizar los datos y el proceso en si, como es el caso del LabVIEW, MATLAB etc. En tanto que los de programación consisten en generar un nuevo programa que debe ser realizado en Visual Basic, Visual C, Matlab el mismo

que debe ser orientado a satisfacer las necesidades del proceso. Teniendo en cuenta que exista comunicación entre los sensores y la DAQ.

En este caso el software está orientado a capturar y visualizar los datos y el proceso en sí, es por esto que se analizó varios software de aplicación.

4.4.1. TIPOS DE LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN

El computador sólo entiende un lenguaje conocido como código binario o código máquina, consistente en ceros y unos. Existen dos tipos de lenguajes claramente diferenciados; los lenguajes de bajo nivel y los de alto nivel. Los lenguajes más próximos a la arquitectura hardware se denominan lenguajes de bajo nivel y los que se encuentran más cercanos a los programadores y usuarios se denominan lenguajes de alto nivel.

4.4.1.1. Lenguajes de bajo nivel

Son lenguajes totalmente dependientes de la máquina, es decir que el programa que se realiza con este tipo de lenguajes no se pueden utilizar en otras máquinas.

4.4.1.1.1. El lenguaje máquina: este lenguaje ordena a la máquina las operaciones fundamentales para su funcionamiento. Consiste en la combinación de 0's y 1's para formar las ordenes entendibles por el hardware de la máquina. Este lenguaje es mucho más rápido que los lenguajes de alto nivel. La desventaja es que son bastantes difíciles de manejar y usar, además de tener códigos fuente enormes donde encontrar un fallo es casi imposible.

4.4.1.1.2. El lenguaje ensamblador: es un derivado del lenguaje máquina y está formado por abreviaturas de letras y números llamadas mnemotécnicos. Con la aparición de este lenguaje se crearon los programas traductores para poder pasar los programas escritos en lenguaje ensamblador a lenguaje máquina. Como ventaja con respecto al código máquina es que los códigos fuentes eran más cortos y los programas creados ocupaban menos memoria. Las desventajas de este lenguaje siguen siendo prácticamente las mismas que las del lenguaje ensamblador, añadiendo la dificultad de tener que aprender un nuevo lenguaje difícil de probar y mantener.

4.4.1.2. Lenguajes de alto nivel

Son aquellos que se encuentran más cercanos al lenguaje natural que al lenguaje máquina. Están dirigidos a solucionar problemas mediante el uso de EDD's, que son las abreviaturas de Estructuras Dinámicas de Datos, algo muy utilizado en todos los lenguajes de programación. Son estructuras que pueden cambiar de tamaño durante la ejecución del programa. Nos permiten crear estructuras de datos que se adapten a las necesidades reales de un programa. Estos lenguajes permiten al programador olvidarse por completo del funcionamiento interno de la máquina para la que está diseñado el programa.

4.4.2. SELECCIÓN DEL SOFTWARE ÓPTIMO A UTILIZAR

Al seleccionar el Software se debe tener en cuenta las tres etapas fundamentales las cuales son:

- HMI (Interfase Hombre Máquina)
- DAQ (Dispositivo de Adquisición de Datos)
- Protocolo de Comunicación

En la siguiente tabla se expresan los diferentes parámetros de decisión y el puntaje de cada software analizado.

Tabla. 20 Decisión de software

Tipos de Programa de Programación	Lenguaje de Programación	Herramientas de simulación
Lenguaje C	Apreciado por la eficiencia del código que produce es el lenguaje de programación más popular.	Se refiere a simulación de máquinas de manufactura, simulaciones de vuelo.
Matlab	Permite la manipulación de matrices, la representación de datos, la implementación de algoritmos, la creación de interfaces de usuario (GUI) y la comunicación con programas en otros lenguajes.	Presenta herramientas como: matemáticas y optimización, procesado de señal y comunicaciones, biología computacional.
LabView	El lenguaje que usa se llama lenguaje G, donde la G simboliza que es lenguaje Grafico.	- Herramientas gráficas y textuales para el procesado digital de señales.
Java	El lenguaje en sí mismo toma mucha de su sintaxis de C y C++, pero tiene un modelo de objetos más simples y elimina herramientas de bajo nivel, que suelen inducir a muchos errores.	Permite el estudio de las redes IP, especialmente el seguimiento y análisis del funcionamiento, el tratamiento y la recepción de los datagramas a través de arquitecturas TCP/IP.

FUENTE: Creación propia

Tabla. 21 Matriz de selección del Software óptimo

Parámetros de decisión	Lenguaje C	MatLab	LabView	Java	Puntaje máx.
Programación Cómoda	5	8	9	4	10
Compatibilidad del DAQ con el PC	6	8	6	6	10
Fácil adquisición de los sensores	7	9	8	7	10
Accesibilidad (licencias)	9	9	8	9	10
Recursos Gráficos	7	8	9	7	10
Comunicación con programas externos	6	8	8	6	10
Total	40	50	48	39	60

FUENTE: Creación propia

El software escogido para este proyecto es MatLab Versión 2012a

Al trabajar con Arduino se puede fácilmente controlar y visualizar el proceso, se utiliza el programa MatLab Versión 2012a, que es un entorno orientado para llevar a cabo proyectos en donde se encuentren implicados elevados cálculos matemáticos y la visualización gráfica de los mismos. Además integra análisis numérico, cálculo matricial, proceso de señal y visualización gráfica en un entorno completo donde los problemas y sus soluciones son expresados sin necesidad de hacer uso de la programación tradicional.

MatLab dispone también en la actualidad de un amplio abanico de programas de apoyo especializados denominados Toolboxes, que extienden significativamente el número de funciones incorporadas en el programa principal.

CAPÍTULO V

MODELAMIENTO MATEMÁTICO

5.1. INTRODUCCIÓN

En este proyecto se analizarán las curvas características de aceleración, velocidad y desplazamiento a partir de las vibraciones que emite el sistema y su decaimiento con el absorbente, las cuales se reflejarán en un software.

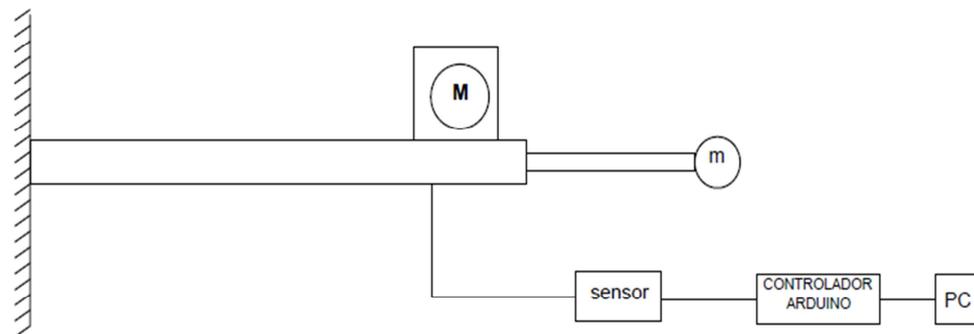


Figura. 37 Proceso de Adquisición de datos

5.2. MODELO MATEMÁTICO

Un modelo matemático es una representación ideal de un sistema y la forma en que este opera. El objetivo es analizar el comportamiento de un hecho o fenómeno del mundo real, desde el tamaño de la población, hasta fenómenos físicos como la velocidad, aceleración o densidad y predecir su conducta en el futuro, Los modelos no son complejos como el sistema mismo, de tal manera que se hacen las suposiciones y restricciones necesarias para representar las porciones más relevantes

del mismo. Claramente no habría ventaja alguna de utilizar modelos si estos no simplificaran la situación real.

5.2.1. MODELO MATEMÁTICO DE LA VIGA

Se analiza el comportamiento dinámico de la viga en voladizo mediante la ecuación tradicional de Euler-Bernoulli, debido a que la solución de la mayoría de los elementos mecánicos se diseñan en base a la teoría de pequeñas deformaciones.

Se considera una viga en voladizo de sección circular de 25 mm de diámetro y de 500 mm de longitud, sobre la cual se encuentra un motor en su extremo libre.

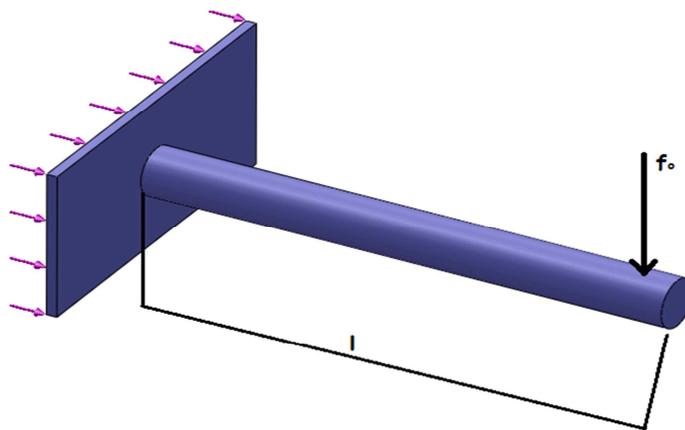


Figura. 38 Viga en voladizo

La teoría de vigas Euler-Bernoulli es una simplificación de la teoría elástica lineal que nos proporciona una manera sencilla de calcular las relaciones entre carga y deformación en las vigas.

A continuación se muestran las características de la viga en voladizo.

La expresión que describe el momento flexionante de una viga está dada por la Ec. 63

$$EI \frac{\partial^2 M}{\partial x^2} + \rho A \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = 0$$

Ec. 63

donde:

M : Momento flexionante.

v : Fuerza cortante.

E : Módulo de elasticidad.

I : Momento de inercia.

A : Área de la sección.

ρ : Densidad.

EI : Rigidez a flexión de la viga.

$$M = EI \frac{\partial^2 v}{\partial^2 x^2} \left(1 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right)^{-\frac{3}{2}}$$

$$M = EI \frac{\partial^2 v}{\partial^2 x^2} \quad \text{Ec. 64}$$

$$EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = 0 \quad \text{Ec. 65}$$

La Ec. 63 describe las oscilaciones libres de una viga con respecto a la posición de equilibrio.

En base a la Ec. 63, se obtiene una solución separable:

$$v(x, t) = V(x, t)$$

$$V(x, t) = V(x)P(t) \quad \text{Ec. 66}$$

donde:

$V(x)$ es una función que depende únicamente de la variable espacial x y $P(t)$ es una función que depende solo de la variable temporal t . Con esta forma de solución, entonces todos los puntos de la viga dependen del tiempo; por lo tanto la relación de cada miembro debe ser una constante:

$$\frac{1}{P(t)} \frac{\partial^2 P(t)}{\partial T^2} = - \frac{EI}{\rho AV(x)} \frac{\partial^4 V(x)}{\partial X^4} = \varphi \quad \text{Ec. 67}$$

donde:

φ : Es una constante.

Las oscilaciones libres de sistemas vibratorios se expresan por medio de funciones armónicas seno o coseno, si se toma en cuenta que la viga no tiene un absorbedor, entonces se fija la constante φ como:

$$\varphi = -\omega^2 \quad \text{Ec. 68}$$

Con la Ec.67 y Ec.68, se obtiene la ecuación temporal de valores característicos.

$$\frac{\partial^2 P}{\partial T^2} + \omega^2 P = 0 \quad \text{Ec. 69}$$

Analizando para todos los tiempos se obtiene:

$$EI \frac{\partial^4 V}{\partial X^4} - \rho A \omega^2 V = 0$$

$$\frac{\partial^4 V}{\partial X^4} = \frac{\rho A \omega^2}{EI} V \quad \text{Ec. 70}$$

$$\lambda^4 = \frac{\rho A \omega^2}{EI}$$

$$V(x) = C_1 \text{Cosh}(\lambda x) + C_2 \text{Senh}(\lambda x) + C_3 \text{Cos}(\lambda x) + C_4 \text{Sen}(\lambda x)$$

Condiciones de frontera:

$$V(0) = 0$$

$$V'(0) = 0$$

$$V''(L) = 0$$

$$V'''(L) = 0$$

$$\begin{bmatrix} \text{Cosh}(\lambda L) + \text{Cos}(\lambda L) & \text{Senh}(\lambda L) + \text{Sen}(\lambda L) \\ \text{Senh}(\lambda L) - \text{Sen}(\lambda L) & \text{Cosh}(\lambda L) - \text{Cos}(\lambda L) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Se obtiene soluciones de λL dadas por la ecuación:

$$\text{Cosh}(\lambda L) \text{Cos}(\lambda L) = -1$$

Sustituyendo el valor para λ_n se consigue las frecuencias naturales del sistema como se puede observar en la Tabla 22.

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \left(\frac{\lambda_n}{L}\right)^2 \quad \text{Ec. 71}$$

$$V_n(x) = C_n \omega(x, \lambda_n L) \quad \text{Ec. 718}$$

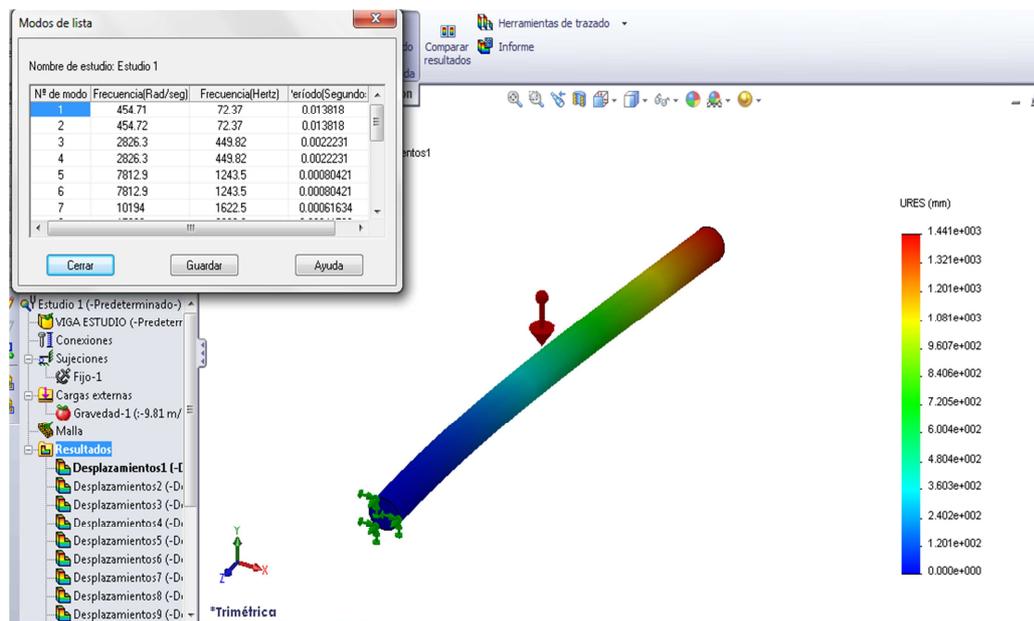
Los valores que toma λ_n dependen de las condiciones de contorno de la viga y el modo de frecuencia calculado. Ver ANEXO X.

Tabla. 22 Frecuencias naturales de la viga en voladizo.

		<i>(rad/s)</i>	<i>(Hz)</i>
1	1.8751	457.990	72.891
2	4.6941	2870.20	456.807
3	7.8548	8036.70	1279.081

FUENTE: Elaboración propia

Mediante el Método de Elementos Finitos (FEM) en SolidWorks se comprobó el valor de las frecuencias de la viga.

**Figura. 39 Simulación FEM en SolidWorks**

Una razón de la diferencia entre los valores calculados y los valores simulados es que el elemento real es continuo y el modelo que tenemos es discreto. Los elementos discretizados son más rígidos, eso depende del tamaño y tipo de

elemento para el análisis; se utilizó una malla con elementos sólidos tetraédricos de 3mm. Ver ANEXO XI.

En el cuadro de lista de modos se puede observar que dos frecuencias seguidas son iguales debido a la simetría de la viga.

$$V(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} V_n(x) P_n(t) \quad \text{Ec. 73}$$

Al sustituir la Ec. 73 en la Ec. 69 :

$$\rho A \omega^2 P_{n(t)} = \rho A \frac{\partial^2 P_n(t)}{\partial t^2} = 0$$

$$P_n(t) = A_n(\omega_n t) + B_n \text{Sen}(\omega_n t)$$

$$V(x, t) = V_n(x) (A_n \text{Cos}(\omega_n t) + B_n \text{Sen}(\omega_n t))$$

condiciones iniciales

$$v(x, 0) = w(x)$$

$$v'(x, 0) = 0$$

donde:

$w(x)$: Deflexión de la viga.

$$A_n = \int_0^L w(x) V_n(x) dx$$

y

$$B_n = 0$$

la deflexión de la viga respecto al tiempo:

Ec. 74

La viga se somete a una excitación forzada dada por una función que depende del tiempo y del espacio.

Ec. 75

Ec. 76



Figura. 40 Viga en voladizo bajo vibración forzada

la delta de dirac viene dada por la integral:

Aplicando la Ec. 63 en la expresión que describe el comportamiento dinámico de una viga en voladizo para pequeñas deflexiones, obtenemos su análisis modal en la Ec. 73.

$$EI \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\partial^4 V_n(x)}{\partial x^4} P_n(t) + \rho A \sum_{n=1}^{\infty} V_n(x) \frac{\partial^2 P_n(t)}{\partial t^2} = \sum_{n=1}^{\infty} V_n(x) f_n(t) \quad \text{Ec. 77}$$

$$\rho A \omega^2 \sum_{n=1}^{\infty} V_n(x) P_n(t) + \rho A \sum_{n=1}^{\infty} V_n(x) \frac{\partial^2 P_n(t)}{\partial t^2} = \sum_{n=1}^{\infty} V_n(x) f_n(t)$$

$$\rho A \omega^2 P_n(t) + \rho A \frac{\partial^2 P_n(t)}{\partial t^2} = f_n(t)$$

Para obtener la solución de $P_n(t)$, aplicamos las transformadas de Laplace a la Ec. 74

$$P_n(s) = \frac{F_n(s)}{\rho A (S^2 + \omega^2)}$$

Condiciones iniciales:

$$P(0) = 0$$

$$P'(0) = 0$$

$$P_{n(s)} = \frac{f_0 V_n(L)}{\rho A} \frac{\bar{\omega}}{S^2 + \bar{\omega}^2} \frac{1}{S^2 + \omega^2}$$

$$P_{n(s)} = \frac{f_0 V_n(L) \bar{\omega}}{\rho A} \left[\frac{1}{\bar{\omega}^2 - \omega^2} \right] \left[\frac{1}{S^2 + \bar{\omega}^2} - \frac{1}{S^2 + \omega^2} \right]$$

$$P_n = (t) = \frac{f_0 V_n(L) \bar{\omega}}{\rho A} \left[\frac{1}{\bar{\omega}^2 - \omega^2} \right] \left[\frac{\text{Sen}(\bar{\omega}t)}{\bar{\omega}} - \frac{\text{Sen}(\omega t)}{\omega} \right]$$

La ecuación que describe el comportamiento dinámico de la deflexión de la viga en voladizo es:

$$V_n(x, t) = \frac{f_0 c_n^2 \omega(x, \lambda_n L) \omega(L, \lambda_n) \bar{\omega}}{\rho A} \left[\frac{1}{\bar{\omega}^2 - \omega^2} \right] \left[\frac{\text{Sen}(\bar{\omega}t)}{\bar{\omega}} - \frac{\text{Sen}(\omega t)}{\omega} \right]$$

Ec. 78

5.2.1.1. Modelo matemático del sistema

Se tiene un motor de masa M montado en el extremo libre de una viga empotrada de longitud l, momento de inercia I y módulo de Young E. El motor genera vibraciones a su frecuencia de rotación ω , la cual cumple la siguiente condición.

$$\omega = \eta \omega_o \quad \text{Ec. 79}$$

con

$$\eta > 1$$

$$0 \leq \varepsilon \leq 1$$

Utilizando el método de Lagrange se asume un modo de deformación:

$$y(x, t) = y(x)q(t)$$

$$y(x, t) = x^2 \sin \omega_o t \quad \text{Ec. 80}$$

por lo que:

$$\dot{y}(x, t) = \omega_o x^2 \cos \omega_o t$$

y

$$\dot{y}_{max}(x) = \omega_o x^2$$

la energía cinética máxima está dada por:

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \int^M \dot{y}_{max}^2 dm + \frac{1}{2} M(\omega_0 l^2)^2$$

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \int^l (\omega_0 x^2)^2 m dx + \frac{1}{2} M(\omega_0 l^2)^2$$

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \omega_0^2 l^4 \left(\frac{1}{5} m_V + m_E \right) \quad \text{Ec. 81}$$

la energía potencial máxima está dada por:

$$Y_{max} = \frac{1}{2} \int^l EI \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad \text{Ec. 82}$$

entonces:

$$\frac{\partial y(x)}{\partial x} = 2x$$

$$\left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) = 2$$

$$Y_{max} = 2EI l$$

La rigidez de una viga empotrada es:

$$k = 3 \frac{EI}{l^3}$$

Si se desprecia la masa de la viga y se considera la masa m_E :

$$\omega_0^2 = 3 \frac{EI}{m_E l^3}$$

La fuerza de desbalance genera una fuerza centrífuga de amplitud $m_d r_d \omega^2$

que gira con frecuencia ω ; y se expresa como:

$$f = m_d r_d \omega^2 (\cos \omega t \hat{i} + \sin \omega t \hat{j})$$

Ec. 83

Dado que la viga es muy rígida en el eje axial, consideramos solo las vibraciones transversales, se tiene un sistema de un grado de libertad con rigidez.

$$k = 3 \frac{EI}{l^3}$$

la masa M está excitada por una fuerza:

$$f = m_d r_d \omega^2 \cos \omega t$$

la respuesta estacionaria es:

$$x(t) = x_o \sin(\omega t) \quad \text{Ec. 84}$$

donde:

$$x_o = \frac{m_d r_d \omega^2}{k} \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2}} \quad \text{Ec. 85}$$

5.2.1.2. Modelo matemático del absorbedor dinámico de vibraciones

Se consideró un sistema de un grado de libertad con constante m, k.

$$\omega_o = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{Ec. 86}$$

La rigidez y masa del sistema auxiliar se denotan m_a, k_a las matrices del sistema acoplado toma la siguiente forma:

$$K = \begin{bmatrix} k + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix}$$

$$M = \begin{bmatrix} m & \\ & m_a \end{bmatrix}$$

Al normalizar los valores del sistema absorbedor:

$$k_a = \alpha k \quad \text{Ec. 87}$$

$$m_a = \beta m \quad \text{Ec. 88}$$

Por lo tanto:

$$K = k \begin{bmatrix} 1 + \alpha & -\alpha \\ -\alpha & \alpha \end{bmatrix} = k K^*$$

$$M = m \begin{bmatrix} 1 & \\ & \beta \end{bmatrix} = m M^*$$

El sistema auxiliar debe cumplir la siguiente ecuación para anular las vibraciones a la frecuencia de operación $\lambda\omega_o$:

$$\sqrt{\frac{k_a}{m_a}} = \lambda\omega_o \quad \text{Ec. 89}$$

$$\frac{\alpha k}{\beta m} = \lambda^2 \omega_o^2$$

$$\frac{\alpha}{\beta} = \lambda^2$$

Para usar la segunda condición, se calcula las frecuencias naturales con la ecuación de equilibrio.

$$Kq_i = \omega_i^2 Mq_i \quad \text{Ec. 90}$$

$$Ax = \lambda x$$

$$\frac{k}{m} M^{*-1} K^* q_i = \omega_i^2 q_i$$

$$\omega_o^2 M^{*-1} K^* q_i = \omega_i^2 q_i$$

$$M^{*-1} K^* q_i = \left(\frac{\omega_i}{\omega_o} \right)^2 q_i$$

$$A = M^{*-1} K^*$$

$$\lambda_i = \left(\frac{\omega_i}{\omega_o} \right)^2$$

$$A = \begin{bmatrix} 1 + \alpha & -\alpha \\ -\frac{\alpha}{\beta} & \frac{\alpha}{\beta} \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 1 + \alpha & -\alpha \\ -\eta^2 & \eta^2 \end{bmatrix}$$

$$\lambda_{1,2} = \frac{1 + \alpha + \eta^2 \pm \sqrt{(\alpha + (\eta + 1)^2)(\alpha + (\eta - 1)^2)}}{2} \quad \text{Ec. 91}$$

Se aplica la restricción sobre la primera frecuencia natural con respecto a la frecuencia de operación $\lambda\omega_o$:

$$\left(\frac{\omega_1}{\eta\omega_o} \right)^2 < \epsilon^2$$

$$\frac{\lambda_1}{\eta^2} < \epsilon^2$$

$$\alpha(\epsilon, \eta) < \frac{(\epsilon^2 - 1)((\epsilon\eta)^2 - 1)}{\epsilon^2}$$

$$m_a = \beta m$$

$$k_a = \alpha k$$

Para una viga con carga en el extremo libre:

$$k_a = 3 \frac{E_a I_a}{l_a^3}$$

El material y la longitud de la viga del absorbedor:

$$E_a = E^*$$

$$l_a = l^*$$

Finalmente se obtiene:

$$l_a = \frac{l^*}{3E^*} k_a \quad \text{Ec. 92}$$

5.2.2. MODELO MATEMÁTICO DEL SENSOR

La aceleración equivale a una fuerza sobre la masa.

$$Fa = ma \quad \text{Ec. 93}$$

$$Fa - b\dot{y} - ky = m\ddot{y} \quad \text{Ec. 94}$$

$$ma = m\ddot{y} + b\dot{y} + ky$$

a : Es la aceleración que se desea medir.

Funcion de Transferencia:

$$H(s) = \frac{y(s)}{a(s)} \quad \text{Ec. 95}$$

$$H(s) = \frac{m}{ms^2 + bs + k}$$

funcionamiento cuasi-estático $s=0$

$$y = \frac{ma}{k} \quad \text{Ec. 96}$$

frecuencia natural.

$$\omega_o = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$y = \frac{a}{\omega_o^2} \quad \text{Ec. 97}$$

factor de calidad:

$$Q = \frac{m\omega_o}{b} \quad \text{Ec. 98}$$

5.3. CIRCUITO A IMPLEMENTAR

El circuito a implementar para el sistema de adquisición de datos, está compuesto principalmente por un controlador Arduino, una salida de reles, un transformador, un contactor y un acelerómetro, que controla la adquisición, visualización, manipulación y almacenamiento de los datos; la comunicación se realiza por medio de un puerto USB hacia el computador, en el siguiente diagrama se lo puede observar de manera más detallada.

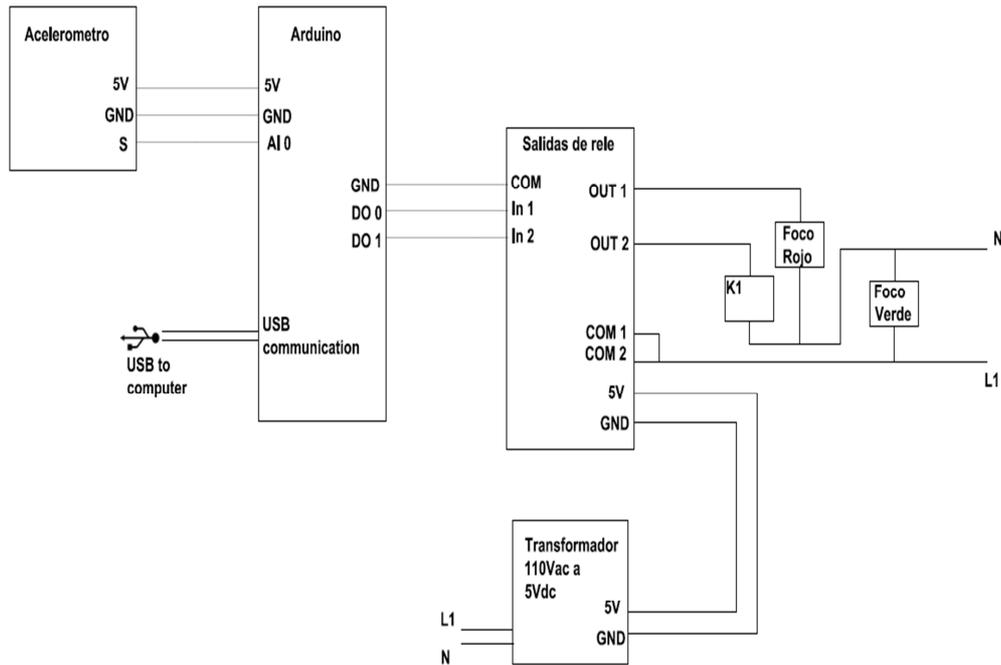


Figura. 41 Diagrama del circuito

La energía entra por el N y L1, siendo N el neutro y el L1 100 V, que va al transformador, a los focos y al contactor.

El acelerómetro está directamente conectado al Arduino, no existe ningún tipo de circuito, la fuente se alimenta es de 5 V, la alimentación que recibe arduino y la salida de relés es mediante el USB del computador.

El computador envía datos por medio del USB para que inicie y al momento en que le llega el código se envía la señal por medio del Arduino hacia la salida de relés para ahí cerrar el contacto y poder habilitar que los focos se puedan encender.

Cuando se activa el In1 el Out 1 se activa y a su vez activa el foco, el motor no se enciende directamente por que es mucha carga para los relés, el arduino maneja 1000mA, la salida de relés 2 A, el motor consume de 4 a 5 A por lo tanto el contactor maneja cargas mucho más grandes, la salida de relés se la utiliza como un amplificador porque el arduino maneja señales muy baja.

El arduino lo único que hace es que al momento que recibe un dato realiza el proceso explicado anteriormente y al momento que se enciende el motor empieza a leer los datos que llegan por medio del acelerómetro y finalmente envía los resultados al computador.

5.4. IDENTIFICACIÓN DEL SISTEMA

El Prototipo Experimental para el Análisis de las Curvas características de un Absorbente de Vibraciones Dinámicas y el Sistema de Adquisición de Datos, está dotado de un motor de 1/4 de Hp, en la parte superior del equipo está una viga rectangular, en la cual está acoplado un Absorbente, además en el acople de la viga se ha adherido un acelerómetro el que se encargará de medir las vibraciones, la señal eléctrica proveniente del acelerómetro y podrá ser visualizada en la pantalla del computador.

Los gráficos de las curvas características (aceleración, velocidad y desplazamiento) que se forman a partir de la vibración que emite el sistema y su decaimiento con el absorbedor se reflejaran en un software.

El Sistema de Adquisición de Datos cuenta con las tarjetas de acondicionamiento de señales las cuales controlan la adquisición, visualización, manipulación y almacenamiento de los datos obtenidos a través de un puerto USB hacia el computador.

Para determinar el comportamiento del sistema, se plantea la resolución de las siguientes ecuaciones desarrolladas anteriormente:

De acuerdo a la Ec.82, 83 la energía cinética máxima y la energía potencial máxima son:

$$\tau_{\max} = 3189,3 \text{ Nm}$$

$$\gamma_{\max} = 2EI\ell$$

$$\gamma_{\max} = 4284 \text{ Nm}$$

la rigidez de la viga según la Ec.84 es:

$$\omega_0 = (14,44)(2\pi)$$

$$\omega_0 = 90,73$$

$$k = 11,52(10^4) \frac{N}{m}$$

Para anular la vibración del sistema debe cumplir la siguiente condición:

$$\omega_f = \omega_a$$

donde:

ω_f : Frecuencia forzada

ω_a : Frecuencia del absorbedor

La rigidez del sistema absorbedor es: Se asume que la masa para este sistema es 1/10 de la masa total, es decir 1,4 Kg.

$$k_a = (38,8(2\pi))^2(1,4)$$

$$k_a = 8,320(10^4) \frac{N}{m}$$

de acuerdo a la Ec. 80

$$\eta = 2,69$$

con la Ec.88

$$\alpha = 0,72$$

Según la siguiente tabla:

Tabla. 23 Valores de $\alpha(\epsilon)$

E	ϵ^2	$\alpha(\epsilon)$
0,10	0,01	91,822
0,14	0,0196	42,912
0,18	0,0324	22,848
0,22	0,0484	12,761
0,26	0,0676	7,032
0,30	0,0900	3,513
0,34	0,1156	1,238
0,38	0,1444	0,279
0,42	0,1764	-1,303
0,46	0,2116	-1,991
0,50	0,25	-2,438
0,54	0,2916	-2,707
0,56	0,3136	-2,788
0,60	0,36	-2,863
0,64	0,4096	-2,840
0,68	0,4624	-2,735
0,72	0,5184	-2,563
0,76	0,5776	-2,331
0,80	0,64	-2,048
0,84	0,7056	-1,717
0,90	0,81	-1,143

Fuente: Creación propia

El valor de α es el adecuado porque cumple con:

$$\alpha(\epsilon, \eta) < \frac{(\epsilon^2 - 1) ((\epsilon\eta)^2 - 1)}{\epsilon^2}$$

$$0,72 < 1,238$$

para encontrar los valores propios del absorbedor aplicamos la Ec.5.30

$$\lambda_{1,2} = \frac{1 + 0,72 + 2,69^2 \pm \sqrt{(0,72 + (2,69 + 1)^2) (0,72 + (2,69 - 1)^2)}}{2}$$

$$\lambda_1 = 8,0$$

$$\lambda_2 = 0,8$$

dado el valor de $\epsilon = 0,34$, cumple con la siguiente condición:

$$\frac{\lambda_1}{\eta^2} < \epsilon^2$$

$$1,09 > 0,11 \quad \text{No cumple}$$

$$\frac{\lambda_2}{\eta^2} < \epsilon^2$$

$$0,10 < 0,11 \quad \text{Si cumple}$$

la relación de masas del sistema y el absorbedor es:

$$m_a = \beta m$$

$$\beta = 0,1$$

Para determinar las dimensiones de la viga del sistema del absorbedor se aplican las siguientes ecuaciones:

$$I = \frac{1}{12} b h^3$$

Ec. 100

donde:

$$b=0,02 \text{ m}$$

$$h=0,01 \text{ m}$$

$$I = 1,66(10^{-9})m^4$$

Aplicando la Ec.30 se determina la longitud de la barra del absorbedor.

donde:

$$E = 210000(10^6) \text{ Pa}$$

$$m_a = 1,4 \text{ Kg}$$

$$\omega_a = 243,77 \text{ rad/s}^2$$

Por lo tanto:

$$l_a = 0,23 \text{ m}$$

5.5. SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Con la información anterior podemos determinar con certeza los componentes de nuestro sistema de adquisición de datos.

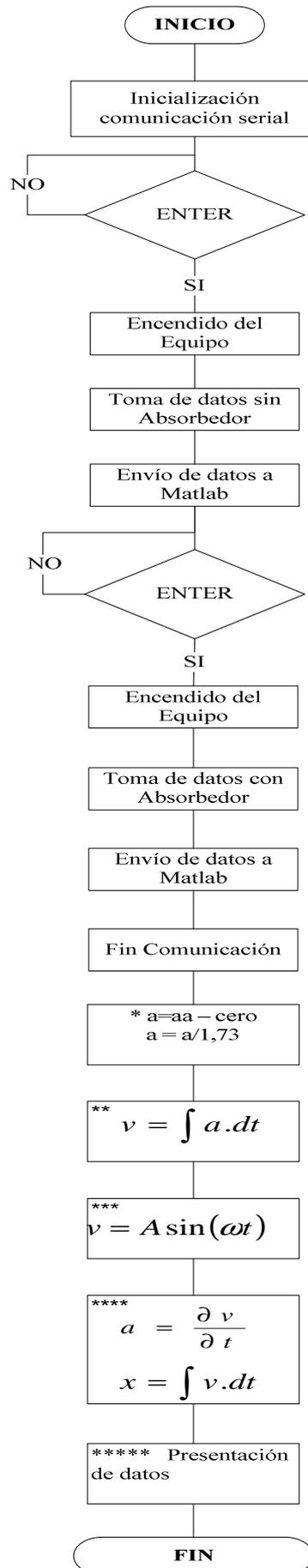
5.5.1. COMPONENTES DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

- **Controlador Arduino Nano 30 Schematic**
 - Micro controlador: Atmel ATmega168 o ATmega328
 - Voltaje de Operación: 5V
 - Voltaje de entrada: 7 – 12 V
 - Voltaje de salida: 6 – 20 V

- Digital I/O Pins: 14
 - Entrada analógica de Pins: 8
 - Corriente DC I/O Pin: 40 mA
 - Memory Flash: 16 KB (ATmega168) o 32 KB (ATmega328).
 - SRAM: 1 KB (ATmega168) o 2 KB (ATmega328)
 - EEPROM: 512 bytes (ATmega168) o 1 KB (ATmega328)
 - Dimensiones: 0.73" x 1.70"
- **Acelerómetro DE-ACCM3D Buffered**
 - Rango de sensado Triple axis $\pm 3g$
 - Sensibilidad 360mV/g
 - Ancho de banda 500Hz
 - Voltaje de operación con regulador 3.5V a 15V
 - Voltaje de operación sin regulador 2.0V a 3.6V
 - Regulador puede alimentar microcontrolador externo 3.3V.
 - Protección del voltaje reverso
 - Salida factor de DIP-16 Formulario normalizado protegida corta
Desacoplamiento de la fuente de alimentación integrada
 - Dibuja 0.9mA
 - Conduce con precisión de 500 Ω carga.

5.5.2. DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.

A continuación se detalla de forma esquemática, el proceso utilizado para desarrollar el sistema de adquisición de datos.



Fuente: Propia

Elaboración: Propia

- * Escala los datos a m/s^2
- ** Calcula la velocidad
- *** Ajuste de curva
- **** Cálculo de la aceleración y posición de la curva ajustada.
- ***** Grafica y tabula las constantes de amplitud y frecuencia

5.6. OTRAS CONSIDERACIONES

El sistema de adquisición de datos del Absorbedor de Vibraciones está elaborado con un contactor, acelerómetro y un controlador arduino. Su comunicación es por medio de una USB la cual permite visualizar datos en un rango de tiempo de 0.002:0.001:0.5 segundos; en este tiempo se almacenan 500 datos a una velocidad de 9600, que luego se pueden visualizar en las diferentes curvas como son aceleración, velocidad y posición; como también se obtienen los datos de amplitud y frecuencia para que el usuario tenga mayor facilidad al momento del análisis de resultados.

La apreciación del acelerómetro es de 333 mV/g , el rango máximo de trabajo es de $\pm 3g$.

El equipo no trabaja dentro de la zona de resonancia y su frecuencia no varía.

La masa del absorbedor de vibraciones es desplazable para que así el usuario pueda colocar a diferentes longitudes y hacer varias pruebas.

CAPITULO VI

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

6.1. CONSTRUCCIÓN DEL GENERADOR DE VIBRACIÓN

La construcción del Prototipo experimental de un Absorbente dinámico de vibraciones, no representa gran dificultad, por lo que se realizó en un taller que cuenta con máquinas y herramientas apropiadas para llevar a cabo este objetivo.

6.1.1. MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS

Para la realización de los diferentes elementos a construirse se emplean diversas máquinas herramientas como son: torno, fresadora, limadora, soldadora, rectificadora; herramientas manuales como: taladro, machuelos limas e instrumentos de medición como: calibrador, galgas, escuadras y flexómetro. En la Tabla 24, Tabla 25 y Tabla 26 se muestran las designaciones de cada una de las herramientas, máquinas herramientas e instrumentos de medición.

Tabla. 24 Lista de herramientas

DESIGNACIÓN	HERRAMIENTAS
H	Arco de sierra
	Prensas
	Machuelos
	Taladro
	Esmeril
	Limas
	Brocas

FUENTE: Creación propia

Tabla. 25 Designación de Máquinas Herramientas y Equipos

DESIGNACIÓN	MÁQUINA HERRAMIENTA
M1	TORNO
M2	FRESADORA
M3	TALADRO DE BANCO
M4	ESMERIL
M5	AMOLADORA
M6	RECTIFICADORA
E1	EQUIPO DE SUELDA ELÉCTRICA
E2	EQUIPO DE PINTURA

FUENTE: Creación propia

Tabla. 26 Designación de Instrumentos de medición y verificación

DESIGNACIÓN	HERRAMIENTAS
I	Calibrador (Pie de rey)
	Regla metálica
	Nivel
	Flexómetro

FUENTE: Creación propia

6.1.2. OPERACIONES TECNOLÓGICAS

A continuación se lista las diferentes operaciones tecnológicas necesarias para realizar el mecanizado en cada elemento perteneciente a la máquina.

Tabla. 27 Operaciones Tecnológicas

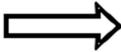
No.	Operación
1	Trazado y corte de material
2	Esmerilado o Amolado
3	Soldado
4	Rectificado
5	Taladrado
6	Torneado
7	Roscado
8	Fresado
9	Refrentado
10	Mandrinado

FUENTE: Creación propia

6.1.3. CURSOGRAMA SINÓPTICO DE CONSTRUCCIÓN

La simbología para realizar el cursograma sinóptico de construcción se muestra en la Tabla 30

Tabla. 28 Simbología usada en cursogramas

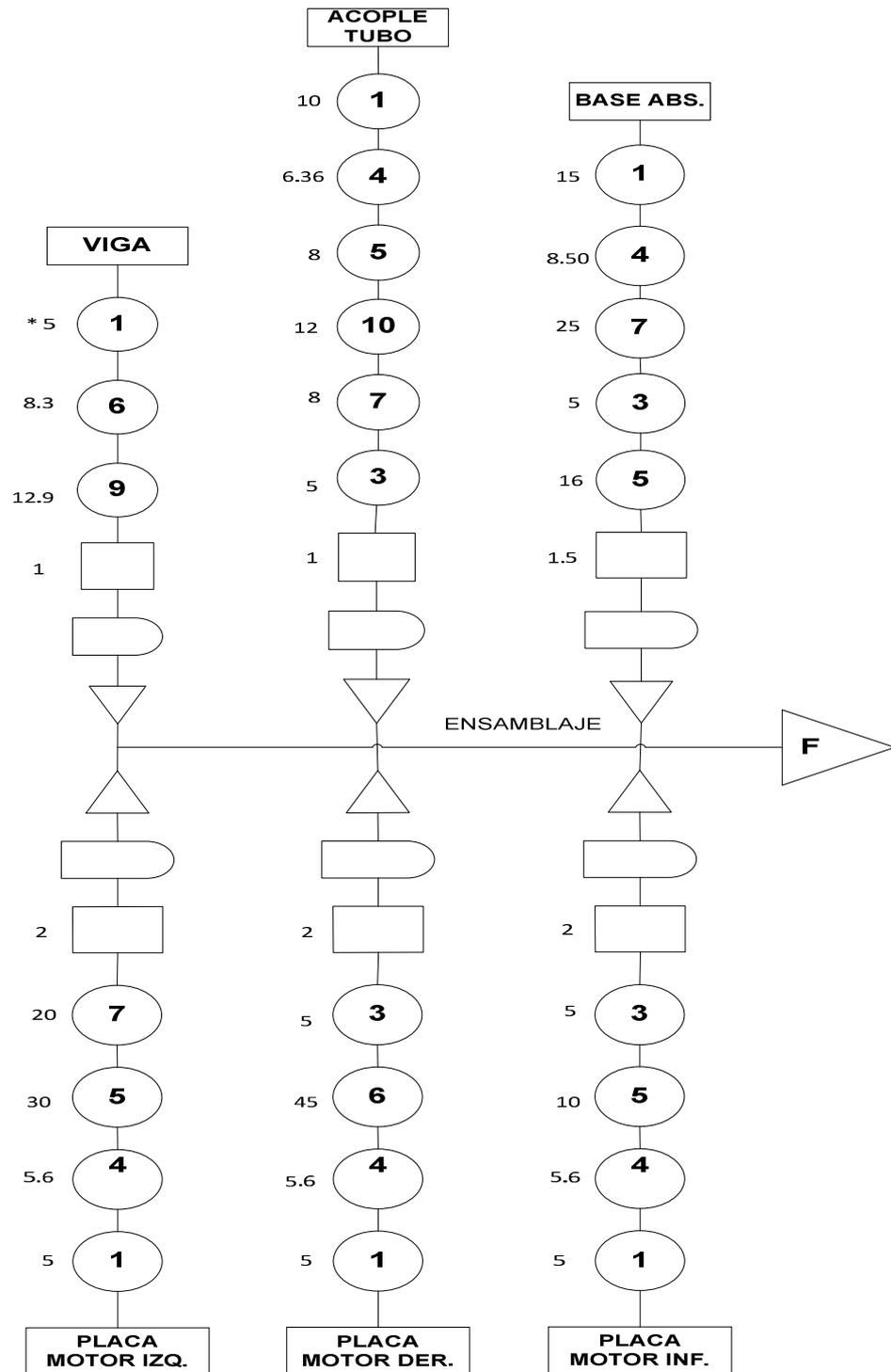
SÍMBOLO	INTERPRETACIÓN
	OPERACIÓN
	TRANSPORTE
	INSPECCIÓN
	ALMACENAJE
	TÉRMINO DEL PROCESO

FUENTE: Creación propia

6.1.3.1. Sistema de Construcción de la base

La construcción del sistema base se detalla en el siguiente cursograma.

Figura. 42 Cursograma del sistema de construcción base



Fuente: Propia

Elaboración: Propia

* Tiempo de operación en minutos

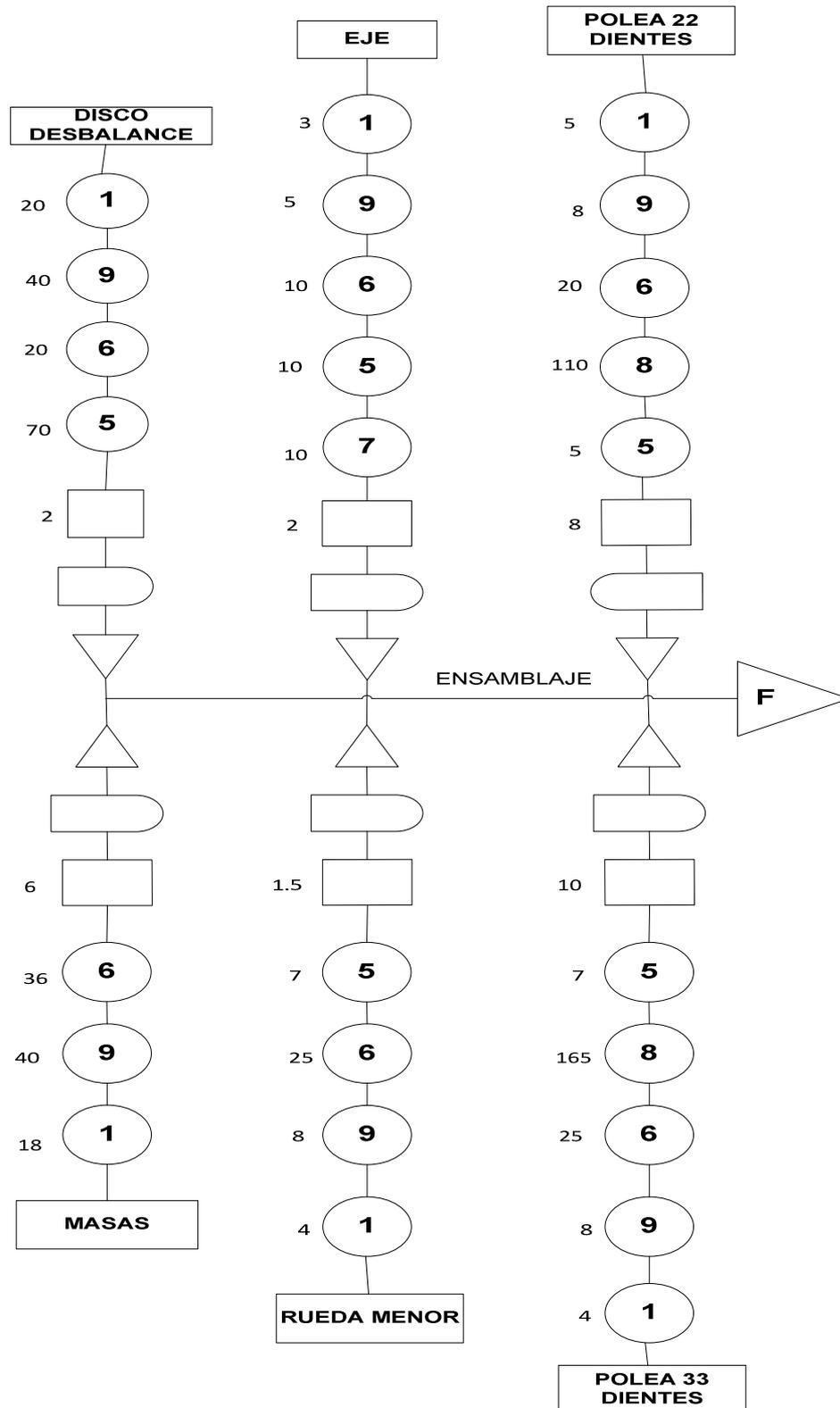
El sistema de construcción de la base indica los procesos de construcción aplicados a los principales elementos que pertenecen al sistema.

El tiempo estimado para la construcción del sistema de construcción es de 301.36 minutos equivalente a 5.02 horas, para lo cual se utiliza varias tablas y fórmulas para el cálculo de los distintos tiempos de maquinado de cada una de las operaciones realizadas las que podemos observar en el ANEXO XII; cabe resaltar que no se consideran los tiempos empleados en la compra y transporte de la materia prima utilizada en los distintos elementos.

Los planos de los diferentes elementos del equipo se los puede observar en el ANEXO XIII, y las hojas de procesos en el ANEXO XIV

6.1.3.2. Construcción del Sistema de transmisión

Figura. 43 Cursograma de construcción del sistema de transmisión.



Fuente: Propia

Elaboración: Propia

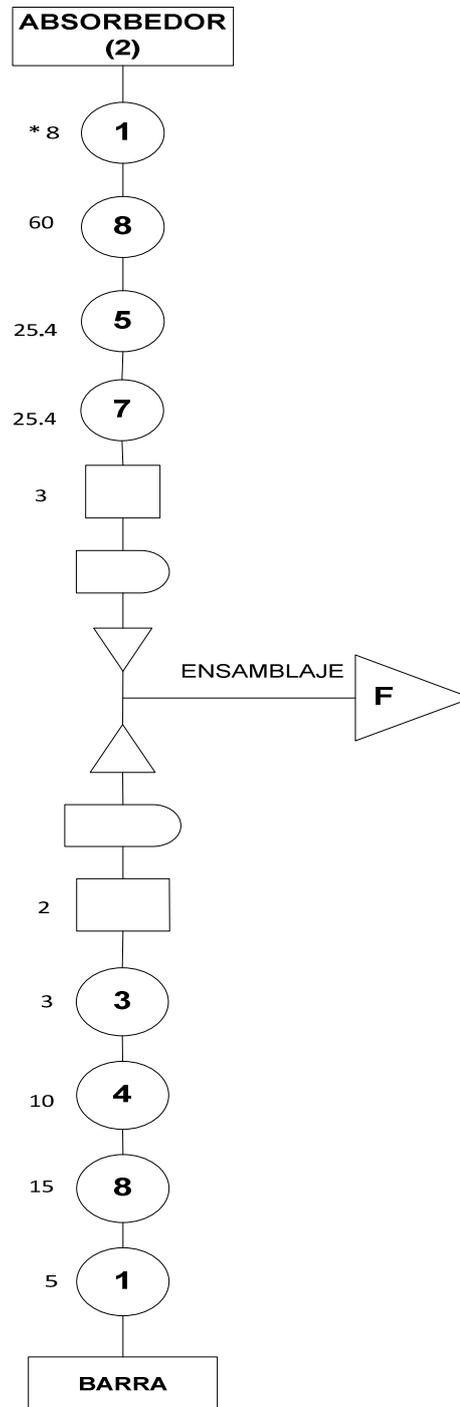
* Tiempo de operación en minutos

El sistema de transmisión indica los procesos de construcción aplicados a los principales elementos que pertenecen al sistema.

El tiempo estimado para la construcción del sistema de construcción es de 712.5 minutos equivalente a 11.8 horas, para lo cual se utiliza varias tablas y fórmulas para el cálculo de los distintos tiempos de maquinado de cada una de las operaciones realizadas las que podemos observar en el ANEXO XII.

6.2. CONSTRUCCIÓN DEL ABSORBEDOR DE VIBRACIONES

Figura. 44 Cursograma de construcción del sistema del absorbedor.



Fuente: Propia

Elaboración: Propia

* Tiempo de operación en minutos.

Nota: El tiempo de construcción del absorbedor está tomado en cuenta para las dos masas.

El sistema del absorbedor indica los procesos de construcción aplicados a los principales elementos que pertenecen a este.

El tiempo estimado para la construcción del sistema de construcción es de 156.6 minutos equivalente a 2.61 horas, para lo cual se utiliza varias tablas y fórmulas para el cálculo de los distintos tiempos de maquinado de cada una de las operaciones realizadas las mismas se pueden observar en el ANEXO XII.

6.2.1. SIMULACIÓN DEL ABSORBEDOR DE VIBRACIONES

6.2.1.1. Sin Acción del Absorbedor

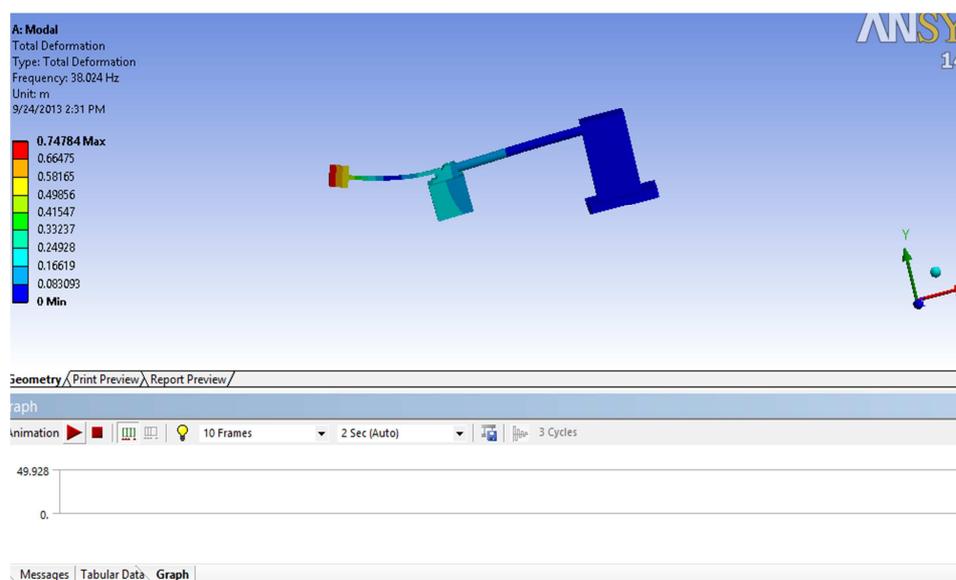


Figura. 45 Simulación sin acción del absorbedor

6.2.1.2. Con Acción del Absorbedor

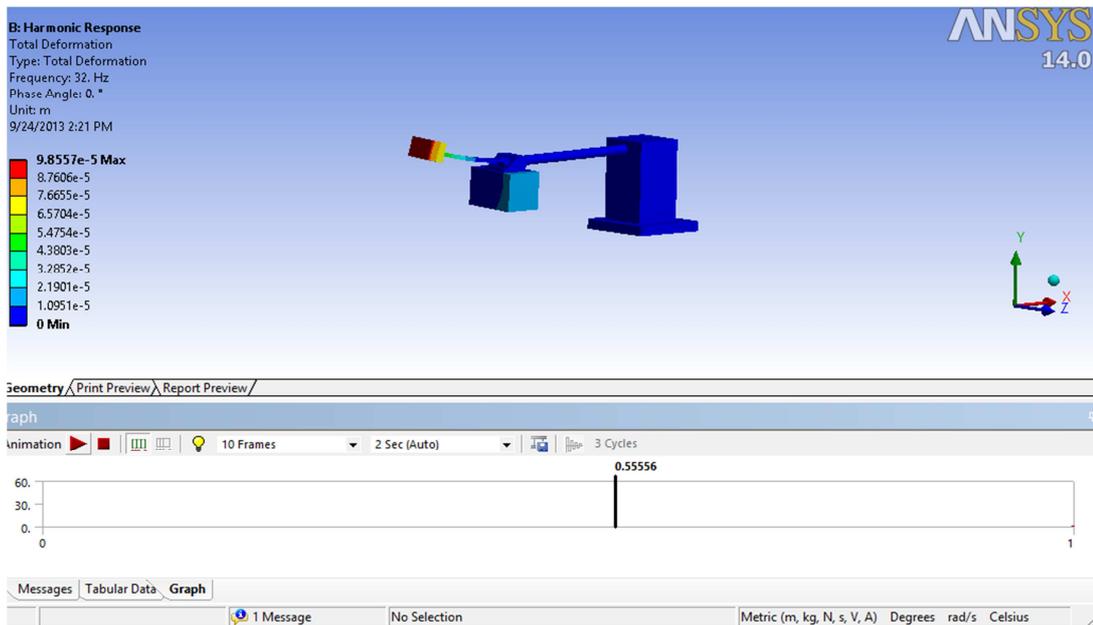


Figura. 46 Simulación con absorbedor

En la Figura. 45 se puedes analizar que la viga tiene mayor vibración, mientras que en la Figura. 46 se analiza que con la presencia del absorbedor la viga permanece completamente estática, y la viga donde está colocado el absorbedor, absorbe toda la vibración.

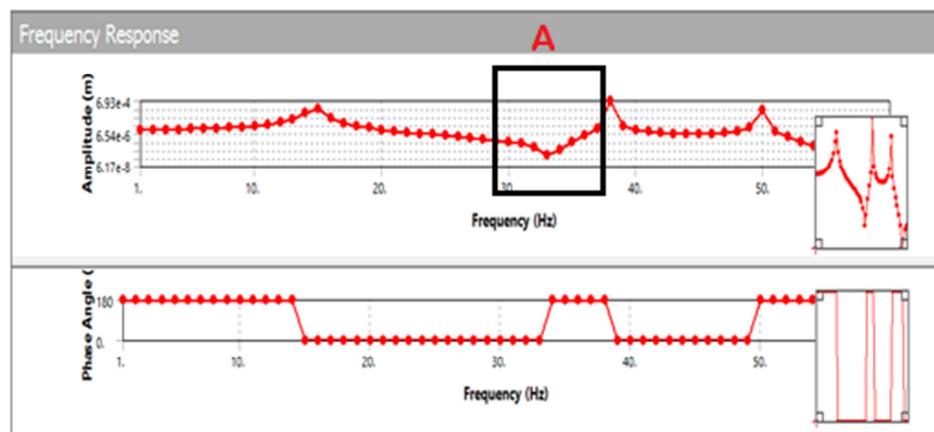
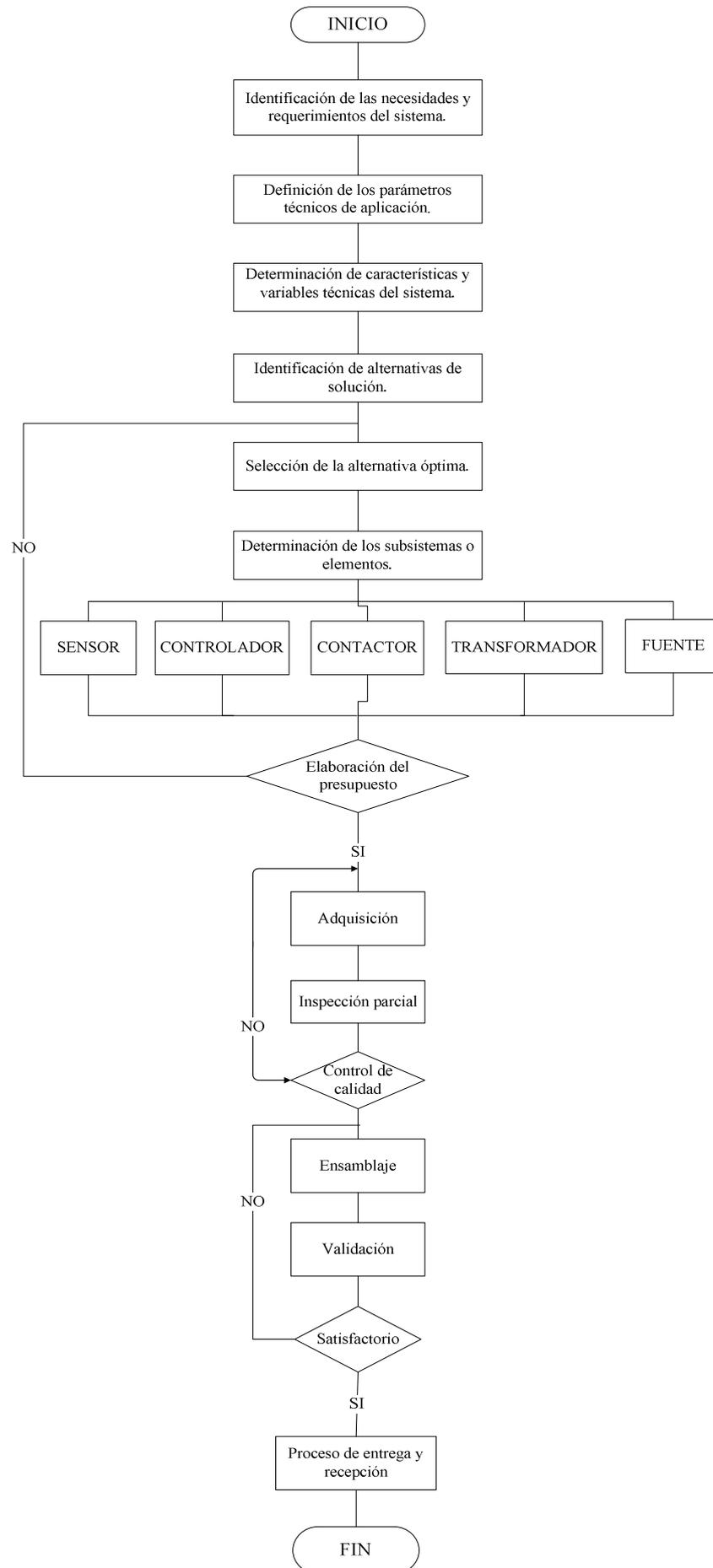


Figura. 47 Análisis de frecuencias

La Figura. 47 muestra el análisis de frecuencia lo que quiere decir que en la posición A la frecuencia con la que el equipo está en movimiento está próxima a la ω_f del sistema que es de 38.8 Hz, se puede concluir que las medidas de la viga del absorbedor y del absorbedor son las necesarias para nuestro equipo, la longitud donde está colocado el absorbedor es la ideal y es donde disminuye la vibración completamente.

6.3. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Luego de realizar la selección adecuada de cada uno de los elementos que forman parte de la adquisición de datos se procede a la construcción de la siguiente manera:



6.4. ENSAMBLE Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS

Una vez realizada la construcción de los diferentes componentes que forman el equipo se procede al ensamblaje del mismo

El ensamble del equipo se lo realiza de acuerdo con las operaciones que se listan a continuación y con el cursograma de ensamblaje.

Cada operación tiene un ítem el cual ilustra el cursograma de ensamblaje, tal como se muestra en la Tabla.29

Tabla. 29 Cursograma de ensamblaje

ITEM	OPERACIÓN
E1	Empotramiento de la viga
E2	Instalación de los rodamientos en la base del absorbedor
E3	Instalación del eje en la base del absorbedor
E4	Instalación de la polea de 33 dientes, sobre el eje
E5	Instalación de la rueda menor, sobre el eje
E6	Instalación de los discos de desbalance, sobre el eje
E7	Colocación y ajuste de pernos en los extremos del eje
E8	Instalación del motor en la base fija
E9	Instalación de la pole de 22 dientes
E10	Colocación y ajuste del perno al extremo del eje del motor

E11	Colocación de la banda para el sistema de transmisión
E12	Instalación del equipo sobre la viga
E13	Instalación del sensor sobre el acople de la viga
E14	Instalación del sistema de adquisición de datos
E15	Conexión al computador

Fuente: Elaboración Propia.

- a. Acople tubo
- b. Base absorbedor
- c. Viga
- d. Eje
- e. Discos de desbalance (2)
- f. Masas de desbalance (6)
- g. Placas motor (3)
- h. Poleas (2)
- i. Banda
- j. Motor
- k. Acelerómetro
- l. Absorbedor de vibraciones
- m. Viga absorbedor
- n. Base
- o. Soporte
- p. Controlador Arduino
- q. Salida de reles
- r. Transformador

- s. Contactor
- t. Luces
- u. Switch
- v. Conexión USB
- w. Computador
- x. Rodamientos (3)



Figura. 48 Empotramiento de la viga



Figura. 49 Ensamble del Equipo

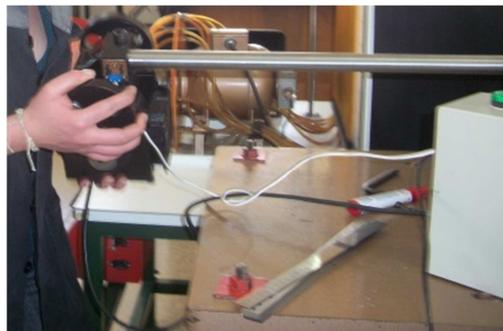


Figura. 50 Instalación del equipo sobre la viga



Figura. 51 Instalación del absorbedor de vibraciones



Figura. 52 Instalación del sensor sobre el acople de la viga

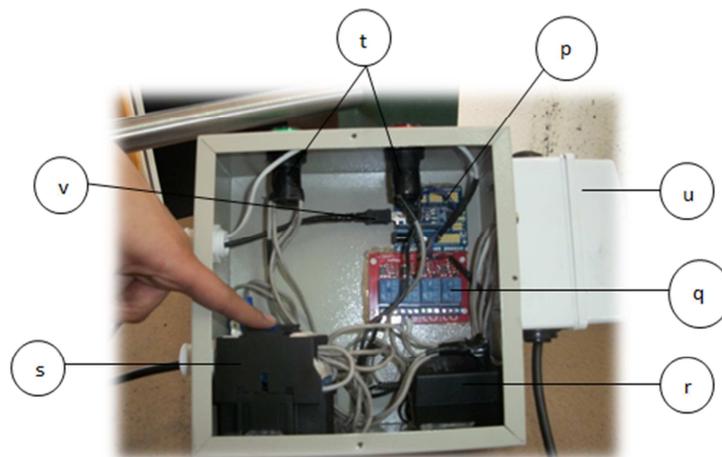


Figura. 53 Instalación del sistema de adquisición de datos

6.4.1. PROTOCOLO DE PRUEBAS

6.4.1.1. Inspección Física

Tabla. 30 Sistema de transmisión de potencia

ELEMENTOS	CARACTERÍSTICAS				
	Diám.	Esp.	Long.	Material	Inspección visual
Polea 22 dientes	35.57	26		Duraluminio	Buena
Polea 33 dientes	53.36	26		Duraluminio	Buena
Banda				Caucho	Buena
Discos de Desb.	106	18		Acero A-36	Buena
Masas de Desb.	30	21		Acero A-36	Buena
Masas de Desb.	25	21		Acero A-36	Buena
Masas de Desb.	20	21		Acero A-36	Buena
Rueda menor	53.36	26		Duraluminio	Buena
Eje	12		197	Acero A-36	Buena

Tabla. 31 Sistema del absorbedor

ELEMENTOS	CARACTERÍSTICAS				
	Largo	Ancho	Espe.	Material	Inspección visual
Barra rectangular	300	20	12	Acero A-36	Buena
Masas	71	50	25	Acero A-36	Buena

Tabla. 32 Sistema motriz – excitación

ELEMENTOS	CARACTERÍSTICAS			
	Tipo	RPM	HP	Inspección visual
Motor	AC	3500	1/4 hp	Buena

Tabla. 33 Características de diseño

ELEMENTOS	CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO				CARACTERÍSTICAS ADECUADAS				%				DECISION
	Diám.	Esp.	Largo	Ancho	Diám.	Esp.	Largo	Ancho	Diám.	Esp.	Largo	Ancho	
Polea 22 dientes	35.6	26.1			35.57	26			-0.0842697	-0.3831418			Aceptable
Polea 33 dientes	53.4	26.12			53.36	26			-0.0749064	-0.4594181			Aceptable
Banda													Aceptable
Discos de Desb.	106.1	17.98			106	18			-0.0942507	0.1112347			Aceptable
Masas de Desb.	30.1	20.97			30	21			-0.3322259	0.1430615			Aceptable
Masas de Desb.	25.1	21.18			25	21			-0.3984064	-0.8498584			Aceptable
Masas de Desb.	20.04	21.14			20	21			-0.1996008	-0.6622517			Aceptable
Rueda menor	53.45	26.12			53.36	26			-0.1683817	-0.4594181			Aceptable
Placa motor inf.		8.2	120.1	110.1		8	120	110		-2.4390244	-0.083264	-0.090827	Aceptable
Placa motor izq.	12	10.32	120.13	117.12	12	10	120	117	0	-3.1007752	-0.108216	-0.102459	Aceptable
Placa motor der.	89.04	7.1	120.2	117.2	89	7	120	117	-0.0449236	-1.4084507	-0.166389	-0.170648	Aceptable
Base Absorbedor	12	40.28	110.4	84.36	12	40	110	84	0	-0.6951341	-0.362319	-0.426743	Aceptable
Absorbedor		25.16	71.1	50.27		25	71	50		-0.63593	-0.140647	-0.5371	Aceptable
Eje	11.95		197.35		12		197		0.41841		-0.17735		Aceptable

6.4.1.2. OPERACIÓN Y FUNCIONAMIENTO

Para la operación y funcionamiento del equipo se tomó en cuenta los siguientes parámetros:

- Peso del sistema: 14 Kg
- Frecuencia natural: 15,26 Hz
- Potencia: ¼ hp
- Frecuencia de Excitación: 38,8 Hz
- Inercia de la viga: $2,048 \times 10^{-8} \text{ m}^4$
- Inercia del absorbedor: $4,57 \times 10^{-10} \text{ m}^4$
- Longitud de la viga: 500 mm
- Longitud de la viga del Absorbedor: 270 mm
- Relación de transmisión : 1.5

6.5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Las pruebas de funcionamiento son esenciales para analizar, verificar, comprobar y validar el estado completo del equipo.

Antes de proceder a las pruebas del equipo es necesario conocer el procedimiento que se debe realizar.

6.5.1. PROCEDIMIENTO

1. Determinar la frecuencia natural del sistema principal, usando la fórmula

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI}{\left(\frac{1}{4} m_V + m_E\right) l^3}}$$

2. Para la frecuencia forzada de operación del motor, se varió la longitud de la masa entre 80mm, 160mm y 240mm, hasta encontrar la posición en la cual desaparece la vibración de la viga principal $L=240\text{mm}$; determinar la amplitud de vibración.
3. Repetir el mismo proceso para distintas masas de los discos de desbalance.



Figura. 54 Disco de Desbalance

6.5.2. CÁLCULOS Y GRÁFICOS

- Calcular el momento de inercia de la masa del absorbedor del cantiliver con los datos de la Tabla # 1.
- Determinar la longitud óptima desde el centro del sistema hasta la ubicación de la masa en cantiliver considerando la amplitud de vibración mínima.
- Obtener la longitud teórica mediante la fórmula investigada para el trabajo previo respectivo.
- Comparar los valores de longitudes experimental y teórica determinar los errores porcentuales.
- Graficar la amplitud de vibración en función de cada una de las longitudes experimental para el valor de frecuencia. Ajustar la curva y determinar los errores.

6.5.3. TABULACIÓN DE DATOS, CURVAS Y RESULTADOS

La tabulación de los datos y las gráficas de las distintas curvas se detallan a continuación:

Tabla. 34 Datos absorbedor

TEST	VIGA ABSORBEDOR				MASA ABSORBEDOR			
	MASA Kg	LONG m	ANCHO m	ESPES m	MASA Kg	LONG m	ANCHO m	ESPES m
1	0.471	0.3	0.02	0.01	1.4	0.071	0.05	0.05

Tabla. 35 Pesos de desbalance

PESOS	PESOS DE DESBALANCE					
	DIAMETRO		ESPESOR		MATERIAL	MASA Kg
	D _{1m}	D _{2m}	e _{1m}	e _{2m}		
1	0.02	0.02	0.018	0.018	Acero	0.044

Tabla. 36 Error porcentual

TEST	DESBAL N	LONG. (ex) m	LONG. (teo) m	% ϵ
1	0,042	0,08	0,24	66,66%
2	0,042	0,16		33,33%
3	0,042	0,24		0%

En la Tabla. 36 se puede observar el % ϵ en las diferentes longitudes a 80mm, 160mm, 240mm, se concluye que la longitud óptima es la de 240mm donde el % ϵ es del 0%, al utilizar un peso de desbalance de 0.044 Kg.

6.5.4. PRUEBAS DE CONFIABILIDAD – ANOVA

Las pruebas de confiabilidad sirven para determinar si el desempeño del absorbedor está en función de la distancia, como un parámetro fundamental.

El programa utilizado para este análisis es Minitab, que sirve para analizar si el absorbedor es factible que absorba la vibración a cualquier longitud.

El análisis se lo realiza al comparar cada una de las medias obtenidas en las distintas longitudes. Los datos los podemos observar en el ANEXO XV.

Amplitud de aceleración ANOVA: Sin Abs, 80 mm, 160 mm, 240 mm

Tabla. 37 Análisis de Amplitud de aceleración

LEVEL	N	MEAN	StDev
SIN ABS	30	15.623	2.203
80 mm	30	4.445	0.923
160 mm	30	4.418	0.492
240 mm	30	3.062	0.559

FUENTE: Elaboración Propia

Pooled StDev = 1.251 m/s²

Se garantiza que cualquier experimento o cualquier ensayo, va a tener una desviación estándar máxima de 1.251 m/s², obtenida con una confianza del 95%, significa que el sistema y el proceso es estable; la media de menor valor es la de 3.062, por consecuente es diferente dependiendo de las longitudes esto significa que el absorbedor debe desempeñarse con mayor eficiencia en una longitud óptima que en este caso es 240 mm cercana a la teórica.

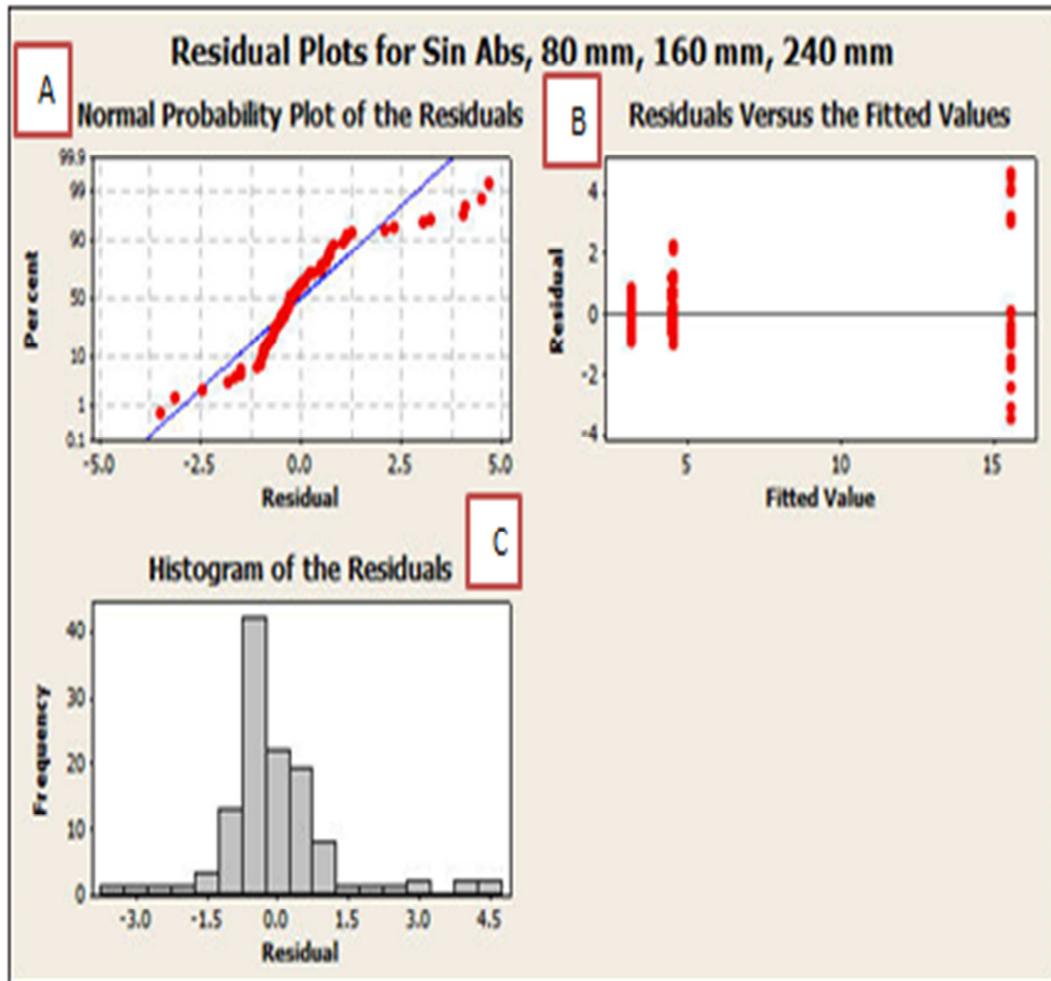


Figura. 55 Amplitud de aceleración

El diagrama A de la Figura. 55, la mayoría de los residuos se superponen sobre la recta esperada, lo cual es una evidencia a favor de la distribución normal propuesta para esta variable; esto también queda reflejado en el histograma de los residuales estandarizados B y la distribución normal que lo caracteriza; finalmente, los residuales no muestran tendencias ni correlación con los valores predichos por el modelo, lo que corrobora también la homocedasticidad de los errores, es decir, la varianza de los residuos es constante y no varía entre los niveles de cada efecto o factor considerado.

Amplitud de velocidad ANOVA: Sin Abs, 80 mm, 160 mm, 240 mm

Tabla. 38 Análisis de amplitud de velocidad

LEVEL	N	MEAN	StDev
SIN ABS	30	0.2290	0.2677
80 mm	30	0.0290	0.0040
160 mm	30	0.0177	0.0043
240 mm	30	0.0100	0.0001

FUENTE: Elaboración Propia

Pooled StDev = 0,1339 m/s

Se garantiza que cualquier experimento o cualquier ensayo, va a tener una desviación estándar máxima de 0,1339 m/s, obtenida con una confianza del 95%, significa que el sistema y el proceso es estable; la media de menor valor es la de 0,0100, por consecuente es diferente dependiendo de las longitudes esto significa que el absorbedor debe desempeñarse con mayor eficiencia en una longitud óptima que en este caso es 240 mm cercana a la teórica.

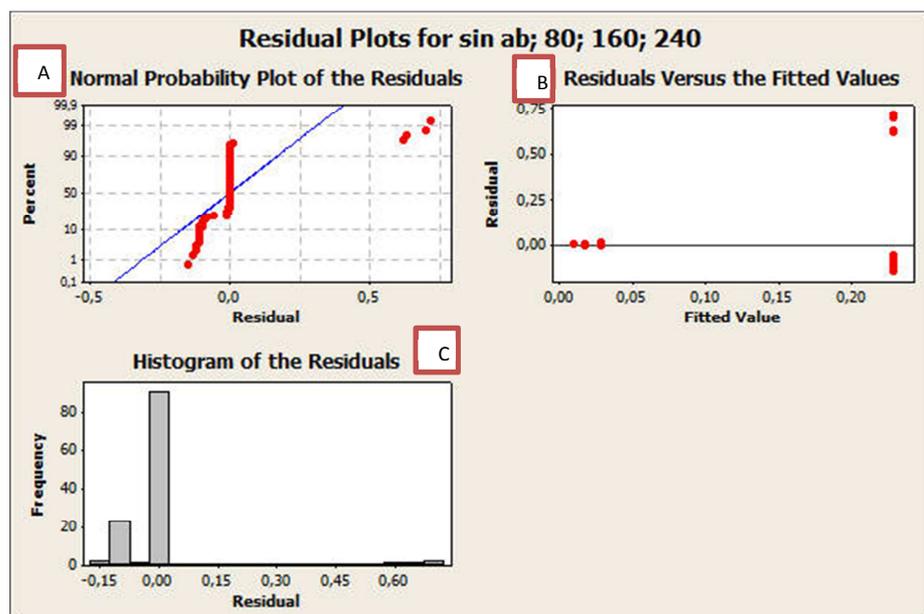


Figura. 56 Amplitud de velocidad

En el diagrama A de la Figura. 56, la mayoría de los residuos no se superponen sobre la recta esperada, sobre la distribución normal; esto también queda reflejado en el histograma de los residuales estandarizados B y la distribución normal que lo caracteriza; finalmente, los residuales no muestran tendencias ni correlación con los valores predichos por el modelo, lo que corrobora también la homocedasticidad de los errores, es decir, la varianza de los residuos es constante y no varía entre los niveles de cada efecto o factor considerado.

Amplitud de posición ANOVA: Sin Abs, 80 mm, 160 mm, 240 mm

Tabla. 39 Análisis de amplitud de velocidad

LEVEL	N	MEAN	StDev
SIN ABS	30	0.003947	0.007763
80 mm	30	0.003290	0.004460
160 mm	30	0.002800	0.002305
240 mm	30	0.000323	0.000314

FUENTE: Elaboración Propia

Pooled StDev = 0,002870 m

Se garantiza que cualquier experimento o cualquier ensayo, va a tener una desviación estándar máxima de 0,002870 m, obtenida con una confianza del 95%, significa que el sistema y el proceso es estable; la media de menor valor es la de 0,000323, por consecuente es diferente dependiendo de las longitudes esto significa que el absorbedor debe desempeñarse con mayor eficiencia en una longitud óptima que en este caso es 240 mm cercana a la teórica

Análisis de frecuencia ANOVA: Sin Abs, 80 mm, 160 mm, 240 mm

Tabla. 40 Análisis de amplitud de velocidad

LEVEL	N	MEAN	StDev
SIN ABS	30	39,980	1,386
80 mm	30	39,247	1,361
160 mm	30	40,105	1,737
240 mm	30	38,991	1,300

FUENTE: Elaboración Propia

Pooled StDev = 1,456 Hz

Se garantiza que cualquier experimento o cualquier ensayo, va a tener una desviación estándar máxima de 1,456, obtenida con una confianza del 95%, significa que el sistema y el proceso es estable; la media de menor valor es la de 38,991, por consecuente es diferente dependiendo de las longitudes esto significa que el absorbedor debe desempeñarse con mayor eficiencia en una longitud óptima que en este caso es 240 mm cercana a la teórica

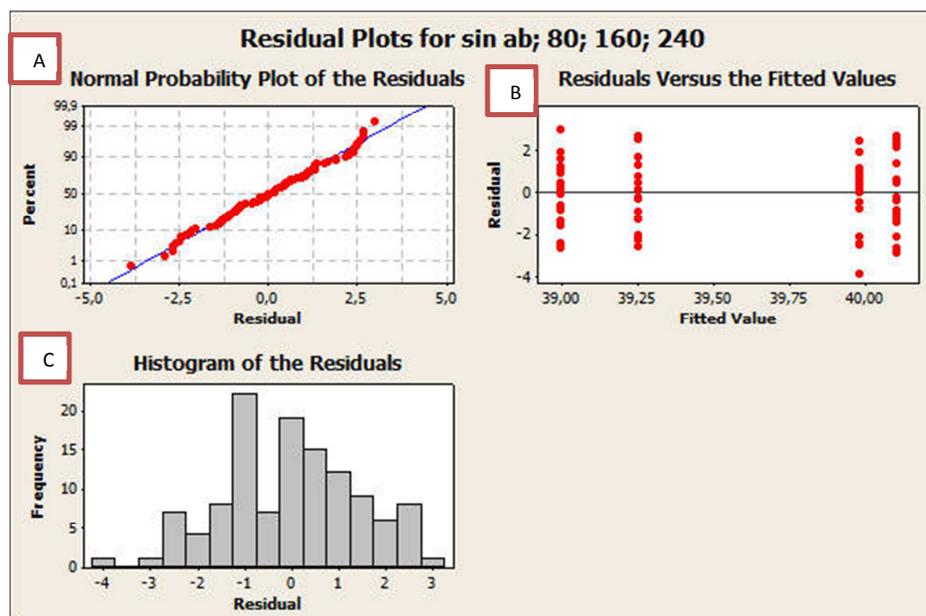


Figura. 57 Análisis de frecuencia

En el diagrama A de la Figura 57, la mayoría de los residuos se superponen sobre la recta esperada a favor de la distribución normal; esto también queda reflejado en el histograma de los residuales estandarizados B y la distribución normal que lo caracteriza; finalmente, los residuales no muestran tendencias ni correlación con los valores predichos por el modelo, lo que corrobora también la homocedasticidad de los errores, es decir, la varianza de los residuos es constante y no varía entre los niveles de cada efecto o factor considerado.

6.5.5. RESULTADOS

- **Curvas características de aceleración, velocidad y posición L= 80mm**

En la Figura. 58 se puede observar las distintas gráficas de aceleración, velocidad y posición utilizando el absorbedor de vibraciones dinámicas y sin el absorbedor de vibraciones dinámicas y analizar si en $L = 80$ mm la vibración disminuye.

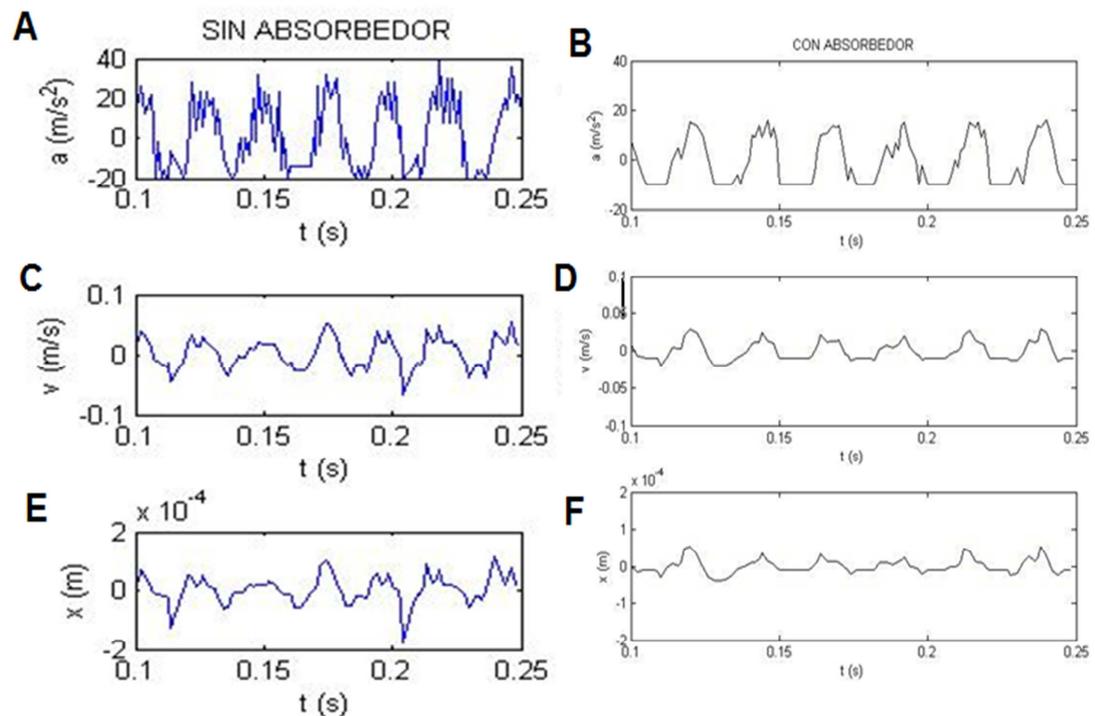


Figura. 58 Análisis L= 80 mm

Como se puede observar en la Figura. 58, las gráficas obtenidas no están bien definidas en su forma senoidal, eso se debe a que el equipo es básico y no cuenta con filtros apropiados para eliminar el ruido. Se selecciona este controlador por el presupuesto los datos y resultados tienen una confiabilidad del 95%.

En el diagrama B de la Figura. 58, presenta un pico con mayor amplitud, eso se debe al arranque del equipo y sucede hasta que el sistema se estabilice, la forma de la gráfica indicada es debido a la frecuencia de muestreo es de un milisegundo, fácilmente se puede apreciar que la vibración disminuye porque la amplitud de aceleración sin absorbedor diagrama A. está en un rango de $[-30; 30]$, mientras que con absorbedor diagrama B, está en un rango de $[-10; 10]$

En el diagrama C y D, se puede apreciar que la vibración disminuye porque la amplitud de velocidad sin absorbedor está en un rango de $[-0.1; 0.1]$, mientras que con absorbedor está en un rango de $[-0.08; 0.08]$

En el diagrama E y F, se puede apreciar que la vibración disminuye porque la amplitud de posición sin absorbedor la curva decrece en un rango de $[-2e-4; 2e-4]$, mientras que con absorbedor la curva es creciente en un rango de $[-1.5e-4; 1.5e-4]$.

- **Curvas características de aceleración, velocidad y posición L= 160 mm**

En la Figura. 59 se puede observar las distintas gráficas de aceleración, velocidad y posición utilizando el absorbedor de vibraciones dinámicas y sin el absorbedor de vibraciones dinámicas y analizar si en $L = 160$ mm la vibración disminuye.

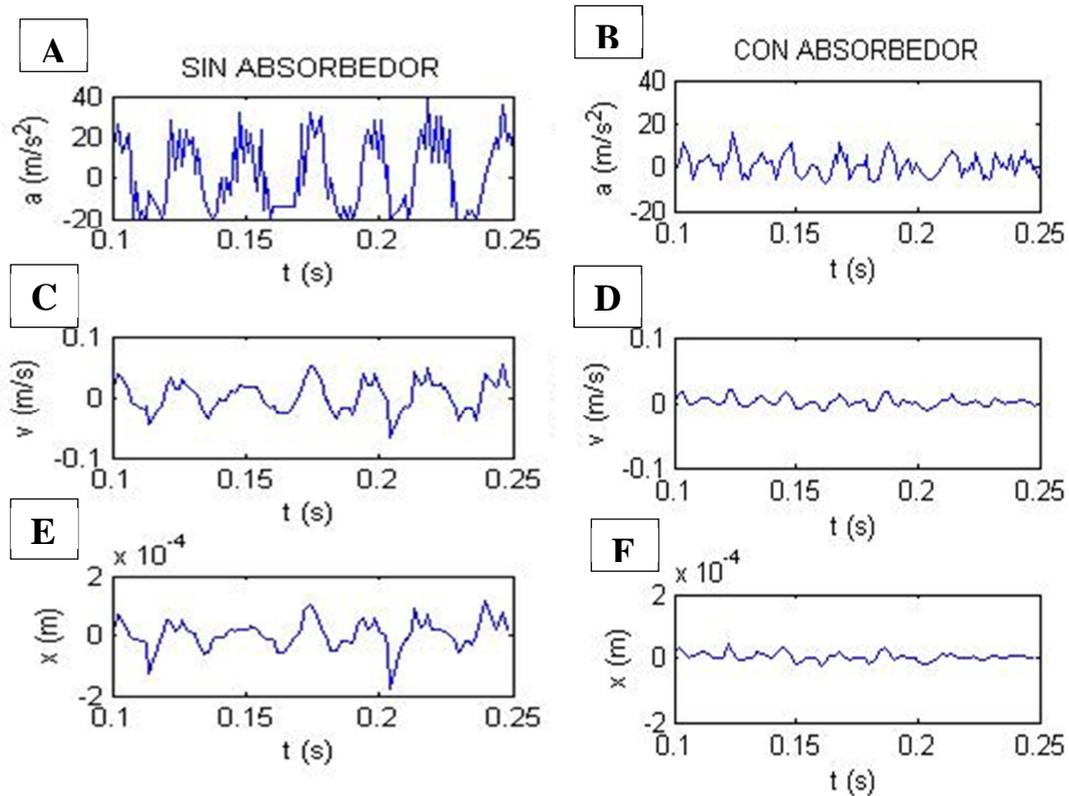


Figura. 59 Análisis L= 160 mm

Como se puede observar en la Figura. 59, las gráficas obtenidas no están bien definidas en su forma senoidal, eso se debe a que el equipo es básico y no cuenta con filtros apropiados para eliminar el ruido. Se selecciona este controlador por el presupuesto los datos y resultados tienen una confiabilidad del 95%.

En la Figura. 59, se puede apreciar que la vibración disminuye porque la amplitud de aceleración sin absorbedor diagrama A. está en un rango de [-30; 30], mientras que con absorbedor diagrama B, está en un rango de [-5; 10]

En el diagrama C y D, se puede apreciar que la vibración disminuye porque la amplitud de velocidad sin absorbedor está en un rango de [-0.1; 0.1] mientras que con absorbedor está en un rango de [-0.05; 0.05].

En el diagrama E y F, se puede apreciar que la vibración disminuye porque la amplitud de posición sin absorbedor la curva decrece en un rango de $[-2e-4; 2e-4]$, mientras que con absorbedor la curva es creciente en un rango de $[-0.1e-4; 0.1e-4]$.

6.5.6. ANÁLISIS SISTEMA IDEAL - SISTEMA REAL SIN ABSORBEDOR

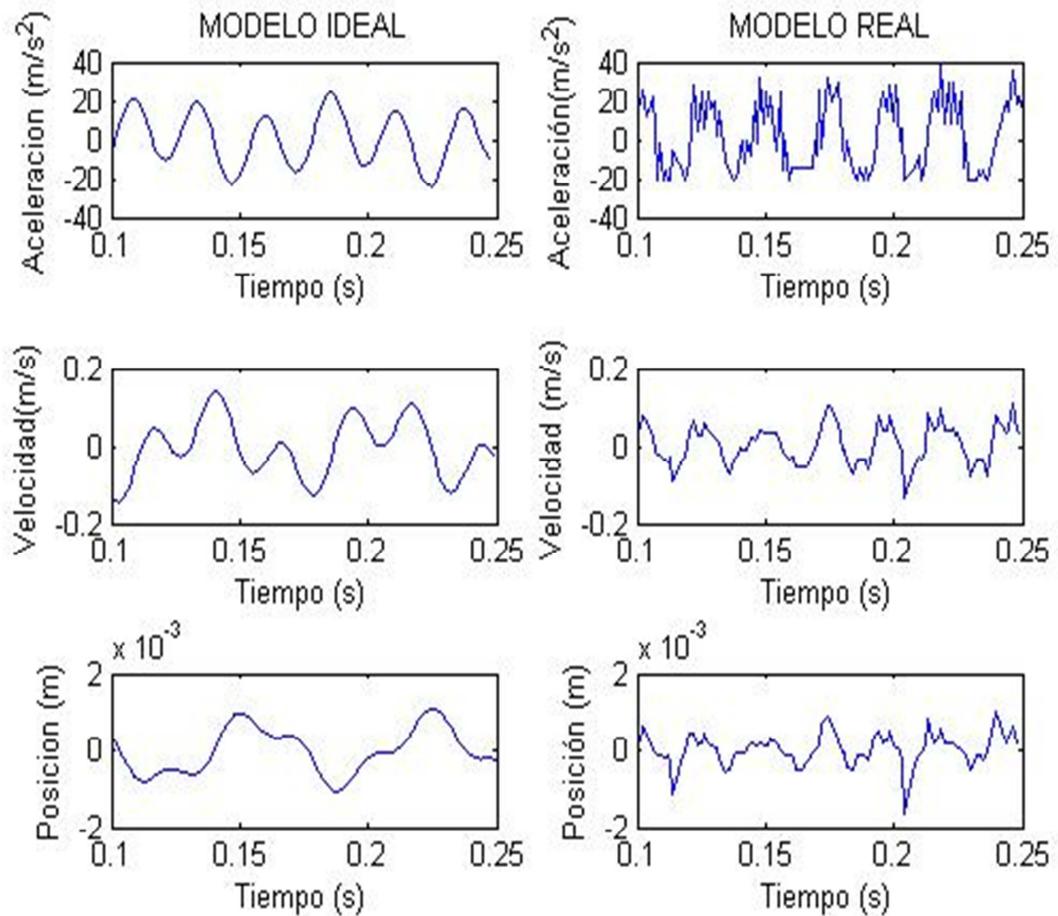


Figura. 60 Análisis Sin Absorbedor

6.5.6.1. Análisis Ideal

Las vibraciones forzadas se deben a la acción de una fuerza o desplazamiento externo al sistema, que actúa durante el movimiento, en primer lugar se tomó en cuenta la respuesta a una excitación armónica (fuerza o desplazamiento) de un sistema de 1 gdl.

Se considera un sistema de 1 gdl, sin amortiguamiento, que se excita con una fuerza externa armónica, que puede tener la forma de un seno o coseno, función de una única frecuencia ω . Para el desarrollo de la respuesta se ha elegido la fuerza excitadora como $F(t) = F_0 \sin(\omega t)$, donde F_0 representa la máxima amplitud de la fuerza aplicada.

Para este análisis se considera el caso ideal de un sistema no amortiguado, la ecuación que describe el movimiento es la Ec. 50.

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \sin(\omega t) \quad \text{Ec. 102}$$

La solución particular se obtiene por el método de los coeficientes indeterminados.

$$X_p(t) = A \sin(\omega t) + B \cos(\omega t) \quad \text{Ec. 102}$$

La respuesta general del sistema es:

$$x(t) = x_0 \cos(\omega_n t) + \left(\frac{x_0}{\omega_n} - r \frac{X_{est}}{1-r^2} \right) \sin(\omega t) + \frac{X_{est}}{1-r^2} \sin(\omega t) \quad \text{Ec. 103}$$

Válida siempre que $r \neq 1$ y $\omega \neq \omega_n$.

6.5.6.2. Análisis Real

La longitud en la que el absorbedor disminuye por completo la vibración es en $L=240\text{mm}$, a continuación se realiza el análisis teórico y experimental del Modelo Ideal vs el Modelo Real del sistema sin absorbedor.

Como se puede observar en la Figura. 60, las gráficas obtenidas no están bien definidas en su forma senoidal, eso se debe a que el equipo es básico y no cuenta con filtros apropiados para eliminar el ruido. Se selecciona este controlador por el presupuesto los datos y resultados tienen una confiabilidad del **95%**.

Se puede observar con facilidad que las gráficas del modelo Ideal y el modelo Real tienen el mismo comportamiento con la única diferencia que las gráficas reales presentan interferencia debido al ruido que el sistema de adquisición de datos. Los rangos en los que se trabajó tanto para el modelo ideal como para el modelo real son: Aceleración $[-30, 30]$, Velocidad $[-0.1, 0.1]$ y Posición $[-2 \times 10^{-4}, 2 \times 10^{-4}]$.

En el sistema ideal la amplitud puede ser un poco menor debido a la fricción que tiene el acelerómetro con el aire y otros factores que pueden influir en la toma de datos.

6.5.7. ANÁLISIS SISTEMA IDEAL - SISTEMA REAL CON ABSORBEDOR

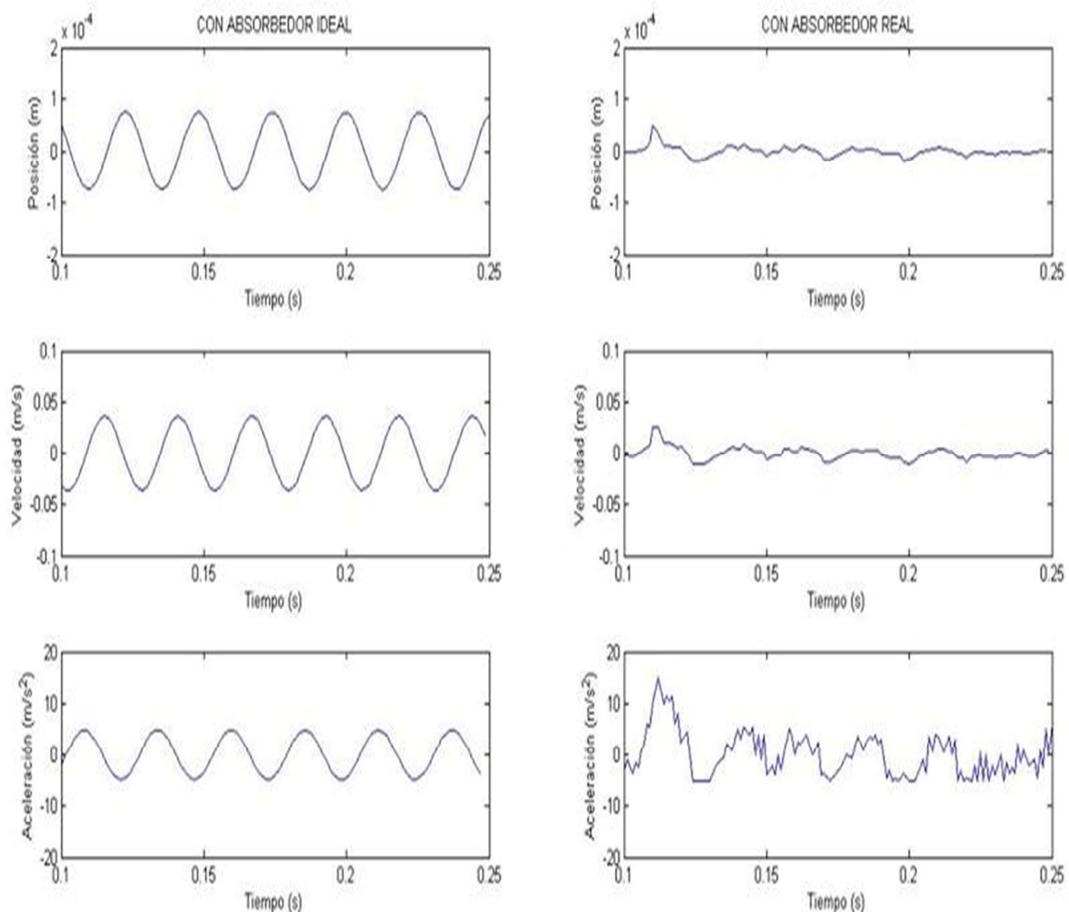


Figura. 611 Análisis Con Absorbedor

6.5.7.1. Sistema Ideal

El absorbente dinámico de vibraciones es un dispositivo mecánico que se usa para disminuir o eliminar la vibración mecánica indeseada, además el sistema absorbente de vibraciones consiste de un resorte – masa.

Al aumentar el Absorbedor dinámico de vibraciones el sistema que originalmente es de 1 gdl, se convierte en un sistema de 2 gdl.

Las ecuaciones de movimiento para la masa principal y para el absorbente son:

$$-k_1 x_1 + k_2(x_2 - x_1) + F_1 \sin(\omega_f t) = m_1 \ddot{x}_1 \quad \text{Ec. 104}$$

$$-k_2(x_2 - x_1) = m_2 \ddot{x}_2 \quad \text{Ec. 1019}$$

Para la excitación forzada, cada masa se moverá con la frecuencia de la función forzante:

$$x_1 = X_1 \sin(\omega_f t) \quad \text{Ec. 106}$$

$$x_2 = X_2 \sin(\omega_f t) \quad \text{Ec. 107}$$

Tanto X_1 como X_2 están determinados, si se conoce la magnitud de la función forzante $F(t) = F_1 \sin \omega_f t$.

$$X_1 = \frac{F}{k_1} \frac{\left(1 - \frac{\omega_f^2}{\omega_2^2}\right)}{\left(1 + \mu \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} - \frac{\omega_f^2}{\omega_1^2}\right) \left(1 - \frac{\omega_f^2}{\omega_2^2}\right) - \mu \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2}} \quad \text{Ec. 108}$$

$$X_2 = \frac{F}{k_1} \frac{1}{\left(1 + \mu \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} - \frac{\omega_f^2}{\omega_1^2}\right) \left(1 - \frac{\omega_f^2}{\omega_2^2}\right) - \mu \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2}} \quad \text{Ec. 109}$$

La absorción óptima se define como la cantidad de absorción que hace que la curva de respuesta sea casi plana entre la frecuencia natural.

6.5.7.2. Sistema Real

Según la Figura 61 se puede observar el modelo ideal vs el modelo real del sistema, donde se analiza que las gráficas tienen el mismo comportamiento, las mismas que se trataron como un sistema continuo es por esa razón que al momento de hacer el cálculo respectivo se toma en cuenta la masa equivalente m_{eq} y la rigidez equivalente k_{eq} .

$$m_{eq} = m_E + \frac{33}{140} m_V \quad \text{Ec. 110}$$

La rigidez del sistema será la relación entre la carga aplicada sobre la masa y el desplazamiento de la misma.

$$k_{eq} = \frac{3EI}{l^3}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_E + \frac{33}{140} m_V}}$$

Se puede observar con facilidad que las gráficas del modelo Ideal y el modelo Real tienen el mismo comportamiento con la única diferencia que las gráficas reales presentan interferencia debido al ruido que el sistema de adquisición de datos. Los rangos en los que se trabajó tanto para el modelo ideal como para el modelo real son: Aceleración [-3, 7], Velocidad [-0.03, 0.03] y Posición $[-0.5 \times 10^{-4}, 0.5 \times 10^{-4}]$.

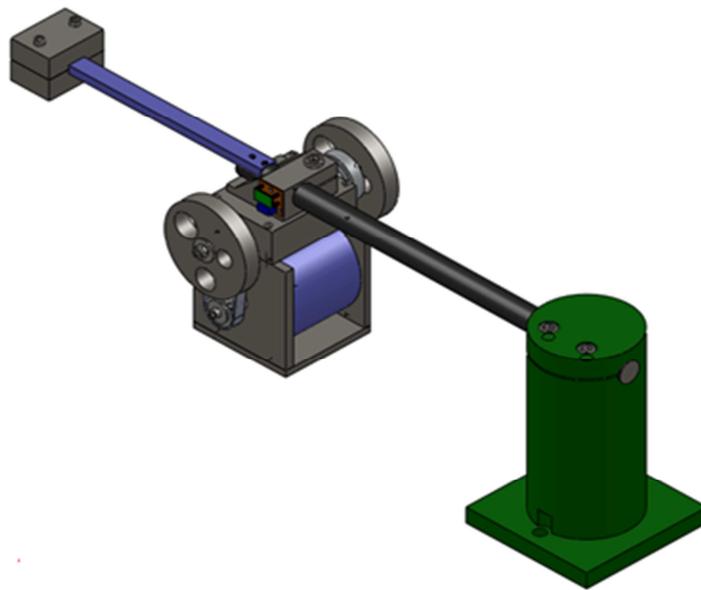
6.6. ELABORACIÓN DE MANUALES

6.6.1. MANUAL TÉCNICO

PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE UN ABSORBENTE

DINÁMICO DE VIBRACIONES

MANUAL TÉCNICO



Código del Equipo

AV – 01

Elaborado por:

Diana M. Andino Arcos

Karina M. Reyes Terán

1. INTRODUCCIÓN

El prototipo experimental de un absorbente dinámico de vibraciones, tiene como objetivo reducir las vibraciones que son producidas por un motor y su potencia es transmitida por medio de poleas dentadas.

2. PROPÓSITO

El propósito de este manual es mostrar los datos técnicos en cuanto al sistema desarrollado, para facilitar la modificación o actualizaciones del equipo, además está escrito principalmente para dar detalles sobre los elementos que conforman el equipo de vibración y las practicas que en el mismo se pueden realizar.

3. DESCRIPCIÓN

El equipo opera a 110 voltios AC, consta de un motor de encendido con capacitor, que tiene una potencia de $\frac{1}{4}$ Hp, y de 3500 rpm, trabaja con una frecuencia natural de 14.44 Hz, la relación de transmisión es de 1.5.

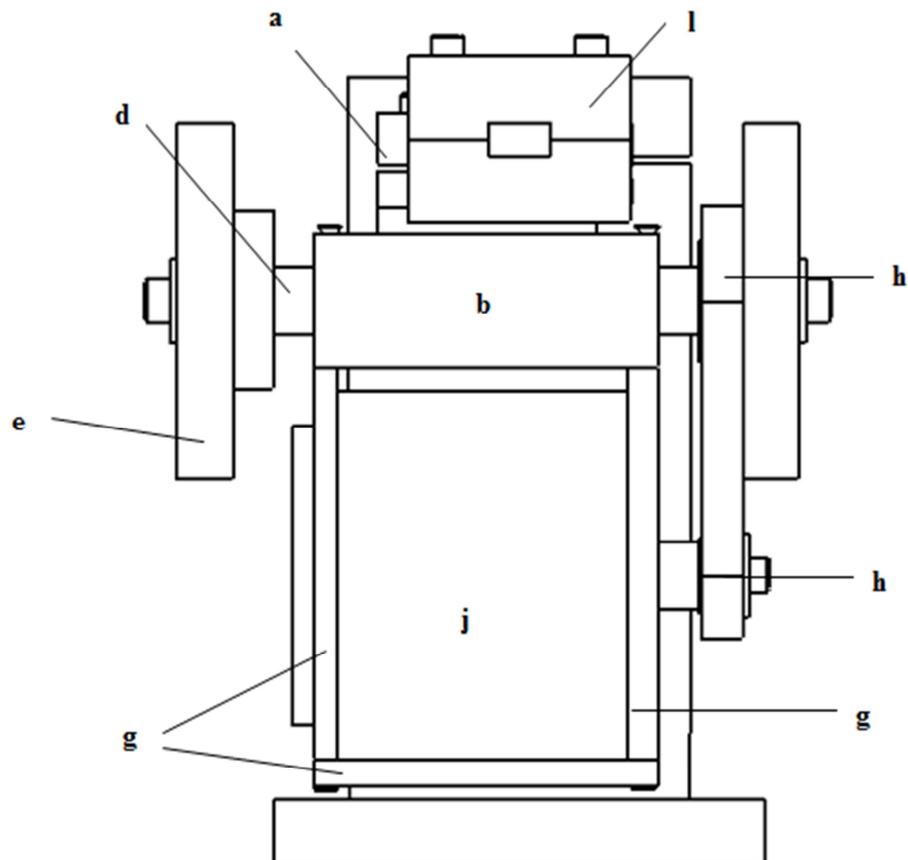
El prototipo experimental de un absorbente dinámico de vibraciones, cuenta con un moderno sistema de adquisición y visualización de datos, lo que facilita al estudiante en la toma de datos y realización de la práctica.

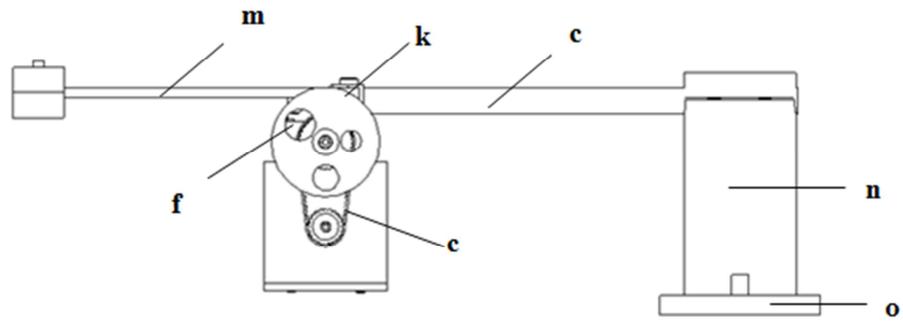
El sistema automatizado de datos está formado por 1 sensor de aceleración, un controlador ARDUINO, y la adquisición de datos se la realiza mediante el programa MatLab, para luego poder visualizar las diferentes curvas características de desplazamiento, velocidad y aceleración en el PC.

El cableado del sistema está protegido por una caja, la cual en su interior consta de: Controlador ARDUINO, Salida de reles para el controlador, un transformador y un contactor.

Se debe tener en cuenta el diagrama de conexión del controlador y la buena ubicación del sensor.

4. DIAGRAMA DEL EQUIPO

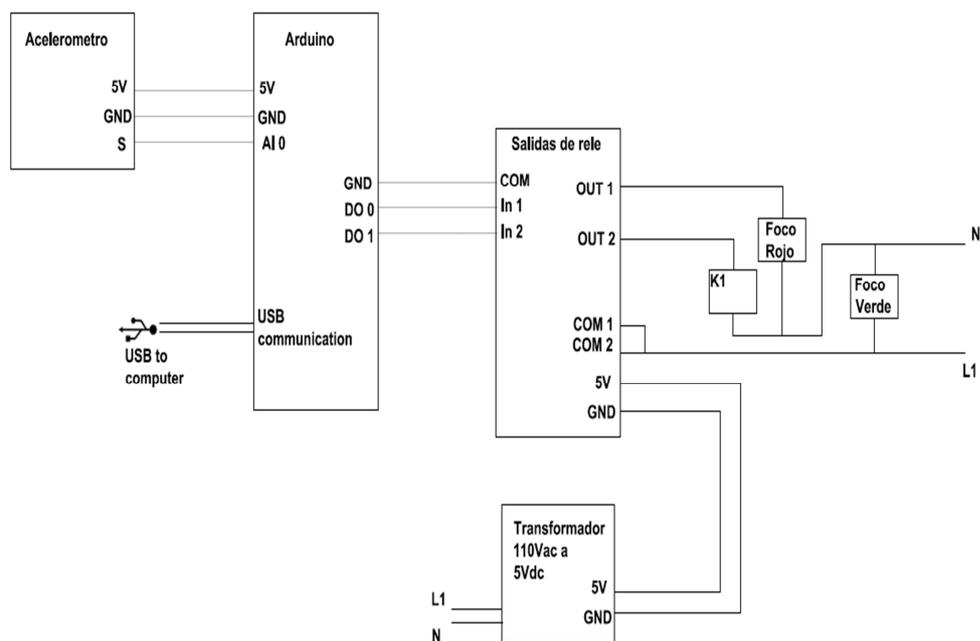




- a. Acople tubo
- b. Base absorbedor
- c. Viga
- d. Eje
- e. Discos de desbalance (2)
- f. Masas de desbalance (6)
- g. Placas motor (3)
- h. Poleas (2)
- i. Banda
- j. Motor
- k. Acelerómetro
- l. Absorbedor de vibraciones
- m. Viga absorbedor
- n. Base
- o. Soporte
- p. Controlador Arduino
- q. Salida de reles
- r. Transformador
- s. Contactador
- t. Luces

- u. Switch
- v. Conexión USB
- w. Computador
- x. Rodamientos (3)

○ DIAGRAMA DE CONEXIONES



○ OPERACIÓN

5.1. PROCEDIMIENTO DE ENCENDIDO

- Energizar el switch principal, para la alimentación de energía eléctrica hacia el equipo, ubicado en la entrada del Laboratorio de Mecanismos y Servomecanismos.
- Verificar visualmente alguna anomalía en el equipo, en el caso de encontrar alguna inconformidad comunicarla al Técnico Laboratorista.

- Encender el computador y correr el programa.
- Presionar el botón de inicio para que empiece la toma de datos, con las diferentes combinaciones:
 - ✓ Sin absorbedor de vibraciones.
 - ✓ Con absorbedor de vibraciones.
- Con las diferentes masas de desbalance (m_1 , m_2 , m_3).

5.2. PRECAUCIONES

- Utilizar la vestimenta y equipo adecuado, para asegurar la protección personal.
- No se apoye sobre el equipo
- No coloque las manos en el sensor (acelerómetro).
- Asegurarse que el controlador se encuentre en un lugar donde no haya vibración.
- Verificar si las distintas masas de desbalance se encuentran correctamente ajustadas.
- Tenga cuidado y recuerda que al encenderse por tercera vez la luz roja es señal que el equipo empieza su funcionamiento.

6.6.2. MANUAL DE MANTENIMIENTO

PLAN DE MANTENIMIENTO				
LABORATORIO DE MECANISMOS Y SERVOMECANISMOS  DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA	PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE UN ABSORBENTE DINÁMICO DE VIBRACIONES			Págs.: -
	Elaborado por: Diana Andino Karina Reyes			Código: AV-01
	Aprobado por: Ing. Hernán Lara Ing. Jaime Echeverría			
DECEM	Fecha: 28/10/2013	Código Máquina	AV-01	
ACCIONES PRELIMINARES AL MANTENIMIENTO:				
Utilizar equipo de protección industrial mandil, calzado de seguridad Apagar el equipo y desconectar el switch de suministro de energía y verificar.				
	ACCIÓN A REALIZARSE:	HERRAMIENTAS E INSUMOS:	TIEMPO	CÓDIGO
DESPUÉS DE CADA UTILIZACIÓN	Inspección visual del equipo en general, comunicar cualquier anomalía al responsable de laboratorio.		(3')	AV-01-DCU.01
	Limpiar las masas de desbalance y el absorbedor de vibraciones.	Franela	(3')	AV-01-DCU.02
TIEMPO TOTAL : 6 MIN				

SEMANALMENTE	Realizar una limpieza general del equipo.	Franela	(5')	AV-01-SEM.01
	Lubricar los rodamientos	Aceite Regal Oil R&O 68*	(5')	AV-01-SEM.02
	Calibrar el sensor (acelerómetro)		(5')	AV-01-SEM.03
TIEMPO TOTAL: 15 MIN				
ANUALMENTE	Verificar el funcionamiento del motor		(15')	AV-01-ANU.01
	Revisar el cableado del controlador que esté conectado adecuadamente.		(20')	AV-01-ANU.02
	Chequear la tensión en las bandas	Dinamómetro	(5')	MM-01-ANU.06
	Realizar una inspección y limpieza eléctrica : Contactores, Conectores y terminales.	Multímetro Spray limpia conectores	(15')	MM-01-ANU.07
TIEMPO TOTAL: 55 MIN				

6.7. ELABORACIÓN DE GUIA DE LABORATORIO

PRÁCTICA

TEMA: ABSORBEDOR DINÁMICO DE VIBRACIONES

1. OBJETIVOS:

- ✓ Estudiar el comportamiento de un sistema de dos grados de libertad con vibración forzada.
- ✓ Analizar el comportamiento de las diferentes curvas características (desplazamiento, velocidad y aceleración) al trabajar con el absorbedor de vibraciones.
- ✓ Observar y estudiar el fenómeno de resonancia.
- ✓ Estudiar y comprobar la funcionalidad del sistema absorbedor.

2. REVISIÓN TEÓRICA:

En esta práctica se estudiarán sistemas de dos grados de libertad con vibración forzada. Básicamente se trata de un sistema de un grado de libertad, al que se le acoplará un segundo grado de libertad.

Cuando la frecuencia de excitación coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, ocurre resonancia, en cuyo caso se tiene como consecuencia oscilaciones de grandes magnitudes. Teniendo en cuenta este fenómeno, un equipo que opera a una frecuencia cercana a la resonancia, transmite una fuerza excesiva a sus soportes, y por lo tanto pueden crearse daños sobre la misma.

A fin de minimizar este efecto, entonces se usa un “*absorbedor dinámico*”, el cual consiste en un sistema vibratorio relativamente pequeño, que se acopla a la masa principal (M), cuya frecuencia natural coincide con la

frecuencia de excitación; por consiguiente, ya no habrá una fuerza neta que actúe sobre el sistema original y cesará su vibración.

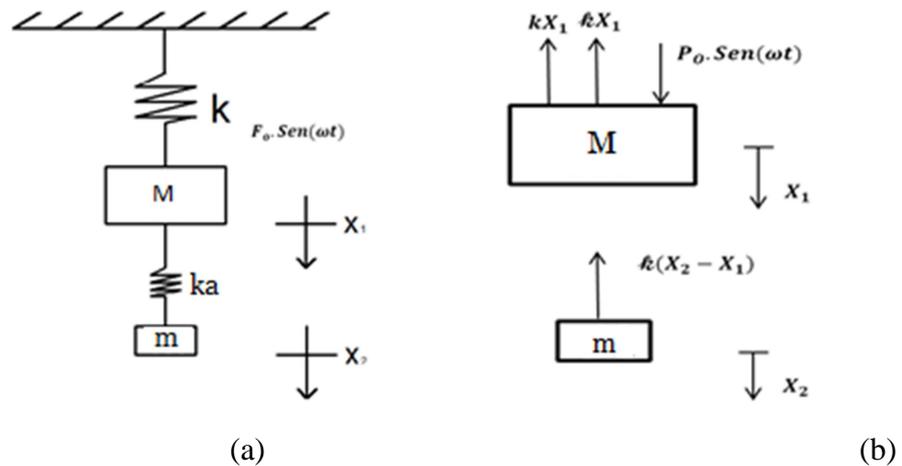


Figura 1.1 Modelo mecánico de un absorbedor dinámico.

Por lo tanto, al acoplar un segundo sistema al inicial, se tendrá un nuevo sistema mecánico de dos grados de libertad, es decir, es decir, un sistema cuya posición geométrica debe expresarse en cualquier instante con dos variables.

Este sistema de dos grados de libertad estará gobernado por las ecuaciones:

Ec.1.1

Ec.1.2

Asumiendo que las masas tendrán un movimiento armónico con una frecuencia igual a la de perturbación, es decir:

Se llega a tener:

Ec.1.3

Ec.1.4

Para expresar en forma adimensional se hacen necesarias las siguientes definiciones:

$$X_{st} = \frac{F_0}{k} \rightarrow \text{Deformación estática del sistema principal.}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k}{m}} \rightarrow \text{Frecuencia natural del absorbedor.}$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k}{M}} \rightarrow \text{Frecuencia natural del sistema principal.}$$

$$\beta = \frac{m}{M} \rightarrow \text{Relación de masas.}$$

Reacomodando las ecuaciones anteriores se escriben:

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{1 - (\omega/\omega_2)^2}{[1 - (\omega/\omega_2)^2][1 + (k/k) - (\omega/\omega_2)^2] - k/k} \quad \text{Ec.1.5}$$

$$\frac{X_2}{X_{st}} = \frac{1}{[1 - (\omega/\omega_2)^2][1 + (k/k) - (\omega/\omega_1)^2] - k/k} \quad \text{Ec.1.6}$$

Suponer el caso en que $\omega_2 = \omega$, es la primera ecuación, se deduce que la masa (M) permanece estática, es decir sin movimiento, mientras que de la masa segunda se obtiene:

$$X_2 = -\frac{k}{k} X_{st} = -\frac{F_0}{k} \quad \text{Ec.1.7}$$

En resumen, se desprende que al hacer cumplir esta condición, el sistema principal, sujeto a una frecuencia perturbadora, no está sujeto a los esfuerzos de la vibración, y en su lugar el sistema secundario, acoplado al principal es el que sufrirá los efectos de la vibración.

3. TRABAJO PRELIMINAR:

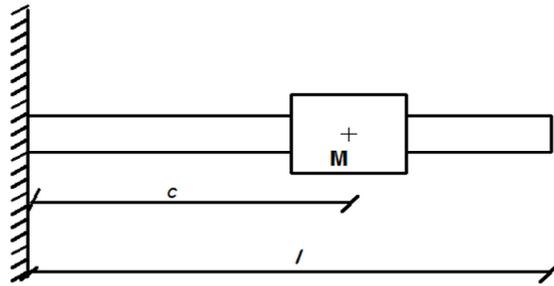
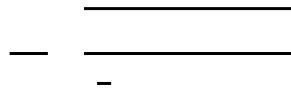


Figura 1.2 Viga en cantiliver con una masa

La viga en cantiliver con una masa uniformemente distribuida; además de masa (M) puntual concentrada.

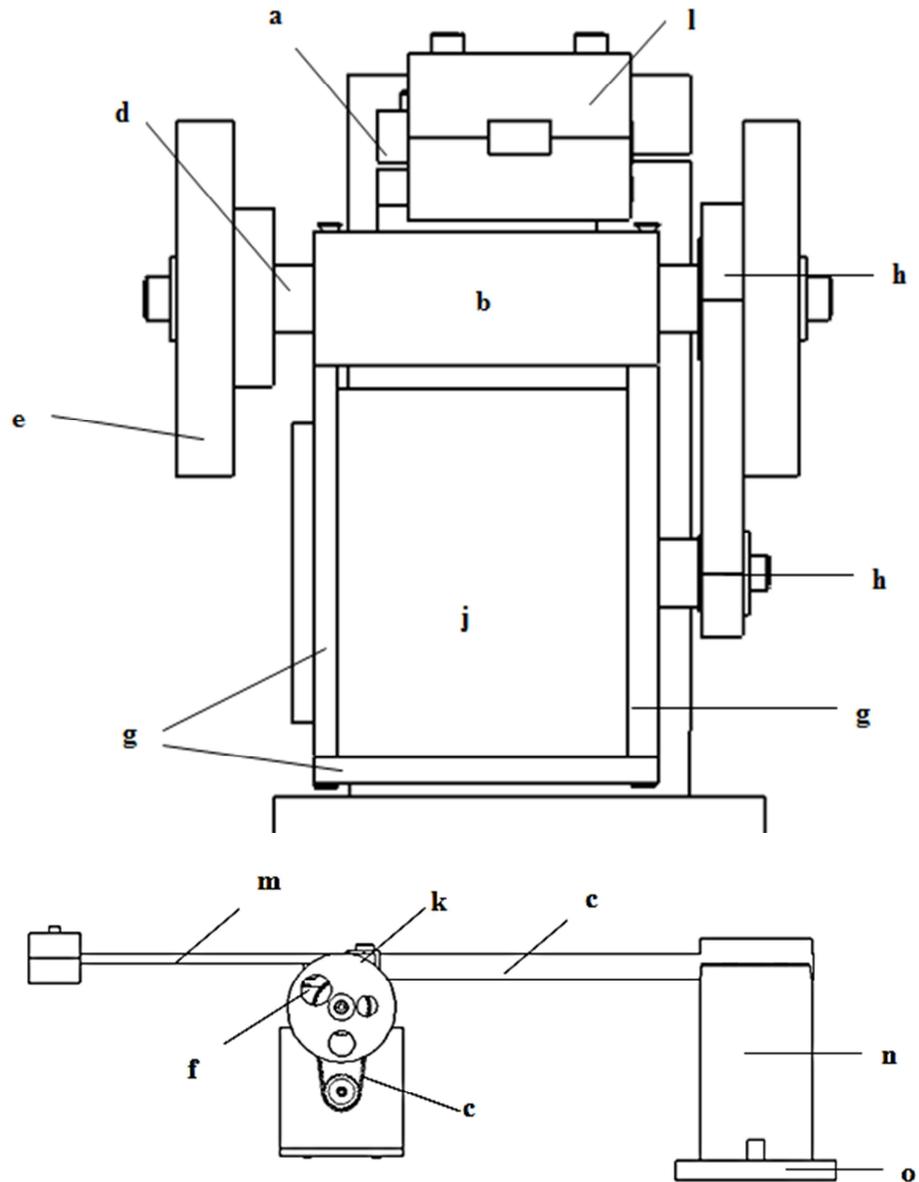
- Determinar la frecuencia natural de vibración del sistema mostrado en la Figura 1.2, utilizando algún método energético.



4. EQUIPO E INSTRUMENTACIÓN

- Viga $\phi = 25$ mm.
- Motor y discos desbalanceados.
- Unidad de control del motor.
- Absorbedor dinámico de vibraciones.
- Pesos.
- Flexómetro.
- Sensor (acelerómetro).
- Computador.
- Software de Adquisición de datos.

5. ESQUEMA DEL EQUIPO



- a. Acople tubo
- b. Base absorbedor
- c. Viga
- d. Eje
- e. Discos de desbalance (2)

- f. Masas de desbalance (6)
- g. Placas motor (3)
- h. Poleas (2)
- i. Banda
- j. Motor
- k. Acelerómetro
- l. Absorbedor de vibraciones
- m. Viga absorbedor
- n. Base
- o. Soporte
- p. Controlador Arduino
- q. Salida de reles
- r. Transformador
- s. Contactor
- t. Luces
- u. Switch
- v. Conexión USB
- w. Computador
- x. Rodamientos (3)

6. OPERACIÓN

6.1. PROCEDIMIENTO DE ENCENDIDO

- Energizar el switch principal, para la alimentación de energía eléctrica hacia el equipo, ubicado en la entrada del Laboratorio de Mecanismos y Servomecanismos.
- Verificar visualmente alguna anomalía en el equipo, en el caso de encontrar alguna inconformidad comunicarla al Técnico Laboratorista.
- Encender el computador y correr el programa.
- Presionar el botón de inicio para que empiece la toma de datos, con las diferentes combinaciones:
 - ✓ Sin absorbedor de vibraciones.
 - ✓ Con absorbedor de vibraciones.
- Con las diferentes masas de desbalance (m_1 , m_2 , m_3).



Figura 1. Empotramiento de la viga

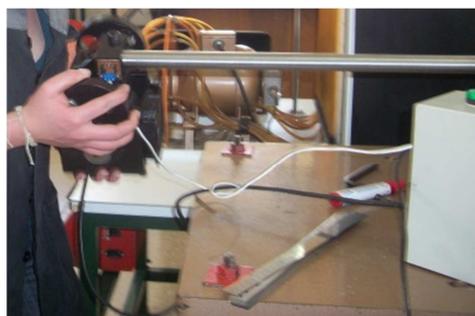


Figura 2. Instalación del equipo sobre la viga



Figura 3. Instalación del absorbedor de vibraciones



Figura 4. Instalación del sensor sobre el acople de la viga

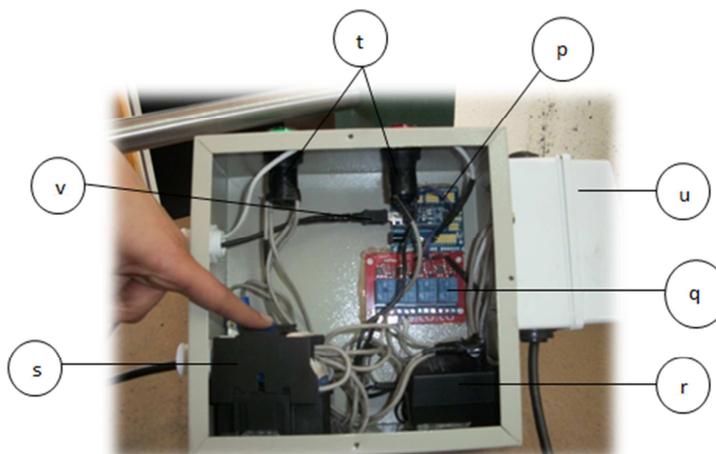


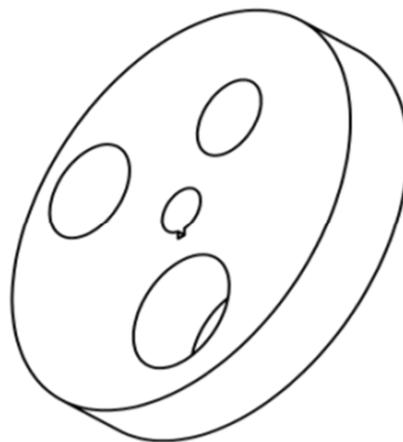
Figura 5. Instalación del sistema de adquisición de datos

6.2. PRECAUCIONES

- Utilizar la vestimenta y equipo adecuado, para asegurar la protección personal.
- No se apoye sobre el equipo
- No coloque las manos en el sensor (acelerómetro).
- Asegurarse que el controlador se encuentre en un lugar donde no haya vibración.
- Verificar si las distintas masas de desbalance se encuentran correctamente ajustadas.
- Tenga cuidado y recuerda que al encenderse por tercera vez la luz roja es señal que el equipo empieza su funcionamiento

6. PROCEDIMIENTO

1. Determinar la frecuencia natural del sistema principal.
2. Para la frecuencia forzada de operación del motor, se debe variar la longitud de la masa hasta encontrar la posición en la cual desaparece la vibración de la viga principal; determinar la amplitud de vibración.
3. Repetir el mismo proceso para distintas masas de los discos de desbalance.



Disco de Desbalance´

8. CÁLCULOS Y GRÁFICOS

- Calcular el momento de inercia de la masa del absorbedor del cantiliver con los datos de la Tabla # 1.
- Determinar la longitud óptima desde el centro del sistema hasta la ubicación de la masa en cantiliver considerando la amplitud de vibración mínima.
- Obtener la longitud teórica mediante la fórmula investigada para el trabajo previo respectivo.
- Comparar los valores de longitudes experimental y teórica determinar los errores porcentuales.
- Graficar la amplitud de vibración en función de cada una de las longitudes experimental para el valor de frecuencia.

9. FÓRMULAS

- Desbalance

$$U = m\omega^2$$

- Inercia

$$I = \frac{1}{12}bh^3$$

- Error Porcentual:

$$\varepsilon\% = \frac{\text{long teórica} - \text{long exp}}{\text{long teórica}} 100\%$$

10. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y GRÁFICOS

- Analizar estadísticamente los resultados y gráficos obtenidos.
- Comentar sobre el método experimental y el equipo e instrumental utilizando para el presente experimento.
- Analizar las causas posibles de errores y clasificarlos de acuerdo a la teoría.
- Comparar los resultados experimentales con los teóricos; explicar en forma idónea las posibles diferencias.

11. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

12. BIBLIOGRAFÍA

- S. Graham Kelly, Mechanical Vibrations, Theory and Applications, CENGAGE Learning.
- Singiresu S. Rao, Vibraciones Mecánicas, Quinta Edición.
- Balakumar Balachandran – Edward B. Magrab, Vibrations, Segunda Edición.

6.8. ANÁLISIS DE COSTOS

Mediante el siguiente análisis económico se podrá establecer y realizar un análisis para determinar la factibilidad y rentabilidad del proyecto. Se empieza realizando una estimación económica del costo total del proyecto, lo cual se detalla a continuación.

6.8.1. COSTOS INDIRECTOS

Los costos indirectos, son gastos que no influyen directamente en el costo del bien. Son aquellos en los cuales se ha tenido que incurrir para poder finiquitar con el proyecto.

6.8.1.1. Asesoramiento

Tabla. 41 Recursos indirectos

MISCELANEOS - VARIOS	
DESCRIPCIÓN	COSTO (USD)
Útiles de oficina	100
Transporte	300
Servicios básicos	300
Internet	50
Impresiones	80
Copias	70
Total	900

6.8.2. COSTOS DIRECTOS

Los costos directos o de contribución son aquellos que se han realizado en función de poner en marcha el proyecto.

6.8.2.1. Diseño e Ingeniería

6.8.2.2. Materiales para la construcción y montaje del equipo

Tabla. 42 Construcción y Montaje

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE				
ORD	CANT	MATERIALES	V. UNIT	TOTAL
1	1	Motor 1/4 HP	50.00	50.00
2	1	Banda120 XL 037	3.30	3.30
3	1	Placa de acero de 120x117x7 mm	5.50	5.50
4	1	Placa de acero de 110x120x8 mm	4.80	4.80
5	1	Placa de acero de 120x117x10 mm	6.00	6.00
6	1	Placa de acero de 84x110x40 mm	17.00	17.00
7	2	Placas de acero de 71x50x25 mm	13.50	27.00
8	1	Placa de acero de 74x70x36 mm	15.5	15.50
9	1	Eje de acero de 12x197 mm	1.5	1.50
10	1	Eje de acero diam. 25.4x600 mm	25	25.00
11	1	Eje de acero de diam. 20x21 mm	3.5	3.50
12	1	Eje de acero diam. 25x21 mm	5.3	5.30
13	1	Eje de acero de diam. 30x21 mm	8	8.00
14	2	Ejes de acero de diam. 106 x18 mm	21.5	43.00
15		Pintura	10	10.00
16		Galvanizado	10	10.00
17	2	Ejes de Aluminio de 55 x 30 mm	7.50	15.00
18	10	Prisioneros	0.25	2.50
19	18	Pernos	0.25	4.50
20	1	Spray	2.00	2.00
21	1	Regla	1.00	1.00
22	1	Pegamento	2.00	2.00
23	1	Barra Rectangular de 10x20x300 mm	5.00	5.00
24	1	Eje de Aluminio de 40 x 30 mm	6.50	6.50
25	3	Rodamientos de 12 mm	3.50	10.50
26	1	Eje de acero de diam. 114 x 240 mm	70.00	70.00
27	1	Placa acero de 160 x160 x 20 mm	14.00	14.00
28	1	Eje de acero de diam. 110 x 240 mm	80.00	80.00
29	1	Placa de 160 x 160 mm	15.00	15.00
			TOTAL	463.40

6.8.2.3. Construcción y Ensamblaje

Tabla. 43 Remuneración mano de obra directa en la construcción

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE		
MANO DE OBRA Y REMUNERACIONES		
Remuneraciones Profesionales	800	800
Remuneraciones a Estudiantes	200	400
Total (USD)	1200	

6.8.2.4. Materiales y equipos para la adquisición de datos

Tabla. 44 Materiales y equipos para la adquisición de datos

ORD	Cant.	Descripción	V. Unitario	Total
1	1	Controlador ARDUINO	50,00	50,00
2	1	Salida Rele del motor	20,00	20,00
3	1	Contactora	20,00	20,00
4	5	Cables	10,00	10,00
5	1	Fuente	5,00	10,00
6	1	Caja del sistema	25,00	25,00
7	1	Acelerometro	80,00	80,00
8	1	Placa sensor	10,00	10,00
9	1	Protección Eléctrica	15,00	15,00
TOTAL (USD)				250

Tabla. 45 Costos Totales

COSTOS INDIRECTOS	
MISCELÁNEOS	900
COSTOS DIRECTOS	
MATERIALES PARA LA CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL EQUIPO	463.4
CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL EQUIPO	1200
MATERIALES Y EQUIPOS PARA LA ADQUISICION DE DATOS	250
IMPREVISTOS (5% de la suma de costos directos e indirectos)	140.67
TOTAL	2954.07

CAPITULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES

- No se trabajó en el rango de resonancia, ni cerca de ella para evitar la falla del sistema, porque existe un tiempo prudencial para que se estabilice y en ese tiempo exista un comportamiento regular.
- Se concluyó que un acelerómetro es más confiable para determinar aceleración y velocidad, para el valor de la frecuencia aplicada en el proyecto.
- Con un analizador de vibraciones de marca registrada con certificación técnica internacional se validaría con mayor exactitud el desempeño del analizador de vibraciones.
- El sistema de adquisición de datos fue adquirido por razones de presupuesto es por eso que las gráficas no están bien definidas y pierden su tendencia por el ruido no controlado.
- En los resultados se observa que el Absorbedor Dinámico de Vibraciones disminuye la magnitud de deformación de la viga y en la longitud óptima disminuye en su totalidad la vibración.

7.2. RECOMENDACIONES

- Mejorar el sistema de adquisición de datos seleccionando el equipo de mayor rango y mejor precisión

- Se recomienda hacer una instalación en red para el sistema de Adquisición de Datos en la gran mayoría de equipos que se encuentran automatizados en el laboratorio de mecanismos
- Es recomendable que para cada práctica que se va a realizar, el desbalance debe ser de la misma magnitud y estar en la misma posición para evitar el desfase.
- Se recomienda que teóricamente la medida obtenida en los datos de la Adquisición de Datos es menos confiable tanto en velocidad y desplazamiento.

REFERENCIAS

- [1], [2] MC- 2415; Universidad Simón Bolívar.
- [3] Universidad de Navarrens; Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales; Sistema de 2 Grados de Libertad.
- [4], [5], [6], [7] Universitas Navarrens; Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales; Control de Vibraciones.
- [8] Elementos flexibles para generar movimiento, Androw De Jesus Valles.
- [9], [10] Ingemecánica, tecnología mecánica y de formación, correas de transmisión.
- [11] Similitudes Lineal-Rotacional, M Olmo R Nave.
- [12] Marion, Jerry B. (1996). Dinámica clásica de las partículas y sistemas. Barcelona: Ed. Reverté.
- [13], [14] Mechanical vibration - Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state - Part 1: Specification and verification of balance tolerances.
- [15] Pallás Areny, Ramón: "Adquisición y Distribución de Señales". Editorial Marcombo.
- [16] Vibraciones en sistemas mecánicos ME-754, Dr. Ing. Rodrigo Pascual J. Dpto. Ing. Mecánica, U. de Chile.

- [17] Universidad Simón Bolívar. Departamento de Mecánica. Valle de Sartenejas. Baruta Apartado Postal 89000 Caracas 1080-A Venezuela; Víctor Rastelli, Nila MoNtbrúN, Boris Bossio.
- [18] Centro de Tesis, Documentos, Publicaciones y Recursos Educativos; Irazu Rivadeneira.
- [19] Laboratorio de Vibraciones dinámicas, Universidad Simón Bolívar
- [20] Universidad Simón Bolívar. Departamento de Mecánica. Valle de Sartenejas. Baruta Apartado Postal 89000 Caracas 1080-A Venezuela; Víctor Rastelli, Nila MoNtbrúN, Boris Bossio.
- [21] Vibraciones, Balakumar Balachandran, Edward B. Magrab Thomson.
- [22] Vibraciones en sistemas mecánicos ME-754, Dr. Ing. Rodrigo Pascual J. Dpto. Ing. Mecánica, U. de Chile, Edición Santiago, Chile abril 2004
- [23] Marion, Jerry B. (1996). Dinámica clásica de las partículas y sistemas. Barcelona: Ed. Reverté;
http://es.wikipedia.org/wiki/Oscilador_arm%C3%B3nico
- [24] CATALOGO DE POLEAS DE MARTIN; Sección K;
Pág. K-5.
- [25] Ingemecánica, tecnología mecánica y de formación, correas de transmisión, Anexo #3.

- [26] Línea Industrial de distribuciones, Pol. Golparc. 34-38.
- [27] Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Richard G. Budynas y J. Kith Nisbett Octava Edición
- [28] Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Richard G. Budynas y J. Kith Nisbett Octava Edición
- [29] Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Richard G. Budynas y J. Kith Nisbett Octava Edición.
- [30] Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Richard G. Budynas y J. Kith Nisbett Octava Edición
- [31] José Roldan; Prontuario de mecánica Industrial aplicada, editorial para NINFO, pag 168.
- [32] Diseño de Elementos de máquinas Robert L. Mott, P.E Cuarta edición.
- [33], [34] Ingemecánica, Estudio y Tipología de las Uniones Atornilladas
- [35] Ingemecánica, tecnología mecánica y de formación, correas de transmisión, Anexo #1.
- [36] Rodamientos en las transmisiones, A. Flores/R. López
- [37] Catálogo de Rodamientos FAG.
- [38], [39] Diapositivas Ing. Luis Echeverría.

- [40] Stark, H. et al. Modern Electrical Communications: analog, digital, and optical systems. Prentice-Hall. Englewood Cliffs, NJ, 2a ed.(1988).

BIBLIOGRAFÍA

Bolívar, U. S. (s.f.). MC-2415.

Catálogo de poleas de Martin . (s.f.).

Catálogo de Rodamientos FAG. (s.f.).

distribución, L. I. (s.f.). www.lindis.com.

Flores/R.López, A. (s.f.). Rodamientos en las transmisiones.

Ingemecánica tecnología mecánica y de formación, c. d. (s.f.).

<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>.

J., D. I. (s.f.). Vibraciones en sistemas mecánicos ME-754.

Marion, J. B. (s.f.). Dinámica Clásica de las partículas y sistemas. Barcelona.

Mecánica, I. (s.f.).

www.ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html#seccion3.

Mechanic Vibration - Balance quality requirements for rotors. (s.f.).

NAvarrensis, U. d. (s.f.). Sistema de 2 Grados de Libertad.

Nave, M. O. (s.f.). Similitudes Lineal - Rotacional.

Nisbett, S. R. (s.f.). Diseño de Ingeniería Mecánica .

Pallás Areny, R. (s.f.). Adquisición y distribución de señales.

Rivadeneira., I. (s.f.). Centro de tesis.

Roldan, J. (s.f.). Prontuario de mecánica industrial aplicada.

Stark, H. (1988).

<http://www.aiu.edu/publications/student/spanish/Comunicacion%20de%20Sistemas.html>.

VAlles, A. D. (s.f.). Elementos flexibles para generar movimiento.

Víctor Rastelli, N. M. (s.f.). Universidad Simón Bolívar. Venezuela, Caracas.

Stark, H. et al. Modern Electrical Communications: analog, digital, and optical systems. Prentice-Hall. Englewood Cliffs, NJ, 2a ed.(1988).