



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

INGENIERÍA MECÁNICA

**Seminario DE Graduación 2010 Previo a la Obtención del
Título de Ingeniero Mecánico**

TEMA:

**“ESTUDIO DE PRODUCCIÓN EN LA FÁBRICA DE BLOQUES VIRGEN
DEL CISNE Y SU INCIDENCIA EN LA PRODUCTIVIDAD DE LA
EMPRESA.”**

AUTOR: CLAUDIO PAUL QUISPE GALLO

TUTOR: ING. MARIA BELEN RUALES

Ambato – Ecuador

2011

CERTIFICACIÓN

Yo, Ingeniera María Belén Rúales certifico que el trabajo de investigación sobre el tema: “ESTUDIO DE PRODUCCIÓN EN LA FÁBRICA DE BLOQUES VIRGEN DEL CISNE Y SU INCIDENCIA EN LA PRODUCTIVIDAD DE LA EMPRESA.” de Claudio Paul Quispe Gallo, estudiante de la carrera de Ingeniería Mecánica, de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, de la Universidad Técnica de Ambato, considero que el informe investigativo reúne los requisitos suficientes para que continúe con los trámites y consiguiente aprobación de conformidad, con el reglamento de Graduación de Pregrado de la Universidad Técnica de Ambato.

Ambato Agosto ,2011

Ing. María Belén Ruales
TUTOR

AUTORÍA DE LA TESIS

Yo, el Sr. Claudio Paul Quispe Gallo, declaro que el trabajo investigativo aquí descrito es de mi autoría; que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

Que los criterios emitidos en el trabajo de investigación, contenidos, ideas, análisis, conclusiones y propuesta son de exclusiva responsabilidad de mi persona, como autora del presente trabajo de grado.

Ambato, Agosto del 2011

Paul Quispe G.
Egresado de la Carrera de Ingeniería Mecánica

DEDICATORIA

El presente trabajo va dedicado a Dios por haberme dado la sabiduría para guiar en el camino del bien, la inteligencia para saber escuchar las críticas y consejos de los demás las virtudes y fortalezas para sobreponerme a las adversidades, por iluminarme el camino de mi vida en cada momento. Por eso te doy las gracias Dios, deseando que me bendigas en todo momento como profesional y como persona, para saber cuando estoy en el camino del bien y darme la sabiduría para alejar del camino del mal.

A mis padres quienes son los verdaderos artífices de este logro de mi vida, quienes con sus consejos, enseñanzas supieron guiarme por este camino hacia el éxito, con su trabajo, dedicación y paciencia. A mis hermanos por ser un pilar fundamental en la vida. A ellos les dedico el fruto del estudio que es la mejor herencia que los padres pueden dejar a sus hijos, por eso mil gracias.

Y a todas aquellas personas que pasaron en la vida amigos, compañeros, etc, quienes de una u otra manera supieron darme consejos, frases de aliento, apoyo moral, para poder alcanzar el éxito después de una ardua carrera de estudios he logrado culminar.

AGRADECIMIENTO

Expresar un profundo agradecimiento a Dios, primeramente por haberme guiado durante toda mi vida estudiantil, fortaleciéndome cada día.

A mis padres, hermanos por creer y en mis capacidades y apoyarme para así alcanzar el éxito tan anhelado en mi vida el de convertirme en un profesional y persona de bien.

Un sincero agradecimiento a la Universidad Técnica de Ambato, a la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica por brindarme el conocimiento de sus docentes, guiarme con sus enseñanzas, y prepararme para el futuro como profesional para así saber defenderme de las adversidades de la vida laboral, en especial al docente tutor, por su desempeño, su permanente ayuda, sus conocimientos, me permitieron realizar este trabajo.

A. PÁGINAS PRELIMINARES

PÁGINA DE TITULO O PORTADA.....	I
PÁGINA DE APROBACION DEL TUTOR	II
PÁGINA DE AUTORIA DE LA TESIS	III
PÁGINA DE APROBACION DEL TRIBUNAL	IV
PÁGINA DE DEDICATORIA	V
PÁGINA DE AGARADECIMIENTO.....	VI
INDICE GENERAL.....	XII
INDICE DE CUADROS GRÁFICOS	XIII
RESUMEN EJECUTIVO	XVI

B. TEXTO: INTRODUCCION

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1. TEMA	1
1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.2.1. CONTEXTUALIZACIÓN.....	1
1.2.2. ANÁLISIS CRÍTICO	2
1.2.3. PRÓGNOSIS.....	3
1.2.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	3
1.2.5. INTERROGANTES	4
1.2.6. DELIMITACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN.....	4
1.2.6.1. DELIMITACIÓN TEMPORAL	4
1.2.6.2. DELIMITACIÓN ESPACIAL	4
1.2.6.3. DELIMITACIÓN DE CONTENIDO	4
1.3. JUSTIFICACIÓN	4
1.4. OBJETIVOS	5
1.4.1. OBJETIVOS GENERAL	5
1.4.2. OBJETIVO ESPECÍFICO	6

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2. 1	ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS.....	7
2. 2	FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.....	8
2.2.1	PROCESO DE PRODUCCIÓN	8
2.2.2	PRODUCTIVIDAD.....	9
2.2.3	MÁQUINA PARA HACER BLOQUES	9
2.2.4	PROCESO DE ELABORACIÓN DE BLOQUES	10
2.2.5	ANÁLISIS DEL PROCESO ²	10
2.2.6	MANEJO DE MATERIALES.....	11
2.2.7	CONTROL DE PRODUCCIÓN	11
2.2.8	ADMINISTRACIÓN DE LA PRODUCCIÓN / OPERACIONES	12
2.2.9	FUNCIÓN DE LA PRODUCCIÓN EN LA EMPRESA.....	12
2.2.10	RESPONSABILIDADES DEL ADMINISTRADOR DE LA PRODUCCIÓN	13
2.2.11	TIEMPOS Y MOVIMIENTOS	15
	ESTUDIO DE TIEMPOS	16
	TIEMPOS PREDETERMINADOS.....	16
	TIEMPOS ESTÁNDAR	16
2.2.12	GESTIÓN DE CALIDAD	17
	CONTROL DE CALIDAD	17
2.2.13	INGENIERÍA MECÁNICA.....	18
	DISEÑO PARA CARGAS ESTÁTICAS.....	20
2.2.13.2	SISTEMAS DE ELEVACIÓN Y TRANSPORTE.....	21
	MECANISMOS.....	21
2.2.13.3	TRANSPORTADORES DE RODILLOS.....	21
	a. Transportadores de rodillos por gravedad.....	21
	b. Transportadores de rodillos con movimiento inducido	21
2.2.13.4	SISTEMA DE ELEVACIÓN POR CANGILÓN.....	22
2.2.13.5	POLEAS.....	24
2.2.13.6	BANDA O CINTA TRANSPORTADORA ⁶	24
	TIPOS PRINCIPALES DE BANDAS TRANSPORTADORAS	26
	BANDAS TEXTILES	26
	DENOMINACIÓN DE LAS BANDAS TEXTILES.....	27
	Tipos de Textiles.....	27
	DESCRIPCIÓN DE TIPOS DE BANDAS TEXTILES	29
	BANDAS TEXTILES LISAS	29
	RODILLOS.....	29

TAMBOR MOTRIZ.....	29
CRITERIOS DE DISEÑO DE BANDAS TRANSPORTADORAS	29
MATERIAL A TRANSPORTAR.....	30
CAPACIDAD DE TRANSPORTE VOLUMÉTRICA IM	32
2.2.13.7 POTENCIA DE ACCIONAMIENTO DE LA BANDA	33
N1.- Potencia necesaria para mover la banda descargada	33
N2.- Potencia para vencer las resistencias de rozamiento al movimiento de la carga.....	34
N3.- Potencia necesaria para elevar la carga	34
Nt .- Potencia necesaria para accionar descargas intermedias	34
Tensión máxima (T _{máx})	36
Configuración de las estaciones, paso y distancias de transición.....	36
Paso de las estaciones	37
Diámetro de los tambores	37
2. 3 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA	38
2. 4 FUNDAMENTACIÓN LEGAL.....	38
2. 4.1 NORMAS	38
2. 4.2 DISEÑO MECÁNICO	38
2. 5 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES	40
2. 6 HIPÓTESIS	41
2. 7 SEÑALAMIENTO DE LAS VARIABLES.....	41
2. 7.1 VARIABLE INDEPENDIENTE:.....	41
2. 7.2 VARIABLE DEPENDIENTE:	41

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 ENFOQUE	42
3.2 MODALIDAD BÁSICA DE INVESTIGACIÓN.....	42
3.2.1 INVESTIGACIÓN DE CAMPO	42
3.2.2 INVESTIGACIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	42
3.3 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN.....	43
3.4 POBLACIÓN Y MUESTRA	44
3.5 OPERACIONALIZACIÓN DE LAS VARIABLES	45
3.5.1 VARIABLE INDEPENDIENTE.....	45
3.5.2 VARIABLE DEPENDIENTE	46
3.6 PLAN DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN.....	46
3.7 PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN.....	47

CAPÍTULO VI
ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	48
4.2	INTERPRETACIÓN DE DATOS	52
4.3	VERIFICACIÓN DE HIPÓTESIS.....	54

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1	CONCLUSIONES	57
5.2	RECOMENDACIONES	57

CAPÍTULO VI

PROPUESTA

6.1	DATOS INFORMATIVOS.....	58
6.2	ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA.....	58
6.3	JUSTIFICACIÓN	60
6.4	OBJETIVOS	60
6.4.1	OBJETIVO GENERAL	60
6.4.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	60
6.5	ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD	61
6.6	FUNDAMENTACIÓN.....	62
6.6.1	CARACTERÍSTICAS PARA LA SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA.....	63
6.6.1.1	VOLUMEN REQUERIDO DEL MATERIAL POR MOLDE.....	63
6.6.1.2	DETERMINACIÓN DE LAS VELOCIDADES DE TRANSPORTE DE LA BANDA.	65
6.6.1.3	DETERMINACIÓN DEL MATERIAL POR METRO LINEAL.....	66
6.6.1.4	DETERMINACIÓN DEL ÁNGULO DE SOBRECARGA Y ÁNGULO DE REPOSO.....	67
6.6.1.4.1	DETERMINACIÓN DEL PESO DE LA BANDA POR METRO LINEAL (PB)	67
6.6.1.4.2	PESO DE LOS RODILLOS.....	68
6.6.1.5	POTENCIA DE ACCIONAMIENTO DE LA BANDA TRANSPORTADORA.....	70
	a. Calculo de la Potencia necesaria para mover la banda descargada.....	70
	b. Potencia necesaria para vencer las resistencias de rozamiento al movimiento de la carga	71
	c. Potencia necesaria para elevar la carga	71
	d. Potencia necesaria para accionar descargas intermedias	72
6.6.1.6	DETERMINACIÓN DE LA FUERZA DE ACCIONAMIENTO DE LA BANDA	72
6.6.1.7	DETERMINACIÓN DE LAS TENSIONES DE LA BANDA.....	73

6.6.2	MATERIALES, ACCESORIOS PARA LA BANDA TRANSPORTADORA	75
6.6.2.1	CÁLCULO DE LA POTENCIA DE ACCIONAMIENTO DEL RODILLO	75
6.6.2.2	DETERMINAR LA POTENCIA DE ACCIONAMIENTO DEL MOTOR	76
6.6.2.2.1	SELECCIÓN DEL MOTOR	77
6.6.2.3	DETERMINAR LOS DIÁMETROS DE LOS RODILLOS.....	77
6.6.2.4	DISEÑO DEL TAMBOR ACCIONADOR Y TENSOR.....	78
6.6.2.4.1	CÁLCULO DE ESFUERZOS EN EL TAMBOR.....	78
	DISEÑO DEL EJE PLANO XY	80
	DISEÑO DEL EJE PLANO XZ	82
	DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES PLANO XZ.....	83
	DIAGRAMA DE MOMENTOS PLANO XZ	84
6.6.2.4.2	DISEÑO ESTÁTICO	84
6.6.2.4.3	DISEÑO POR FATIGA.....	86
	DETERMINACIÓN DEL FACTOR SUPERFICIAL (Ka)	87
	FACTOR DE TAMAÑO (Kb)	87
	FACTOR DE CARGA (Kc)	88
	FACTOR DE TEMPERATURA (Kd).....	88
	FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS (Kf)	88
	FACTOR DE CONFIABILIDAD (Ke)	88
	DISEÑO DEL RODILLO.....	91
	CÁLCULO DE ESFUERZOS DEL RODILLO.....	92
	DISEÑO DEL EJE PLANO XY	92
	DISEÑO DEL EJE PLANO XZ	94
	DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES PLANO XZ.....	95
	DISEÑO ESTÁTICO	96
	DISEÑO POR FATIGA.....	97
	DETERMINACIÓN DEL FACTOR SUPERFICIAL (Ka)	98
	FACTOR DE TAMAÑO (Kb)	99
	FACTOR DE CARGA (Kc)	99
	FACTOR DE TEMPERATURA (Kd).....	99
	FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS (Kf)	99
	FACTOR DE Confiabilidad (Ke)	99
	DISEÑO DEL RODILLO DESVIADORES.....	102
	CÁLCULO DE ESFUERZOS DEL RODILLO DESVIDORES	103
	DISEÑO DEL EJE PLANO XY	103
	DISEÑO DEL EJE PLANO XZ	105
	DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES PLANO XZ.....	105

	DISEÑO ESTÁTICO	107
	DISEÑO POR FATIGA.....	108
	DETERMINACIÓN DEL FACTOR SUPERFICIAL (Ka)	109
	FACTOR DE TAMAÑO (Kb)	109
	FACTOR DE CARGA (Kc)	109
	FACTOR DE TEMPERATURA (Kd).....	110
	FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS (Kf)	110
	FACTOR DE CONFIABILIDAD (KE).....	110
6.6.2.5	SELECCIÓN DE LOS COJINETES PARA LOS RODILLOS.....	113
	SELECCIÓN DE LOS COJINETES PARA EL EJE DEL TAMBOR	116
	SELECCIÓN DE LOS COJINETES PARA LOS RODILLOS DESVIADORES	118
6.6.2.6	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DE LA BANDA TRANSPORTADORA	120
	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA VIGA 1	120
	DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE	123
	DIAGRAMA DE MOMENTOS	123
	CALCULO DE ESFUERZOS MÁXIMOS EN TENSIÓN Y COMPRESIÓN	125
	DISEÑO DE LAS COLUMNAS 1	133
6.6.3	DIMENSIONAMIENTO DE LA TOLVA DE ALMACENAMIENTO	141
6.6.3.1	DISEÑO DE LA TOLVA DE ALMACENAMIENTO	141
6.7	METODOLOGÍA	144
	ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN	145
6.8	ADMINISTRACIÓN	156
	COSTOS DIRECTOS	156
	COSTO DE MANO DE OBRA (C.M.O).....	158
	ANÁLISIS DENTRO DEL PUNTO DE VISTA ECONÓMICO.....	159
	TASA DE RETORNO.....	160
	SALVAMENTO DE LA MÁQUINA.....	161
	DEPRECIACIÓN DE LA MÁQUINA.....	161
	VALOR ACTUAL NETO (VAN)	163
	ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LA PROPUESTA IMPLEMENTADA	166
	CONCLUSIONES	170

ÍNDICE DE FIGURAS**PÁG.**

Fig. 2.1	Bloques.....	10
Fig. 2.2	Transformación de Materia Prima.....	15
Fig. 2.3	Diagrama de Control de Calidad ³	18
Fig. 2.4	Transportador de Rodillos por gravedad.....	22
Fig. 2.5	Elevador de Cangilones: a) vertical, b y c, inclinados.....	23
Fig. 2.6	Elevadores de cangilones.....	24
Fig. 2.7	Polea.....	24
Fig. 2.8	Mecanismo de Cintas Transportadora.....	25
Fig. 2.9	Bandas Textiles.....	27
Fig. 2.10	Transportador de Piedra.....	29
Fig. 2.11	Angulo de Reposo del Material.....	30
Fig. 2.12	Angulo de Sobrecarga del Material.....	31
Fig. 2.13	Formas de los rodillos para determinar la sección.....	33
Fig. 2.14	Aplicación de la Fuerza de Accionamiento en el Tambor.....	35
Fig. 2.15	estaciones de Ida.....	35
Fig. 2.16	Estaciones de Ida y de retorno.....	37
Fig. 4.1	Representación del límite de aceptación de la hipótesis.....	55
Fig. 6.1	Ángulos de Reposo.....	67
Fig. 6.2	Ángulo de Sobrecarga.....	35
Fig. 6.3	Angulo de Reposo, Sobrecarga del Material.....	68
Fig. 6.4	Ángulos y forma de los rodillos.....	69
Fig. 6.5	Tension en los Rodillos.....	73
Fig. 6.6	Esquema del tambor.....	78
Fig. 6.7	Diagrama de Fuerzas en el tambor.....	79
Fig. 6.8	Fuerza Actuante en el Plano (X,Y).....	80
Fig. 6.9	Diagrama de Fuerza Cortante.....	81
Fig. 6.10	Diagrama Momentos.....	81
Fig. 6.11	Fuerzas Actuantes en el Plano (X, Z).....	82
Fig. 6.12	Diagrama de Fuerza Cortante.....	83
Fig. 6.13	Diagrama de Momento.....	84
Fig. 6.14	Esquema del rodillo.....	92
Fig. 6.15	Fuerza Actuante en el Plano (X,Y).....	92
Fig. 6.16	Diagrama de Fuerza Cortante.....	93
Fig. 6.17	Diagrama Momentos.....	93
Fig. 6.18	Fuerza Actuante Em El Plano (X, Z).....	94
Fig. 6.19	Diagrama De Fuerza Cortante.....	95

Fig. 6.20	Diagrama Momentos (X,Z).....	95
Fig. 6.21	Esquema Del Rodillo Desviador	102
Fig. 6.22	Fuerza Actuante En El Plano (X,Y).....	103
Fig. 6.23	Diagrama De Fuerza Cortante	104
Fig. 6.24	Diagrama Momentos.....	104
Fig. 6.25	Fuerza Actuante Em El Plano (X, Z)	105
Fig. 6.26	Diagrama De Fuerza Cortante	105
Fig. 6.27	Diagrama De Momento	106
Fig. 6.28	Distribución De Las Cargas En La Viga 1	120
Fig. 6.29	Carga Distribuida Sobre La Viga Perfil C	121
Fig. 6.30	Seccion Del Perfil C	122
Fig. 6.31	Diagrama De Fuerzas Cortantes Viga Perfil C	121
Fig. 6.32	Diagrama De Momentos (N.M) De La Viga Perfil C	123
Fig. 6.34	Seccion Del Perfil Para Calculo De Inercias	121
Fig. 6.35	Distribución De La Carga En La Viga.....	131
Fig. 6.36	Diseño De Columna	133
Fig. 6.37	Diagrama De Fuerzas Actuantes En La Columna.....	135
Fig. 6.38	Diagrama De Fuerzas, Momentos Actuantes En La Columna	136
Fig. 6.39	Diseño De Columna	137
Fig. 6.40	Diagrama De Fuerza Distribuida En La Columna	139
Fig. 6.41	Diagrama De Fuerza Distribuida, Momento En La Columna	139
Fig. 6.42	Diagrama De Cuerpo Libre De La Tolva	142
Fig. 6.43	Componentes De Carga En Cada Pared De La Tolva.....	142
Fig. 6.44	Carga En Las Paredes Laterales De La Tolva De Alimentación.....	143
Fig. 6.45	Guías En El Perfil	146
Fig. 6.46	Soporte Del Rodillo	146
Fig. 6.47	Pulida De Las Rebabas De Soldadura	147
Fig. 6.48	Unión De La Placa	148
Fig. 6.49	Perforación De Los Agujeros Para La Chumacera	148
Fig. 6.50	Tambores Desviadores Y Accionador De La Banda	149
Fig. 6.51	Colocación De Tambores Y Chumaceras.....	150
Fig. 6.52	Rodillos Colocados En La Estructura	150
Fig. 6.53	Estructura De La Banda Armada.....	151
Fig. 6.54	Cortado De Soporte Para La Tolva	152
Fig. 6.55	Tolva Construída	152
Fig. 6.56	Construcción De Escalera De La Tolva	153
Fig. 6.57	Estructura De La Tolva.....	153

Fig. 6.58	Tolva.....	154
Fig. 6.59	Implementación De La Banda Transportadora Y Tolva	154
Fig. 6.60	Proceso De Soldadura De La Tolva De Almacenamiento	155
Fig. 6.61	Proceso De Soldadura Del Soporte De Los Rodillos.....	155
Fig. 6.62	Proceso De Soldadura De Los Rodillos.....	156

ÍNDICE DE GRÁFICOS

PÁG.

Gráfico 4.1	Porcentaje De Volumen Consumido.....	52
Gráfico N. 1	Tiempo De Llenado Del Molde De Los Bloques 08:00 – 09:00	52
Gráfico N. 2	Tiempo De Llenado Del Molde De Los Bloques 09:00 – 10:00	53
Gráfico N.3	Tiempo De Llenado Del Molde De Los Bloques 13:00 – 14:00	53
Gráfico N.4	Tiempo De Llenado Del Molde De Los Bloques 15:00 – 16:00	53
Gráfico 6.1	Esfuerzo Alternante Y Medio Del Tambor	89
Gráfico 6.2	Torsion Alternante Y Medio Del Tambor	90
Gráfico 6.3	Esfuerzo Alternante Y Medio Del Rodillo.....	100
Gráfico 6.4	Torsion Alternante Y Medio Del Rodillo.....	168
Gráfico 6.5	Esfuerzo Alternante Y Medio Del Rodillo Desviador.....	168
Gráfico 6.6	Torsion Alternante Y Medio Del Rodillo Desviador.....	169
Gráfico 6.7	Tiempo De Llenado Del Molde	168
Gráfico 6.8	Tiempo De Producción Vs Unidades De Bloques Producidas	168
Gráfico 6.9	Volumen De Material Utilizado	169

ÍNDICE DE TABLAS

PÁG.

TABLA. 2.1	SISTEMA DE PRODUCCIÓN SIMPLIFICADO	8
TABLA. 2.2	CONTROL DE LAS ENTRADAS DE PROCESOS.....	14
TABLA 2.3	FACTORES DE DISEÑO RECOMENDADOS.....	19
TABLA 2.4	RESISTENCIAS LONGITUDINALES NORMALIZADAS	28
TABLA 2.5	IDENTIFICACIÓN MATERIAL DE TEJIDO DE LA BANDAS	28
TABLA 2.6	VELOCIDADES RECOMENDADAS BANDAS TRANSPORTADORAS.....	32
TABLA 2.7	POTENCIA DE DESCARGAS INTERMEDIAS.....	34
TABLA 4.1	TIEMPOS DE PRODUCCIÓN	48
TABLA 4.2	PRODUCCIÓN MENSUAL Y ANUAL DE BLOQUES	50
TABLA 4.3	PRODUCCIÓN MENSUAL Y PORCENTAJE DE PRODUCCIÓN	50
TABLA 4.4	VOLUMEN NECESARIO PARA FABRICAR LOS BLOQUES.....	51
TABLA 4.5	VOLUMEN CONSUMIDO EN LA ELABORACIÓN DE BLOQUES	51
TABLA 4.6	CALCULO DE VALORES DE CHI - CUADRADO	55
TABLA 6.1	VELOCIDADES MÁXIMAS ACONSEJABLES	65

TABLA 6.2	TIPOS DE BANDAS LISAS MÁS USUALES.....	75
TABLA. 6.4	PROPIEDADES DEL PERFIL SELECCIONADO TIPO C	129
TABLA 6.7	COSTOS DE MATERIALES UTILIZADOS	157
TABLA 6.8	COSTOS DE UTILIZACIÓN DE MAQUINARIA POR HORA.....	158
TABLA 6.9	COSTOS DE MANO DE OBRA	158
TABLA 6.10	COSTOS DE TRANSPORTE DE MATERIAL	159
TABLA 6.11	COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.	159
TABLA 6.12	AMORTIZACIÓN DEL PRESTAMO	161
TABLA 6.13	FLUJO DE CAJA ANUAL	161
TABLA 6.14	DEPRECIACION ANUAL.....	162
TABLA 6.15	TIEMPOS PRODUCCIÓN IMPLEMENTADA LA BANDA TRANS.	167
TABLA 6.16	MATERIAL UTILIZADO- MATERIAL DESPERDICIAO	169
TABLA 6.17	COMPARACIÓN DE PRODUCCIÓN	170

ÍNDICE DE ANEXOS

PÁG.

ANEXO A	DETERMINACION CHI CUADRADO	174
ANEXO A1	FACTOR DE INCLINACIÓN K.....	174
ANEXO A2	TABLA DE VALORES K PARA DIFERENTE INCLINACIÓN.....	174
ANEXO A3	ANGULO DE SOBRECARGA, DE REPOSO.....	174
ANEXO A4	TIPOS DE BANDAS.....	176
ANEXO A4	TIPOS DE BANDAS.....	176
ANEXO A4.1	TABLA DE VALORES DE PL(KG/ M ²).....	174
ANEXO A 4.2	TABLA 6.4 PESO DE LOS RODILLOS.....	177
ANEXO A 4.3	TABLA DE COEFICIENTE DE ROZAMIENTO	177
ANEXO A 4.4	TABLA DE COEFICIENTE C, FUNCION DE LONGITUD	177
ANEXO 4.5	TABLA 6.7 COEFICIENTE DE ROZAMIENTO M	178
ANEXO A 4.6	Coefficientes de seguridad para bandas textiles.....	178
ANEXO A5	SELECCIONAMIENTO DEL MOTOR	179
ANEXO A6	MOTORES JAULA DE ARDILLA.....	180
ANEXO A7	ACEROS DE TRANSMISIÓN BOHLER E 920	181
ANEXO A8	DIMENSIONES MÍNIMAS DE LOS RODILLOS.....	181
ANEXO A9	DETERMINACIÓN DE LOS VALORES DE Sut Y Sy	182
ANEXO A10	FACTORES DE ACABADO SUPERFICIAL.....	183
ANEXO A11	FACTOR DE CARGA Kc.....	183
ANEXO A12	FACTOR DE TEMPERATURA Kd	183
ANEXO A13	FACTOR DE CONFIABILIDAD	183
ANEXO A14	FACTOR DE TAMANO	183

ANEXO 15.	PERFIL ESTRUCTUTAL TIPO C	184
ANEXO A16	PERFIL VIGA SUPERIOR, INFERIOR, COLUMNAS	185
ANEXO A17	DETERMINACIÓN DE MOMENTOS EN LA VIGA	18586
ANEXO A 18.	PROPIEDADES MECÁNICAS DEL PERFIL A36	187
ANEXO A 15.	PERFILES ESTRUCTURALES TIPO CORREA C	187
ANEXO B1	VALORES DE DURACIÓN DE RODAMIENTOS.....	188
ANEXO B 2	VALORES DE VISCOCIDAD DE SERVICIO	188
ANEXO B 3	ECUACIONES DE CARGA EQUIVALENTE.....	188
ANEXO B 4	RODAMIENTOS DE BOLAS.....	188
ANEXO B5	TIPOS DE VISCOCIDADES	191
ANEXO C	TIEMPOS DE PRODUCCIÓN DE LOS BLOQUES	192
ANEXO D	TABLA DE COSTOS DE PRODUCCION DE LA FABRICACION DE BLOQUES	193
BIBLIOGRAFÍA		194
PAGINAS WEB.....		195

RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto que se implementó es un sistema de Transporte de Material para disminuir los tiempos de fabricación de bloques, la implementación consta de una banda transportadora la que es la encargada de transportar la mezcla de los bloques proveniente de la mezcladora hacia una tolva de almacenamiento, donde se recolectara toda la mezcla transportado por la banda, y así utilizarla de mejor manera al momento de tener que llenar los moldes de los bloques, ya que será necesario solo abrir la compuerta de la tolva para dejar caer la mezcla. Este sistema nos permitirá disminuir los tiempos de fabricación y reducir el cansancio físico del trabajador.

En el primer capítulo se detalla el planteamiento del problema con sus respectivas justificaciones y los objetivos que se va a lograr con la ejecución de esta implementación del sistema de transporte de materia prima a fin de mejorar la producción. El segundo capítulo se muestra la base teórica necesaria de todos los tipos de métodos de transportar material que existe, a fin de escoger la mejor opción que nos permita desarrollar una propuesta eficiente, y acorde con la situación actual de la fábrica y requerimientos de materiales existentes en el mercado nacional, para facilitar la construcción de la propuesta.

El tercer capítulo se indica la metodología que vamos a implementar para el desarrollo de dicho proyecto, para permitir luego la comprobación de la hipótesis. El capítulo cuatro permite visualizar un análisis de los resultados e investigación realizada en el estudio para interpretar de mejor manera y realizar una correcta decisión de la propuesta adecuada para la empresa. El capítulo cinco nos permite sacar conclusiones y recomendaciones con respecto al desarrollo del proyecto investigativo. El capítulo seis nos sirve para poder desarrollara la solución del problema suscitado, especificando muy claramente los recursos que se tienen y los que se van a implementar para que en lo posterior no tener problemas.

INTRODUCCIÓN

EL presente trabajo tiene como objetivo primordial solucionar una necesidad, presentada en las fábricas de bloques que trabajan de forma artesanal, que no han logrado adquirir máquinas automáticas, mejorar los procesos de fabricación, es por lo cual se presenta la necesidad de incrementar su producción, realizar una mayor oferta de bloques.

El desarrollo del trabajo de investigación se detalla de la siguiente manera: El primer capítulo se investiga el problema que se presenta en este tipo de fábricas, a fin de interpretar y plantear las interrogantes de cuál es el proceso que impide desarrollar una mejor producción. El capítulo segundo se hace referencia al desarrollo de un Marco Teórico que nos permita encontrar soluciones al problema, para lo cual en este capítulo consta los diferentes tipos de sistemas de transportación que se puede implementar en la fábrica para mejorar su producción, ver cuáles son las alternativas que podemos desarrollar, así como el planteamiento de la hipótesis y sus variables para verificar si el desarrollo del presente trabajo es factible o no.

El tercer capítulo es la metodología o forma de investigación que se utilizara para el desarrollo del presente trabajo de investigación, así como el plantear la operacionalización de las variables a fin de encontrar un método adecuado para encontrar la información que permita ver cuál es el problema y formula la forma de recolectar y procesar esa información obtenida.

El cuarto capítulo consta el análisis e interpretación de resultados, en su desarrollo consta las tablas de producción, costos de producción, a fin de conocer más fondo el problema planteado a inicio, estas tablas fueron obtenidas mediante la observación directa. El quinto capítulo corresponde a las conclusiones y recomendaciones del estudio realizado en el cual ya tenemos una idea clara de cuál podría ser la solución que se desarrollara en el capítulo seis y así poder desarrollar el planteamiento de la

propuesta, motivo de la investigación, desarrollar cálculos, detallar la metodología de construcción e implementación del sistema de Transporte de Material.

NOMENCLATURA

n	Factor de seguridad, sirve para evaluar una condición segura del material a utilizar.
S_y	Límite de Fluencia del Material, sus unidades se expresan en MPa.
σ_{eq}	Esfuerzo Equivalente, sus unidades expresadas en (Pa).
σ_x	Esfuerzo en el plano X, (Pa)
M	Momento de fuerza aplicado en el elemento mecánico, (N.m)
d	Diámetro menor. (metros)
D	Diámetro mayor. (metros)
T	Torque aplicado por medio de la fuerza al eje, (Newton metro).
qG	Peso del Material por Metro Lineal. (Kg/m)
Qt	Capacidad de Transporte de La Banda (ton/h)
v	Velocidad de giro de la banda, (m/s)
IM	Capacidad de Transporte Volumétrico (m^3/h)
γ	Peso específico de la mezcla, (Ton/ m^3)
I_{VT}	Capacidad de Transporte Volumétrico para Bandas Inclinadas con Factores de Corrección (m^3/h)
k	Factor de inclinación de la banda transportadora.
k1	Factor de alimentación de Carga.
Pb	Peso de la Banda en (Kg/m)
B	Ancho de la Banda Transportadora, (m)
e	Espesor total de recubrimientos de la banda, (mm).
Pl	Peso por m^2 de cada capa textil, (Kg/ m^2).
z	Número de capas textiles de la banda.
Pr	Peso del Rodillo, (Kg)
β	Angulo de Sobrecarga del material (grados)
λ	Angulo de inclinación de los rodillos, (grados)
b	Anchura útil de utilización de la banda, (metros)
S_2	Sección de llenado del material en la banda, (m^2)
S_1	Sección de llenado de sobrecarga en la banda, (m^2)
S	Sección total de llenado del material, (m^2).

N_a	Potencia de Accionamiento de la Banda Transportadora, (CV).
N_1	Potencia necesaria para mover la banda descargada, (CV).
N_2	Potencia necesaria para vencer resistencias de rozamiento al movimiento de la carga, (CV).
N_3	Potencia Necesaria para elevar la carga, (CV).
N_t	Potencia necesaria para accionar descargas intermedias, (CV).
C	Coeficiente según la longitud de transporte, (metros).
f	Coeficiente de rozamiento en los rodillos de soporte de la banda.
L	Longitud de la banda de transporte (m)
α	Angulo de inclinación de la Banda Transportadora, (grados)
G_i	Peso de las partes giratorias de los rodillos en el ramal inferior. (Kg/m)
H	Altura de inclinación de la banda, (metro).
F	Fuerza de accionamiento de la banda transportadora, (kgf)
T_1	Tensión de la banda a la entrada en tambor motriz, en N.
T_2	Tensión de la banda a la salida del tambor motriz, en N.
e	Base de los logaritmos neperianos o naturales ($e = 2,7182$)
μ	Coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor motriz, (grados)
ϕ	Ángulo del tambor motriz abrazado por la banda, en radianes.
T_{max}	Tensión Máxima de la banda, (Kgf).
S	Coeficiente de seguridad de las bandas transportadoras.
R_l	Resistencia nominal de cada capa textil es (Kg/ cm).
P_m	Sumatoria del peso de la banda y el rodillo (kg)
P_{ot}	Potencia del Rodillo, expresada en (CV).
H_T	Potencia Requerida por el rodillo (H_p).
n_T	Rendimiento mecánico del sistema
n_E	Rendimiento eléctrico
n_{RV}	Rendimiento del reductor de velocidad
p	Capacidad de transmisión tambor/ banda (Kg/m^2).
P	Carga actuante en el centro del Tambor accionado y desviador, (N).
W	Peso del material transportado, (kg).
V_p	Velocidad en la línea de paso del eje del motor, (pies/min).

Wt	Velocidad tangencial aplicada por el motor al eje del tambor, (N).
Wr	Velocidad radial aplicada por el motor al eje del tambor, (N).
Wa	Velocidad axial aplicada por el motor al eje del tambor, (N).
Sut	Resistencia ultima a la tensión del material, (MPa).
Se	Limite de Fatiga, (MPa).
Ka	Factor de Superficie
Kb	Factor de tamaño
Kc	Factor de Confiabilidad
Kd	Factor de Temperatura
Ke	Factor de Modificación de esfuerzo
Kf	Factor de efectos diversos
σ_m	Esfuerzo medio producido en el tambor, (MPa).
σ_a	Amplitud del esfuerzo producido en el tambor, (MPa).
C	Capacidad de Carga Dinámica, (Newton).
C ₀	Capacidad de Carga Estática, (Newton).
P ₀	Carga Estática equivalente, (Newton).
W _{TV}	Cargas distribuidas a lo largo de la viga Kg/m
W _p	Carga Puntual aplicada en la viga, (Newton).
I	Inercia del elemento estructural (cm ⁴).
S _{yt}	Limite de Fluencia para el material estructural (MPa).
Dc	Carga Muerta aplicada al material (Kg).
L	Carga Viva que actúa sobre la viga (Kg).
P _{cri}	Carga Crítica aplicada en las Columnas, (N).
E	Modulo de elasticidad, (GPa).
V	Volumen del material, m ³ .
δ	Densidad del Material.(Kg/m ³).

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1. TEMA

ESTUDIO DE PRODUCCIÓN EN LA FÁBRICA DE BLOQUES VIRGEN DEL CISNE Y SU INCIDENCIA EN LA PRODUCTIVIDAD DE LA EMPRESA.

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.2.1. CONTEXTUALIZACIÓN

MACRO

A nivel del país son pocas las Empresas de Fabricación de bloques que cuentan con un sistema adecuado de Control de procesos durante la elaboración de los mismos, control de desperdicios de materia prima, tiempos de producción, es por eso que existe escases de información de datos referentes para comprobar las aplicaciones de la producción de bloques mediante sistemas de transporte de materia prima.

A causa de estos problemas a nivel del país en la actualidad se está tomando como ejemplo a las industrias de otros países que cuentan con sistemas automatizados de producción de bloques, para poder mejorar en nuestro país.

MESO

A nivel provincial no existe la aplicación de Control de procesos, de desperdicios de materia prima y tiempos de producción en Empresas de Fabricación de Bloques por lo que la mayoría de estas Empresas la realizan de forma empírica o artesanal.

La mayor parte de Empresas de este tipo son afectadas por tener una baja producción de bloques, no poder entregar a tiempo los pedidos de

sus clientes, ya sea por la falta de control de procesos o por el mal funcionamiento de las máquinas que no cumplen con parámetros de diseño y de control.

MICRO

En el Cantón Salcedo, no se cuenta con Empresas de Fabricación de Bloques que apliquen un control de procesos, control de materia prima, ni de tiempos de producción, ni mecanismos de automatizados de transporte de materia prima, es por eso que se requiere realizar el mejoramiento de dicha Empresa para poder servir de ejemplo a las demás empresas de este tipo.

1.2.2. ANÁLISIS CRÍTICO

Debido a los problemas suscitados en la fábrica como es el desperdicio de materia prima, la fabricación no homogénea de los bloques, cansancio físico de los trabajadores, etc. Influyen en el problema central que es la baja producción de la fábrica, que conlleva a efectos colaterales como es la disminución de las ventas, pérdida de clientes entre otras, por lo que existe la necesidad de realizar un estudio de la producción para ver cuáles son los problemas que afectan a la productividad de la Empresa Bloquera Virgen del Cisne que se encuentra ubicada en el cantón Salcedo.

Al existir un elevado desperdicio de materia, se van incrementando los tiempos de producción que conlleva a la existencia de algunos factores que afectan a la economía de los pequeños fabricantes de bloques. Este problema que es el desperdicio de materia prima, elevados tiempos de producción son consecuencia de una inadecuada capacitación de los operarios, los cuales operan en base a su conocimiento empírico de manejo de estas máquinas.

La mayor parte de empresas debido a que no cuentan con un capital suficiente, carecen de conocimientos técnicos en cuanto a la selección de maquinaria, o adquieren maquinarias de tipo artesanal, que luego se

produce los problemas que se tiene en la actualidad debido a la incapacidad de producir lo necesario. Por lo general se necesita realizar cambios en el Proceso de Producción, debido a que es ahí donde existe la deficiencia en cuanto al desperdicio de materia prima, dónde es la mayor pérdida de tiempo que existe debido a la mala manipulación, o la necesidad de optimizar los tiempos de producción.

Este problema se suscita en la mayor parte empresas dedicadas a la fabricación de bloques, por lo general sucede que las empresas son las perjudicadas a consecuencia de la insatisfacción de los clientes que deciden ya no comprar los bloques por qué no se entrega a tiempo su pedido o no cumplen con las necesidades de producción requeridas por el mismo.

1.2.3. PRÓGNOSIS

La ausencia de un estudio del proceso de Producción de Bloques estaría relegando aún más a la Fábrica, y seguir acarreado el problema de la falta de control de desperdicio de la materia prima, tiempos de producción elevados, lo que nos llevaría a una deficiente producción.

Al identificar el problema en La Fábrica de bloques que es la baja producción la cual podría enfrentar efectos negativos como: es la pérdida de los clientes, la disminución de las ventas al no poder competir con otras fábricas que disponga con máquinas automatizadas o procesos de control definidos. Al no afrontar dicho problema se podría suscitar insatisfacción de los clientes, y la baja capacidad de producción, que llevaría a problemas mucho más graves como es la inestabilidad económica que afectaría hasta llegar al cierre de la fábrica.

1.2.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Cómo se podrá mejorar la productividad mediante el estudio de los procesos de producción en la Empresa Bloquera “Virgen del Cisne”?

1.2.5. INTERROGANTES

¿Cómo se podrá disminuir la pérdida excesiva de materia prima durante el proceso de fabricación?

¿Cómo se disminuirá los tiempos de producción para incrementar la producción de bloques?

¿Cuál será la mejor manera de reducir el agotamiento físico de los trabajadores y mejorar la calidad de los bloques?

¿Evaluar los resultados obtenidos en el tiempo de fabricación para ver una solución óptima de mejoramiento de la producción?

1.2.6. DELIMITACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN

1.2.6.1. DELIMITACIÓN TEMPORAL

La investigación se la realizará en el período comprendido entre Marzo - Julio del 2011.

1.2.6.2 DELIMITACIÓN ESPACIAL

Este proyecto se centrará en el Estudio de la producción en la fábrica de bloques Virgen del Cisne y su Incidencia en la productividad de la Empresa, ubicada en el Cantón Salcedo provincia de Cotopaxi.

1.2.6.3 DELIMITACIÓN DE CONTENIDO

El análisis de la producción de la empresa “BLOQUERA VIRGEN DEL CISNE” está delimitado en las áreas del Diseño Mecánico, Electrónica, Control Industrial, y Control de Calidad.

1.3. JUSTIFICACIÓN

El proyecto es importante porque se podrá aplicar los conocimientos adquiridos durante la vida estudiantil, a fin de incorporarlo en la vida profesional, ayudando así al desarrollo de las empresas que necesiten de nuestro conocimiento, por ende ser personas útiles a la sociedad y al país.

Es de interés de la empresa el desarrollo de este proyecto, porque serán los beneficiados con el mejoramiento de la producción y la solución de uno o varios de los problemas que tienen en la actualidad. Este proyecto es factible, porque el investigador cuenta con los recursos humanos, económicos de la empresa donde se realizará la investigación, es decir, se tendrá el apoyo del personal operativo y gerencial.

La finalidad de este proyecto es realizar un Estudio de la producción de la fábrica, para ver qué problemas suceden durante este proceso, a fin de reducir los mismos y poder mejorar la producción de la empresa para que pueda alcanzar niveles de competitividad, y calidad a fin de poder situarse entre unas de las empresas pioneras en lo que se refiere a la elaboración de bloques.

En la actualidad la oferta de los bloques, adoquines, etc. tiene un crecimiento significativo, pues la demanda de dichos productos va cada día en aumento, debido al crecimiento poblacional, así como el desarrollo arquitectónico de la urbe.

Resumiendo, se debe incrementar la oferta de bloques de concreto liviano para satisfacer la demanda de los clientes actuales, así como la demanda del mercado mejorando la calidad de la producción, creando la diferencia entre el fabricante de bloques que se mantiene con máquinas manuales y el que toma la decisión de mejorar su máquina a fin de ir de acorde con los avances tecnológicos.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVOS GENERAL

- Determinar un proceso adecuado de producción que me permita mejorar los tiempos de fabricación de bloques a fin de incrementar la productividad en la empresa.

1.4.2 OBJETIVO ESPECÍFICO

- Investigar la producción actual de los bloques.
- Diagnosticar la productividad actual de la fábrica de bloques.
- Desarrollar una solución adecuada para mejorar la producción de bloques a fin de disminuir los desperdicios de materia prima.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2. 1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

Se ha investigado sobre temas relacionados a la solución que se propone dar a este problema de la baja producción de bloques que existe en las fábricas de bloques, existiendo investigaciones previas en otra Universidad como referencia.

En la facultad de Ingeniería Mecánica, de la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo, reposa la tesis realizada en el año de 2009 por los Señores: PABLO GODOY CAGUANA - CHRISTIAN MORA SÁNCHEZ, para la obtención del título de Ingeniero Mecánico donde hace referencia al “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA AUTOMÁTICA PARA LA FABRICACIÓN DE PREFABRICADOS DE HORMIGÓN”, el mismo que se basa en reducir la mano de obra, el tiempo de producción y mejorar la calidad del producto respecto al que se lo obtiene manualmente.

Llegan a la conclusión de que se pueden basar en las máquinas de construcción manual a fin de rediseñar, adaptar, seleccionar o implementar mecanismos para mejorar la construcción de máquinas e incrementar la producción de prefabricados.

Recomiendan implementar un sistema de tolvas y silos para la materia prima, a fin de disminuir el tiempo de fabricación e incrementar la capacidad de producción de la máquina. En la mayor parte de fábricas de bloques se opera con maquinaria artesanal, motivo por el cual se ha visto la necesidad de establecer un mejoramiento en el diseño considerando la capacidad y costo de materiales, que permitan cumplir con los requerimientos que necesita la máquina y la seguridad correspondiente a la persona que opere.

El avance de la ciencia y la tecnología, han obligado a que las fábricas de bloques tengan la necesidad de incrementar su producción mediante el mejoramiento de sus procesos, estandarización, disminución de tiempos de producción, reducción de desperdicios de materia prima a fin de ser competentes en la actualidad.

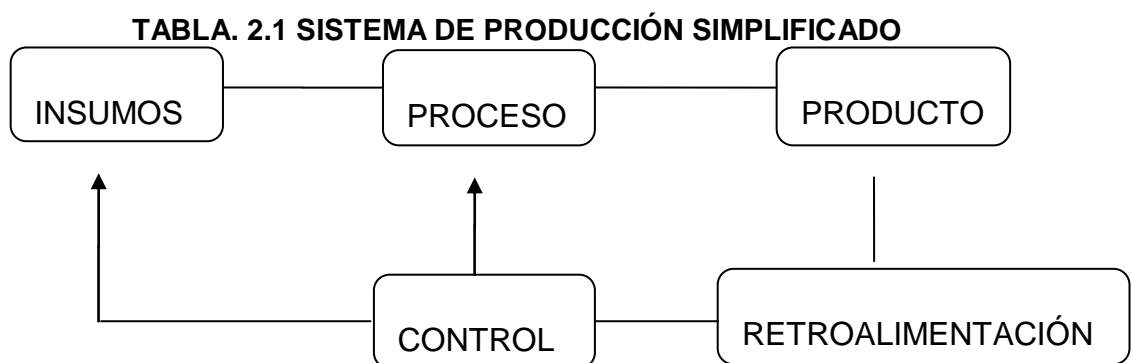
Se tiene la necesidad de remplazar los viejos procesos de fabricación manual por procesos de tipo técnico, automatizado a fin de reducir en mayor parte la manipulación del hombre, consecuencia de eso es realizar diseño de elementos, mecanismos que nos permitan optimizar los procesos de fabricación.

2.2 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

2.2.1 PROCESO DE PRODUCCIÓN ¹

En la vida todo proceso conlleva a cumplir una serie de fases o actividades sucesivas para la creación de bienes materiales necesarios para la existencia y desarrollo de la sociedad. Es así el proceso de producción de bloques es necesario contar con dos equipos que son determinantes en la producción de bloques, la mezcladora y la máquina para hacer bloques.

Sistema de producción: Es un conjunto de objetos y/o seres vivientes que se relacionan entre sí para procesar insumos y convertirlos en el producto definido por el objetivo del sistema.



(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

2.2.2 PRODUCTIVIDAD

La productividad tiene que ver con los resultados que se obtienen en un proceso o en sistema, por lo que incrementar la productividad es lograr mejores resultados considerando los recursos empleados para generarlos.

Tradicionalmente, la productividad se mide por el cociente entre la salida o resultado total y las entradas (o recursos) totales que se requirieron para producir dichas salidas. Mejorar la productividad implica el perfeccionamiento continuo del actual sistema para alcanzar mayores resultados. En general, la productividad se mide por el cociente formado por los resultados logrados y los recursos empleados.

Los resultados logrados pueden medirse en unidades producidas, en piezas vendidas o en utilidades, mientras que los recursos empleados pueden cuantificarse por número de trabajadores, tiempo total empleado, horas máquina, etc.

2.2.3 MÁQUINA PARA HACER BLOQUES

Este tipo de maquinaria es fabricado artesanalmente por herreros, quienes toman como base una máquina para copiarla y algunos le hacen modificaciones para corregir ciertos defectos en el diseño; este equipo se llama Máquina VibroBloquera Tipo Pirámide es la utilizada para la elaboración del bloque. Existe otro tipo de máquina que no son tan generalizadas en bloqueras artesanales debido a su poca eficiencia en la fabricación de bloques; a este tipo se le denomina Máquina de Gaveta.

En estas máquinas la mezcla se vibra aproximadamente de 80 a 120 segundos lo que no garantiza un acomodamiento y compactado adecuado de la mezcla. Hay otros tipos de equipos como los automatizados que son fabricados por empresas que cumplen con especificaciones y normas ISO.

2.2.4 PROCESO DE ELABORACIÓN DE BLOQUES

Primero se debe revisar que el molde esté limpio y en buen estado. Luego se coloca bajo la tolva alimentadora y se llena. Se aplica vibración al molde por un corto tiempo para acomodar la mezcla. (Si se deja mucho tiempo puede producirse segregación de los agregados).

Se vuelve a llenar el molde y se enrasa con la tabla o bandeja. Esta se puede recubrir con aceite quemado o con polvillo o material selecto para evitar que los bloques se peguen a ella. Se voltea el molde de modo que la bandeja o tabla quede debajo, y se bajan los martillos compactadores antes de aplicar la vibración para que la mezcla se compacte suficientemente.

Luego de esto los moldes se remueven hacia arriba, dejando los bloques libres sobre sus bandejas o tablas. En este momento los bloques se evalúan visualmente. Si se presentan defectos se deberán retirar de la tabla y devolver el material a la tolva o piula de mezcla para volver a utilizarlo. Los bloques buenos pasan al área de curado.



Fig. 2.1 Bloques

(Fuente: Empresa Bloquera Virgen del Cisne.)

2.2.5 ANÁLISIS DEL PROCESO²

Es el procedimiento para estudiar todas las operaciones productivas y no productivas con el fin de optimizar el costo, el rendimiento de la producción o la calidad. Todo esto determinará el tiempo y el esfuerzo que se dedicara a mejorar el proceso existente o a planear un nuevo.

Una vez que se ha hecho una estimación de la cantidad, vida del proceso, y contenido de la mano de obra, entonces debe reunirse la información pertinente relativa acerca de las operaciones; medios utilizados para el transporte y distancias que deben cubrirse; inspecciones, medios y tiempos para que los procesos se realicen.

2.2.6 MANEJO DE MATERIALES

El manejo de materiales es una parte esencial de cada operación y suele consumir la mayor parte del tiempo. El manejo en nada ayuda pero representa un costo para el producto. Sin importar si las distancias de cubren los movimientos son grandes o pequeñas los puntos a considerar para reducir el consumo de tiempo y energía en el manejo de materiales son: 1) reducir el tiempo necesario para tomar el material, 2) usar al máximo el equipo de manejo mecánico, 3) hacer el mejor uso de los medios existentes para manejo, 4) tener un mayor cuidado en el manejo de materiales.

2.2.7 CONTROL DE PRODUCCIÓN

El control de la producción tiene que establecer medios para una continua evaluación de ciertos factores: la demanda del cliente, la situación de capital, la capacidad productiva, etc. Esta evaluación deberá tomar en cuenta no solo el estado actual de estos factores sino que deberá también proyectarlo hacia el futuro.

Podemos definir el control de producción, como "la toma de decisiones y acciones que son necesarias para corregir el desarrollo de un proceso, de modo que se apegue al plan trazado". El control de producción incluye la programación de la misma: envío de materiales, herramientas y abastecimiento en el instante requerido, de modo que puedan realizarse los procesos establecidos, seguimiento de órdenes de producción para establecer las necesidades óptimas de materia prima.

2.2.8 ADMINISTRACIÓN DE LA PRODUCCIÓN / OPERACIONES

Se puede definir como la administración de los recursos directos necesarios para producir los bienes y servicios que ofrece una organización. La administración de la producción trata con los recursos directos de producción de la empresa, las cuales pueden considerarse como las cinco P de la Dirección de Operaciones: Personas, Plantas, Partes, Procesos y Sistema de Planificación y Control.

- PERSONAS: Son la fuerza de trabajo directa e indirecta.
- PLANTAS: Fábricas o ramas de servicio donde se realiza la producción.
- PARTES: Comprenden los materiales o en el caso de servicios los suministros que pasan a través del sistema.
- PROCESOS: Son los pasos necesarios para lograr la producción.
- SISTEMAS DE PLANIFICACIÓN Y CONTROL: Son los procedimientos y la información que utiliza la gerencia para manejar el sistema.

2.2.9 FUNCIÓN DE LA PRODUCCIÓN EN LA EMPRESA

La función de la producción en la empresa consiste en planear, organizar, dirigir y controlar las actividades necesarias para proporcionar bienes y servicios. En cualquier actividad de producción, la primera preocupación del gerente de producción es la de proporcionar insumos (materia prima, máquinas, suministros de operación etc.). En esta etapa el gerente de producción debe prestar mucha atención a:

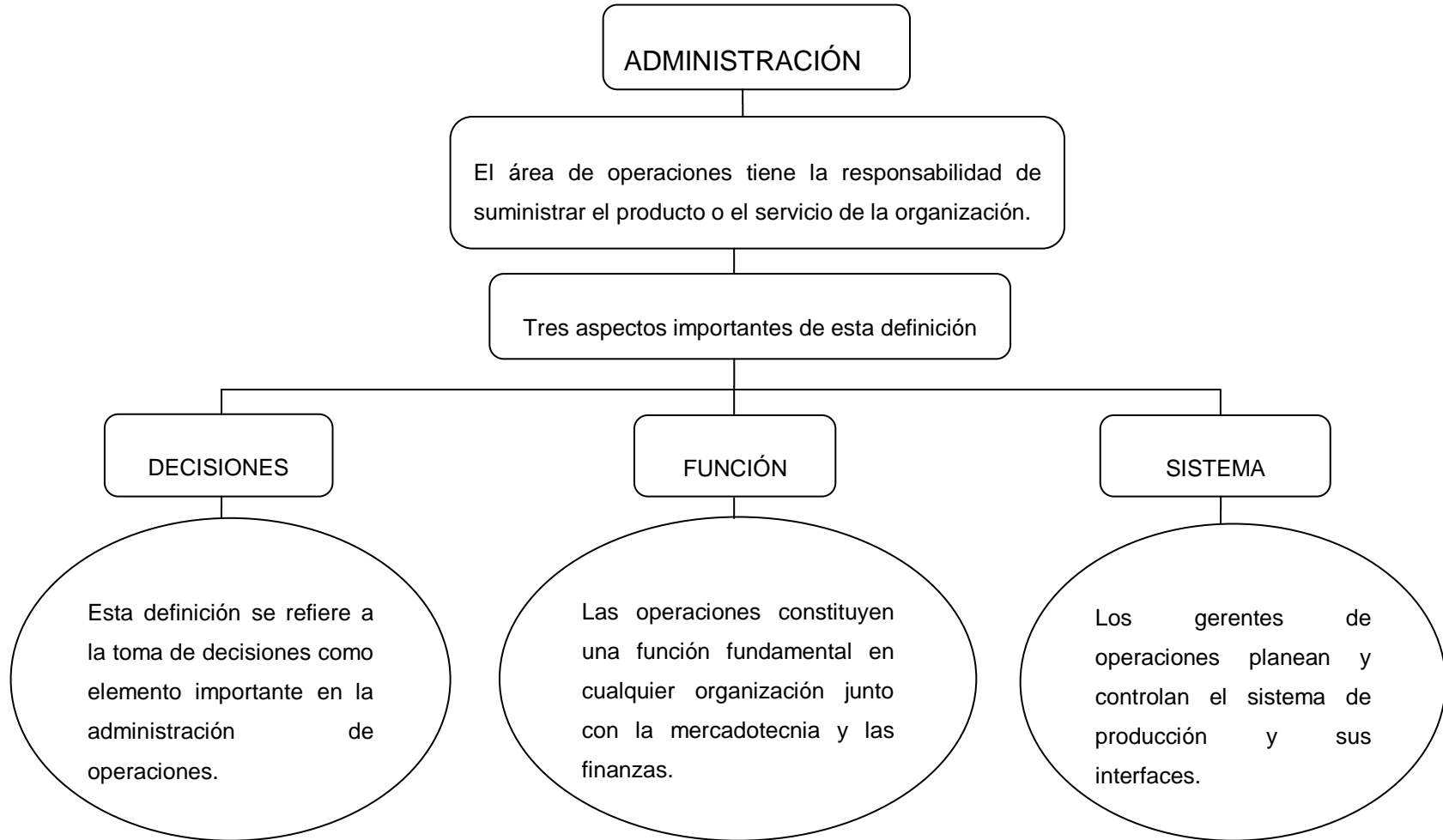
- a.- Programación cronológica de los trabajos en máquinas.
- b.- Asignación del personal para los distintos trabajos.
- c.- El control de calidad.
- d.- El mejoramiento de los métodos para realizar el trabajo y el manejo de materiales.

2.2.10 RESPONSABILIDADES DEL ADMINISTRADOR DE LA PRODUCCIÓN

El responsable de la administración de operaciones debe hacer frente a diez decisiones estratégicas, las cuáles son:

- Diseño de bienes y servicios
- Gestión de la calidad
- Estrategia de procesos
- Estrategias de localización
- Estrategias de organización
- Recursos humanos
- Gestión del abastecimiento
- Gestión del inventario
- Programación
- Mantenimiento

TABLA 2.2 CONTROL DE LAS ENTRADAS DE PROCESOS.



(Fuente: Universidad Técnica de Cotopaxi, Unidad Académica de Ciencias Administrativas y Humanísticas.)

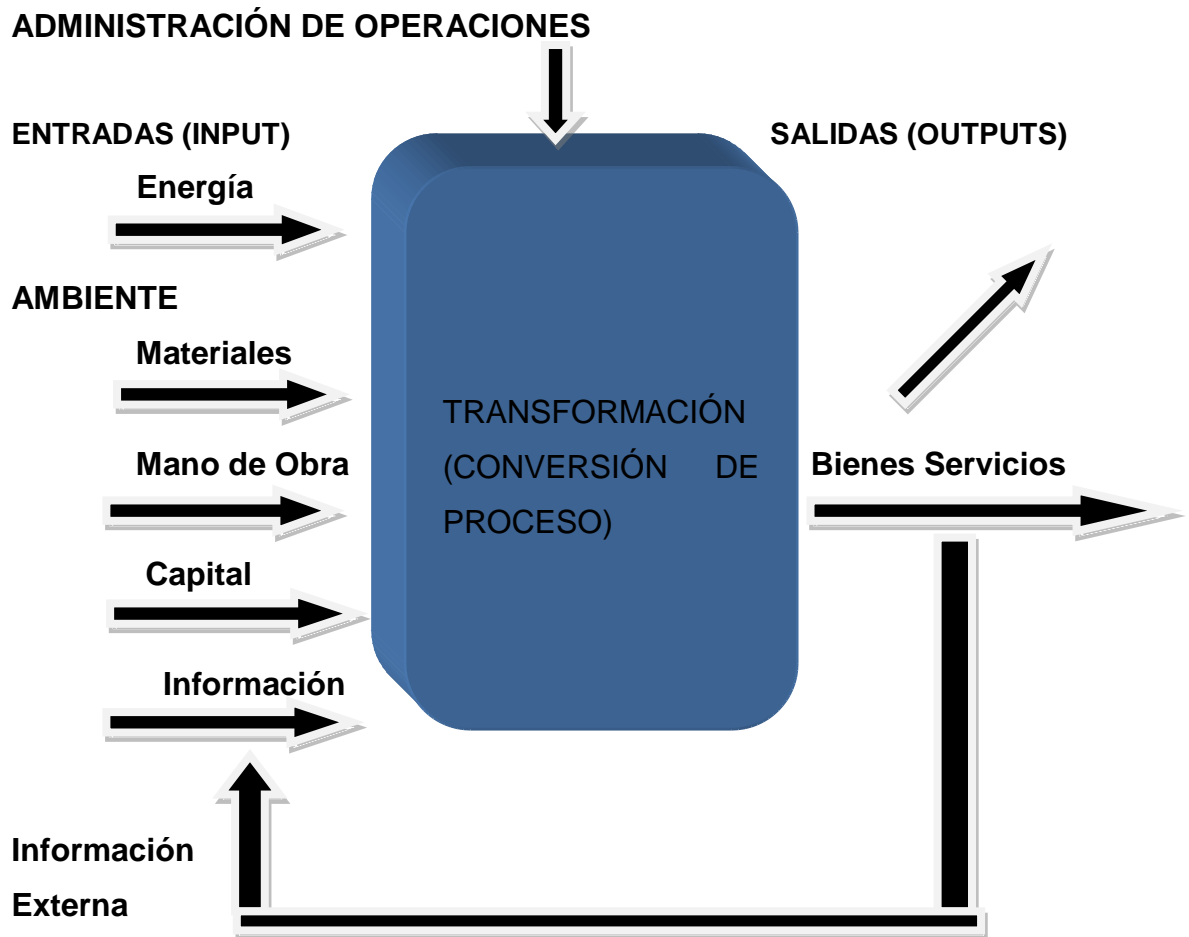


Fig. 2.2 Transformación de Materia Prima.

(Fuente: Universidad Técnica de Cotopaxi, Unidad Académica de Ciencias Administrativas y Humanísticas.)

2.2.11 TIEMPOS Y MOVIMIENTOS

Esta actividad implica la técnica de establecer un estándar de tiempo permisible para realizar una tarea determinada, con base en la medición del contenido de trabajo del método prescrito, con la debida consideración de la fatiga y las demoras personales y los retrasos inevitables. Existen varios tipos de técnicas que se utilizan para establecer un estándar, cada una acomodada para diferentes usos y cada uso con diferentes exactitudes y costos.

Algunos de los métodos de medición de trabajo son:

1. Estudio del tiempo
2. Datos predeterminados del tiempo.
3. Datos estándar.

De acuerdo con algunos estudios realizados, se dice que se utilizan diferentes métodos para estudiar la mano de obra directa e indirecta. Mientras que la mano de obra directa se estudia primordialmente mediante los tres primeros métodos, la mano de obra indirecta se estudia con las últimas dos.

ESTUDIO DE TIEMPOS

El enfoque del estudio de tiempos para la medición del trabajo utiliza un cronómetro o algún otro dispositivo para determinar el tiempo requerido para finalizar tareas determinadas. Suponiendo que se establece un estándar, el trabajador debe ser capacitado y utilizar el método prescrito mientras el estudio se está llevando a cabo.

TIEMPOS PREDETERMINADOS

Los tiempos predeterminados se basan en la idea de que todo el trabajo se puede reducir a un conjunto básico de movimientos. Entonces se pueden determinar los tiempos para cada uno de los movimientos básicos, por medio de un cronómetro o películas, y crear un banco de datos de tiempo. Utilizando el banco de datos, se puede establecer un tiempo estándar para cualquier trabajo que involucre los movimientos básicos.

TIEMPOS ESTÁNDAR

El uso de tiempos estándar también involucra el concepto de banco de datos, pero los datos comprenden clases más grandes de movimiento que los tiempos predeterminados. Por ejemplo, un sistema de tiempos estándar puede contener datos sobre el tiempo requerido para perforar agujeros de varios tamaños en ciertos materiales.

Cuando se requiere un estándar para una operación de perforación, los tiempos estándar se utilizan para estimar el tiempo requerido. Con tiempos estándar no es necesario medir cada tipo diferente de trabajo de perforación, se incluyen únicamente un conjunto estándar de operaciones

de perforación en el banco de datos y se proporcionan fórmulas o gráficas para realizar aproximaciones de otras condiciones.

2.2.12 GESTIÓN DE CALIDAD

Gestión de la Calidad son las actividades coordinadas para dirigir y controlar una organización en lo relativo a la calidad. La dirección y control en lo relativo a la calidad generalmente incluye el establecimiento de la política de la calidad, los objetivos de la calidad, la planificación de la calidad, el control de la calidad, el mejoramiento de la calidad y el aseguramiento de la calidad.

CONTROL DE CALIDAD

La calidad de un producto o servicio es la percepción que el cliente tiene del mismo, es una fijación mental del consumidor que asume conformidad con dicho producto o servicio y la capacidad del mismo para satisfacer sus necesidades.

Feigenbaum [1971] define la calidad como "la resultante de una combinación de características de ingeniería y de fabricación determinantes del grado de satisfacción que el producto proporcione al consumidor durante su uso", más tarde Feigenbaum [1996] [1997] plantea que calidad es "un sistema eficaz para integrar los esfuerzos de mejora de la gestión de los distintos grupos de la organización para proporcionar productos y servicios a niveles que permitan la satisfacción del cliente".

La Norma ISO 8402 [1994] define la calidad como "totalidad de las características de una entidad que le confieren la aptitud para satisfacer necesidades establecidas o implícitas" esta definición considera una entidad no solamente el producto o servicio que se vende sino también, una persona, una organización, un sistema, en otras palabras la amplía a todo lo que hace la calidad. La ISO 9000 [2000] plantea que calidad es: Grado en el que un conjunto de características inherentes cumple con los requisitos. Y añade dos notas:

Nota 1. El término calidad puede utilizarse acompañado de adjetivos tales como pobre, buena o excelente.

Nota 2. “Inherente” en contraposición a “asignado” significa que existe en algo, especialmente como una característica permanente.

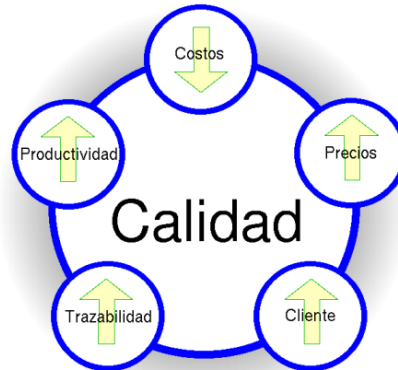


Fig. 2.3 Diagrama de Control de Calidad³

(Fuente: <http://www.google.com/imgres?imgurl=http://3.bp.blogspot.com/>.)

2.2.13 INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE ELEMENTOS⁴

Diseñar o idear es formular un plan para satisfacer una necesidad. El diseño mecánico es el diseño de objetos y sistemas de naturaleza mecánica: piezas, estructuras, mecanismos, máquinas y dispositivos. Casi todo el mundo interviene en un diseño de una manera u otra, incluso en la vida diaria, puesto que siempre se presentan problemas y casos que deben resolverse.

Factor de seguridad

El término factor de seguridad se aplica al factor utilizado para evaluar la condición segura de un elemento.

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Según Robert Mott el diseñador debe determinar cuál será el valor razonable de diseño en determinado caso. Con frecuencia, el valor del factor de diseño o del esfuerzo de diseño está definido por códigos establecidos por organizaciones de normalización, como la sociedad

Estadounidense de Ingenieros Mecánicos American Society of Mechanical Engineers). Para lo cual nos dan las siguientes recomendaciones de diseño.⁵

TABLA 2.3 FACTORES DE DISEÑO RECOMENDADOS.

n	Descripción
1.25 a 2.0	El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.
2.0 a 2.5	Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Es la que suele emplear en la solución de libros.
2.5 a 4.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
4.0 o mas	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbres en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar el empleo de estos valores.
3.0 a 4.0	Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.
4.0 a 8.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos, o el ambiente.

(Fuente: Robert Mott. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta Edición.)

DISEÑO PARA CARGAS ESTÁTICAS

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3}, \quad (\text{Ec. 2.2})$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Dónde:

σ_x = Esfuerzo de flexión

τ_{xy} = Esfuerzo de torsión

d = Diámetro del eje

M = Momento flexionante en la sección crítica

T = Momento torsionante en la sección crítica

Las ecuaciones que se usaran para el cálculo del Círculo de Mohr y esfuerzo Cortante máximo es:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad \text{Ec. 2.4}$$

$$\tau_{\max} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

La teoría del esfuerzo cortante máximo predice que la falla estática se producirá siempre que:

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2} \quad \sigma_1 - \sigma_3 = S_y \quad (\text{Ec. 2.6})$$

TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN

Esta teoría de falla también llamada teoría de la energía cortante o teoría de Von Mises Hencky. Es la más conveniente para el caso de materiales dúctiles. Como la del esfuerzo cortante, ésta se emplea solo para definir el principio de fluencia.

Se origina partir de la observación de que materiales dúctiles sometidos a esfuerzo hidrostático, tenía resistencia de fluencia muy superiores a los valores obtenidos por el ensayo a tensión simple.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \text{ (Mpa).}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1 - \sigma_2^2 + \sigma_2 - \sigma_3^2 + \sigma_1 - \sigma_3^2}$$

2.2.13.2 SISTEMAS DE ELEVACIÓN Y TRANSPORTE

MECANISMOS

Mecanismo es un conjunto de piezas rígidas, conectadas entre sí mediante diferentes uniones articuladas cuya misión es la transmisión y transformación de movimientos y fuerzas.

Los transportadores y elevadores resultan de gran trascendencia para el ingeniero mecánico dada su importancia desde el punto de vista industrial, así como desde la perspectiva académica ya que este tema agrupa las enseñanzas relacionadas con la mecánica, la hidráulica, la electrónica, y la resistencia de materiales.

2.2.13.3 TRANSPORTADORES DE RODILLOS

Los transportadores de rodillos se clasifican de manera general en:

- a. Transportadores de rodillos por gravedad.
- b. Transportadores de rodillos con movimiento inducido

Los primeros usados para mover materiales en diferentes niveles o en líneas de acción diferentes aprovechando la fuerza natural de la gravedad. La manipulación de todo tipo de empaque de mercadería o material que se mueve por su propio peso, es tal vez el más común de las aplicaciones: normalmente son de bajo costo y de mantenimiento mínimo; siendo estas ventajas para este tipo de transportador.

Las partes principales de las que consta este tipo de transportadores son los rieles, los rodillos en cuyos extremos se insertan rulimanes que pueden ser de bolas o cilíndricos dependiendo de la carga, los soportes y la estructura. Los aparatos de elevación se han utilizado durante siglos para la elevación, el descenso y transporte de cargas pesadas a distancias limitadas. En los elevadores la carga se levanta en jaulas (cabinas), en plataformas o en baldes que se desplazan por guías rígidas en direcciones verticales o próximas a la vertical.



Fig. 2.4 Transportador de Rodillos por gravedad
(Fuente: Grupo: Enduro Systems IncBiblioteca CAD)

La trayectoria de movimiento de la carga en los elevadores se determina por la configuración de las guías y en el proceso de trabajo no varía. Teniendo en cuenta la gran diversidad de materiales que pueden transportarse, resultan diversos tipos o clasificaciones de los mismos. Estas clasificaciones pueden ser:

- Verticales o inclinados. Estos se emplean cuando además de elevar un producto, hay que desplazarle horizontalmente en una pequeña cuantía.
- De descarga centrífuga o de descarga por gravedad.
- De cangilones espaciados o de cangilones continuos.
- De banda o de cadena.
- De gran capacidad.

2.2.13.4 SISTEMA DE ELEVACIÓN POR CANGILÓN

Los elevadores destinados al desplazamiento de cargas en cangilones auto descargadores (1), por las guías rígidas (2) se llaman de cangilones (fig. 2.5) o de cajón. Se aplican vastamente los elevadores de cangilones para cargar los altos hornos, los cubilotes, etc.

Los cangilones de los elevadores se descargan por el fondo o volcándose en el punto superior de la trayectoria del movimiento del cangilón debido al desplazamiento de sus ruedas anteriores y posteriores por los distintos rieles: al salir las rueda; anteriores en la curva horizontal o inclinada las ruedas posteriores continúan rodando hacia arriba, lo que conduce al vuelco del cangilón.

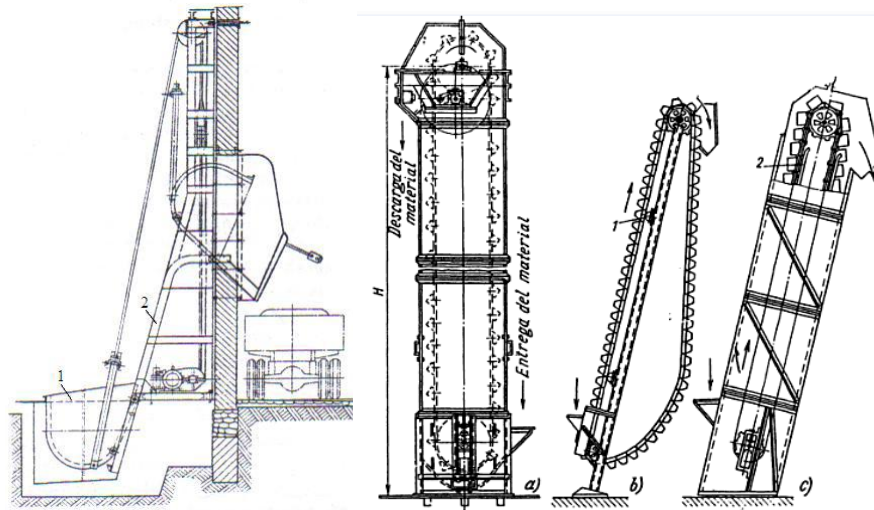


Fig. 2.5 Elevador de Cangilones: a) vertical, b y c, inclinados
(Fuente: Miravete Emilio Larrodé. Elevadores Principios e Innovaciones.)

La elección o diseño de un elevador, es un asunto que requiere un conocimiento profundo de los mismos y del comportamiento de los materiales a transportar, o sea, exige cierta experiencia por ser variados los factores que entran en juego.

Los primeros elevadores de cangilones se emplearon para la elevación de cereales, pero su uso se ha extendido posteriormente a muchas otras materias, tales como carbón, cemento, harina, cenizas, etc., o sea, en general, materiales sueltos.

Las velocidades pueden variar desde 0,5 m/seg, hasta 4 m/seg.; la anchura de los cangilones puede ser de 1,5 m, la altura de elevación puede llegar hasta 50 m. y más, y su capacidad hasta 500-600 ms/hora. Los cangilones de descarga por gravedad se emplearán para materiales con tendencia a pegarse.

La forma de los cangilones depende grandemente de los materiales a trasladar, así como de la velocidad del elevador. La fig. 4, extraída de norma DIN 15.230, muestra los tipos de cangilón corrientemente empleados.

ELEVADORES DE CANGILONES

DIN	15231	15241	15232	15242	15233	15243	15234	15244	15235	15245	22201 . 22202 22211 . 22212	22203 22213
Ejecución	Chapa	Fundición	Chapa	Fundición	Chapa	Fundición	Chapa	Fundición	Chapa	Fundición		
Forma	Altura reducida		Altura reducida redondeada		Semiprofundos		Profundo		Profundo		Cangilones continuos	
Figura												
Apropiados para	Materiales sueltos Harina Sémola		Materiales en trozos pequeños; cereales		Materiales pegajosos: azúcar en caña, finos de carbón, húmedos		Materiales pesados, polverulentos o en trozos grandes; arena, cemento, carbón		Materiales ligeros y fluidos o rodantes: cenizas o patatas		Carbón de hulla	

Fig. 2.6 Elevadores de cangilones

(Fuente: Norma DIN 15.230)

2.2.13.5 POLEAS

Es un mecanismo cuya función consiste en transmitir fuerza por medio de una rueda y un cable el cual pasa por el centro de un canal que la rueda posee, con esta se puede cambiar la dirección de los mecanismos ya que puede girar ambos sentidos (adelante-atrás), su velocidad puede variar de acuerdo a la fuerza aplicada. Existen diferentes tipos de estas tales como: Simple fija: se ancla en un soporte y el cable se ata al peso por una de sus puntas y por la otra se transmite la fuerza.

Simple móvil: para levantar la carga se utiliza un soporte atado a la polea y como una de sus puntas esta empotrada, con la otra se hace la fuerza para producir movimiento sobre esta.

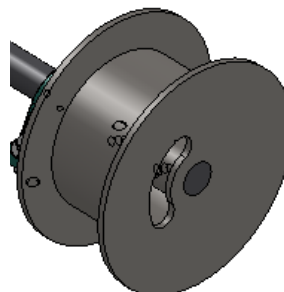


Fig. 2.7 Polea

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

2.2.13.6 BANDA O CINTA TRANSPORTADORA⁶

Este tipo de aparato tiene la ventaja de poder alcanzar rendimientos muy elevados (600 ft/h), un consumo relativamente pequeño de energía, sobre todo para el transporte horizontal. Por otra parte, para el rendimiento y longitudes iguales, el transportador de cinta es aproximadamente un 10 %

más barato que el tornillo helicoidal. Su uso es muy frecuente en las estaciones de tratamiento de semillas, ya que permite una evacuación total y rápida.

El inconveniente de estos dispositivos es que ocupan mucho espacio, además deben llevar una capota o cubierta para operar al aire libre; y su utilización produce mucho polvo. Además de este modelo clásico, existen transportadores de cinta particulares, con bordillos, o de cintas entubadas.

Las partes constitutivas de una cinta transportadora son: Cabezal motriz de accionamiento, cuyo tambor imprime el movimiento a la banda; Rodillos de soporte; Cabezal de retorno y tensado; Estructura de soporte; Zona de carga y descarga; La banda.

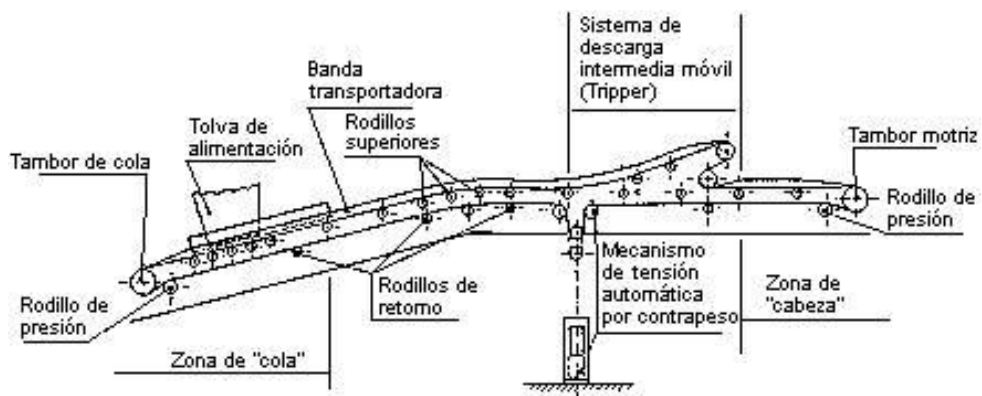


Fig. 2.8 Mecanismo de Cintas Transportadora

(Fuente: Miravete Emilio Larrodé. Elevadores principios e innovaciones.)

Una banda o cinta transportadora es una estructura de goma o tejido en forma de correa cerrada en anillo, con una unión vulcanizada o con empalme metálico, utilizada para el transporte de material. Las bandas transportadoras son los aparatos más utilizados para el transporte de objetos sólidos y material a granel a gran velocidad y cubriendo grandes distancias.⁷

⁸ La cinta transportadora, utilizada en medida creciente durante los últimos años, es un medio de transporte que satisface ampliamente estas exigencias, comparado con otros sistemas, se ha revelado en efecto como el más económico, incluso porque se puede adaptar a las más diferentes condiciones de trabajo.

Actualmente, no solo se utiliza para el horizontal o en subidas, sino también en curvas, en ligeras bajadas y con velocidades relativamente elevadas. La función de una cinta transportadora es la de transportar de forma continua de materiales a granel homogéneos o mezclados, a distancias que pueden oscilar entre algunos metros y decenas de kilómetros. Uno de los componentes principales del transportador es la banda de goma, que ejerce una doble función:

- contener el material transportado
- transmitir la fuerza necesaria para transportar la carga.

La cinta transportadora es un dispositivo capaz de trasladar de forma continua los materiales que transporta en su parte superior. Este tipo de transportadoras continuas están constituidas básicamente por una banda flexible que se desplaza apoyada sobre unos rodillos de giro libre.

El desplazamiento de la banda se realiza por la acción de arrastre que le transmite uno de los tambores extremos, generalmente el situado en “cabeza”. Todos los componentes y accesorios del conjunto se disponen sobre un bastidor, casi siempre metálico, que les da soporte y cohesión.

TIPOS PRINCIPALES DE BANDAS TRANSPORTADORAS

Las bandas transportadoras se pueden clasificar según los siguientes tipos:

- Según el tipo de tejido: algodón, tejidos sintéticos, y cables de acero.
- Según la disposición del tejido: varias telas o capas o de tejido sólido.
- Según el aspecto de la superficie portante de la carga: lisas, rugosas, con nervios, tacos o laterales vulcanizados.

BANDAS TEXTILES

Son las bandas de uso más común. Están constituidas, por varias capas de tejidos engomados, para una buena adherencia, separadas por una

capa de goma intermedia que mejora su flexibilidad, recubiertas por capas de goma del grueso y calidad deseados según el trabajo a realizar y el tipo de material a transportar.

Los bordes pueden ir recubiertos con goma o bien cortados en el caso de que el tejido no sea afectado por la humedad (caso de lonas EP).

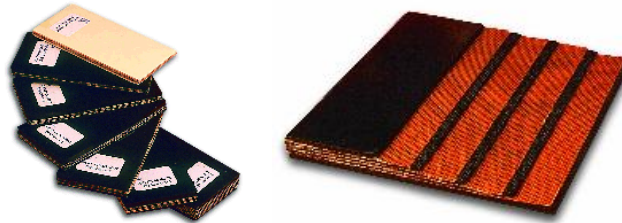


Fig. 2.9 Bandas Textiles

(Fuente: http://www.kauman.com/es/products/calc_selBanda_es.asp)

DENOMINACIÓN DE LAS BANDAS TEXTILES.

La denominación completa de una banda textil, incluirá la definición del ancho en mm, tipo de carcasa, espesores de recubrimientos y la letra identificativa de la calidad de las capas de cubierta. Así: 1800 EP800/4 6+4 X

Indicará que se trata de una banda de 1800 mm. De ancho, carcasa de poliéster-nylon de 800 N/mm de resistencia en 4 capas, espesor de recubrimientos 6 y 4 mm. Y calidad de recubrimiento "X". También podría denominarse como: 1800 4EP200 6+4 X.

Variante que indica que la carcasa está constituida por 4 capas de 200 N/mm de resistencia cada una.

Tipos de Textiles

Los tejidos más usuales en la fabricación de bandas transportadoras son los de tipo EP, formados por fibras de poliéster (E) en el sentido longitudinal (urdimbre) y de poliamida o nylon (P) en el sentido transversal (trama). Este tipo de tejido proporciona a la banda una elevada resistencia a la rotura y al impacto, así como una gran flexibilidad y un peso reducido.

Dado que este tipo de tejido no es afectado por la humedad, estas bandas pueden ser utilizadas también con los cantos cortados (lonas a la vista en los bordes) en cualquier aplicación, con el consiguiente ahorro de coste y la plena garantía de buen funcionamiento.

En algunos casos, es conveniente utilizar carcasas con la trama reforzada; por ejemplo, bandas que han de ser empalmadas mediante grapas, bandas de elevadores de cangilones, o que precisan mayor resistencia al desgarró longitudinal por alguna otra razón. Este refuerzo puede darse en el propio tejido, o bien mediante una trama adicional metálica o textil.

También pueden fabricarse con otros tejidos tales como algodón (B), rayón(R), nylon-nylon (PP), etc.

TABLA 2.4 RESISTENCIAS LONGITUDINALES NORMALIZADAS

Cargas de rotura longitudinal normalizadas en N/mm.												
200	250	315	400	500	630	800	1.000	1.250	1.600	2.000	2.500	3.150

[Fuente: http://www.kauman.com/es/products/bt_denominacion_es.asp]

TABLA 2.5 IDENTIFICACION MATERIAL DE TEJIDO DE LA BANDAS

Letras identificativas del material del Tejido	
Letra identificativa	Material del Tejido
B	Algodón
Z	Viscosilla
R	Rayón
P	Poliamida
E	Poliéster
D	Aramida
G	Fibra de vidrio

(Fuente: http://www.kauman.com/es/products/bt_denominacion_es.asp)

DESCRIPCIÓN DE TIPOS DE BANDAS TEXTILES

BANDAS TEXTILES LISAS

Son las más utilizadas por su versatilidad y economía. Las variantes posibles, tanto en la carcasa de refuerzo como en la calidad de las gomas de recubrimiento, hacen que se puedan adaptar prácticamente a todo tipo de transporte.



Fig. 2.10 Transportador de Piedra

(Fuente: <http://www.google.com/imgres?imgurl=http://3.bp.blogspot.com/>.)

RODILLOS

Sostienen la banda y tienen que garantizar el deslizamiento libre y regular bajo carga. Son los elementos más importantes de la banda transportadora y representan una parte considerable de su valor global. El funcionamiento correcto de los rodillos es fundamental para garantizar la eficacia y la economía de empleo de la instalación.

TAMBOR MOTRIZ

En el tambor motriz tradicional o en el moto tambor, la envoltura se reviste normalmente de goma, de un espesor adecuado a la potencia a transmitir. El revestimiento se presenta nervado, en forma de espiga, con el vértice situado en el sentido de la marcha o con surcos romboidales, para elevar el coeficiente de rozamiento y facilitar el desagüe.

CRITERIOS DE DISEÑO DE BANDAS TRANSPORTADORAS

La elección del sistema de transporte óptimo, su correcto diseño, su utilización racional, depende del conocimiento de las características

constructivas y del comportamiento bajo carga de todos los componentes del propio sistema. Los factores principales que influyen en el dimensionado de una cinta transportadora son: la capacidad de transporte requerida, la granulometría, las características fisicoquímicas del material a transportar y el perfil altimétrico del recorrido.

A continuación se ilustran los criterios utilizados para determinar la velocidad y el ancho de la banda, para elegir la configuración de las estaciones, el tipo de rodillos a utilizar y para el dimensionamiento de los tambores.

MATERIAL A TRANSPORTAR

El diseño correcto de una cinta transportadora empieza con la evaluación de las características del material a transportar: en particular del ángulo de reposo y del ángulo de sobrecarga.

El ángulo de reposo de un material, definido también "ángulo de rozamiento natural", es el ángulo que la superficie de un amontonamiento, formado libremente, forma respecto al plano horizontal.

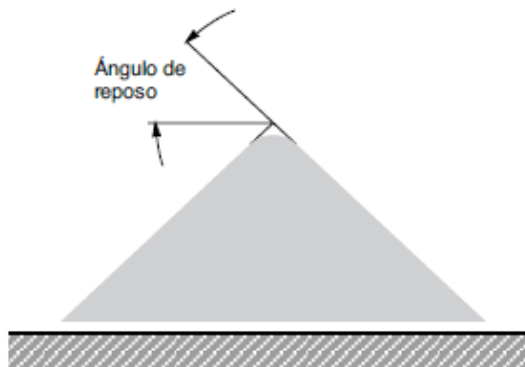


Fig. 2.11 Ángulo de Reposo del Material

(Fuente: http://www.rulmeca.com/download_cms/catalogues/rc/spanish/1.info-tec.pdf)

El ángulo de sobrecarga es el ángulo que forma la superficie del material respecto al plano horizontal sobre la banda en movimiento.

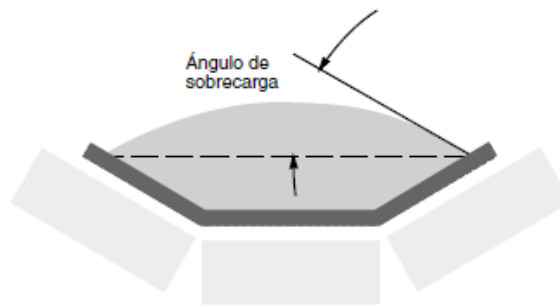


Fig. 2.12 Ángulo de Sobrecarga del Material

(Fuente: <http://www.rulmecca.com/download cms/catalogues/rc/spanish/1.info-tec.pdf>)

Este ángulo normalmente es de 5° - 15° (para algunos materiales, hasta 20°) inferior al ángulo de reposo. La Tab. 1 ofrece la correlación entre las características físicas de los materiales y el correspondiente ángulo de reposo, ángulo de sobrecarga y fluidez del material. Anexo A3.

VELOCIDAD DE LA BANDA

La velocidad máxima de funcionamiento de las cintas transportadoras ha alcanzado límites que eran impensables hasta hace algunos años. Las velocidades más elevadas han permitido incrementar los volúmenes transportados: a igualdad de carga, se han reducido las cargas de material por unidad lineal de transportador y, por tanto, los costes de las estructuras, de las estaciones portantes y de la banda.

Las características físicas de los materiales a transportar influyen de manera determinante la velocidad de funcionamiento. Los materiales ligeros, tales como cereales y polvos de algunos minerales, permiten velocidades elevadas. Materiales cribados o preseleccionados pueden ser trasladados a velocidades de 8 m/s y superiores.

Con el aumento del tamaño del material, de su abrasividad y de su peso específico, es necesario reducir la velocidad de la banda. Materiales no triturados o no seleccionados pueden obligar a elegir velocidades de transporte más moderadas, del orden de 1,5 a 3,5 m/s.

Tabla 2.6 Velocidades Recomendadas de las Bandas Transportadoras

Tamaño de dimensiones Máximas		Banda Ancho mínimo	Velocidad Máxima			
Uniforme	Mixto		mm	A(m/s)	B(m/s)	C(m/s)
Hasta mm	Hasta mm					
50	100	400	2.5	2.3	2	1.65
75	150	500				
125	200	650	3	2.75	2.36	2
170	300	800	3.5	3.2	2.75	2.35
250	400	1000	4	3.65	3.15	2.65
350	500	1200				
400	600	1400	4.5	4	3.5	3
450	650	1600				
500	700	1800	5	4.5	3.5	3
550	750	2000				
600	800	2200	6	5	4.5	4

(Fuente: http://www.rulmecca.com/download_cms/catalogues/rc/spanish/1.info-tec.pdf)

La cantidad de material por metro lineal que gravita sobre la banda es:

$$qG = \frac{Qt}{3.6 \cdot v} \quad \text{Ec. 2.7}$$

Con el aumento de la velocidad v se podrá obtener la misma capacidad de transporte lv con un menor ancho de la banda (es decir, con una estructura del transportador más sencilla) así como con menor carga por unidad lineal, y por tanto con esfuerzo de rodillos y estaciones portantes reducidos, y menor tensión de la banda.

CAPACIDAD DE TRANSPORTE VOLUMÉTRICA IM

La capacidad transporte en volumen de la banda viene dada por la fórmula:

$$IM = \frac{Qt}{\gamma} \quad \text{Ec. 2.8}$$

Para el caso de bandas inclinadas es necesario corregir la capacidad de transporte volumétrico IM en función del ángulo de inclinación de la banda, con los factores $K1$ y K . Para lo cual se emplea la figura del Anexo A2 para factores de inclinación K y $K1$.

IVT es la capacidad de transporte volumétrica corregida en relación con la inclinación y con la irregularidad de alimentación.

$$I_{VT} = \frac{IM}{v * K * K_1} \quad \text{Ec. 2.9}$$

El peso por metro de una banda textil lisa puede estimarse, de una forma aproximada, aplicando la siguiente fórmula:

$$Pb = B * 1.15 * e + Pl * z \quad \text{Ec. 2.10}$$

Para lo cual los valores de Pl que es el valor del peso de cada capa textil, se lo puede encontrar en el Anexo A 4.1. La capacidad de transporte depende básicamente de la sección transversal del material sobre la cinta para lo cual se empleara las siguientes ecuaciones, la anchura útil (b) de la cinta que es en sí misma función del ancho de la banda tiene que cumplir con las siguientes condiciones:

$$b = 0.9 * B - 0.05 \quad \text{Para } B \leq 2m \quad \text{Ec. 2.11}$$

$$b = B - 0.02 \quad \text{Para } B \geq 2m \quad \text{Ec. 2.12}$$

Para determinar la sección útil de material queda limitado por el ángulo de terna, o ángulo de estación, y el ángulo de sobrecarga del material.

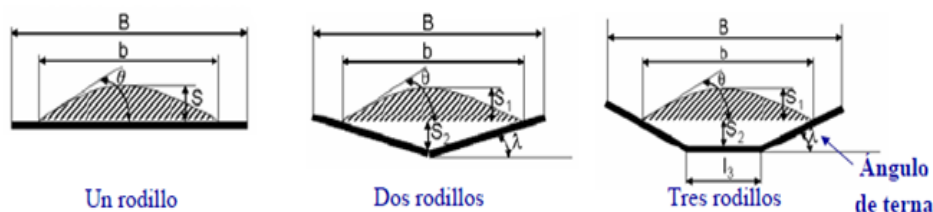


Fig. 2.13 Formas de los rodillos para determinar la sección

(Fuente: http://www.rulmecca.com/download_cms/catalogues/rc/spanish/1.info-tec.pdf)

$$S_1 = l_3 + \frac{(b - l_3)^2 * \cos \lambda * \tan \theta}{6} \quad \text{Ec. 2.13}$$

$$S_2 = l_3 + \frac{(b - l_3)}{2} * \frac{1}{\cos \lambda} * \frac{(b - l_3)}{2} * \sin \lambda \quad \text{Ec. 2.14}$$

$$S = S_1 + S_2 \quad \text{Ec. 2.15}$$

2.2.13.7 POTENCIA DE ACCIONAMIENTO DE LA BANDA

La potencia de accionamiento se calcula desglosándola en cuatro componentes:

N1.- Potencia necesaria para mover la banda descargada

Depende del peso de las partes móviles, el coeficiente de fricción en los rodillos de apoyo, la longitud, la inclinación y la velocidad de la banda. Su valor en CV, viene dado por:

$$N1 = \frac{C*f*L*v}{75} * 2Pb * \cos \alpha + Pr + Gi \quad \text{Ec. 2.16}$$

N2.- Potencia necesaria para vencer las resistencias de rozamiento al movimiento de la carga

Depende de los mismos factores del apartado anterior, con la diferencia de que sólo se considerará el peso de la carga a transportar. Su valor en CV, viene dado por:

$$N2 = \frac{C*f*L*Qt*\cos \alpha}{270} \quad \text{Ec. 2.17}$$

N3.- Potencia necesaria para elevar la carga

Dependerá de la cantidad de material a transportar, la velocidad y la (\pm) altura. La propia banda no se considera, ya que compensa la parte ascendente con la descendente. Su valor en CV, viene dado por:

$$N3 = \pm \frac{Qt*H}{270} \quad \text{Ec. 2.18}$$

Nt .- Potencia necesaria para accionar descargas intermedias

La altura de elevación del "tripper" ha de sumarse a la del transporte en los cálculos anteriores. Además, se añadirán las potencias indicadas en la siguiente tabla.

TABLA 2.7 POTENCIA DE DESCARGAS INTERMEDIAS

Tabla 2.7. Potencia Absorbida por el "TRIPPER" Nt, en CV		
Ancho de la Banda	"Tripper" Fijo	"Tripper" Móvil
hasta 650	1,00	1,70
de 650 a 800	1,70	2,70
de 1.000 a 1.200	2,90	4,30
de 1.200 a 1.600	4,70	6,80
de 1.600 a 2.000	6,00	8,60
de 2.000 a 2.400	7,30	10,00

(Fuente: http://www.kauman.com/es/products/bt_denominacion_es.asp)

Entonces la suma de todas estas potencias nos indican la potencia que la banda necesita para moverse.

$$N_a = N_1 + N_2 + N_3 + N_t$$

Ec. 2.19

La potencia de accionamiento ha de traducirse en una fuerza de accionamiento sobre el tambor motriz. Esta fuerza de accionamiento se produce por la diferencia entre las tensiones de entrada y salida de la banda en el tambor motriz, que dependen a su vez del coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor.

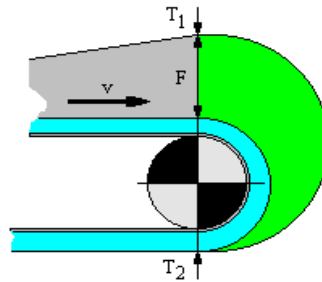


Fig. 2.14 Aplicación de la Fuerza de Accionamiento en el Tambor
(Fuente: http://www.kauman.com/es/products/bt_denominacion_es.asp)

La fuerza y la potencia de accionamiento están relacionadas por la siguiente ecuación:

$$F = \frac{75 \cdot N_a}{v} \quad \text{Ec. 2.20}$$

A su vez, las tensiones de entrada y salida están relacionadas por la fórmula de Eytelwein-Euler:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu \cdot \alpha} \quad \text{Ec. 2.21}$$

Estas tensiones serán mínimas cuando se alcance el límite de adherencia entre la banda y el tambor, en cuyo momento la expresión anterior se convierte en igualdad.

$$T_1 - T_2 = F \quad \text{Ec. 2.22}$$

De estas dos últimas ecuaciones, resulta:

$$T_1 = F * \left(1 + \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \right) \quad \text{Ec. 2.23}$$

$$T_2 = F * \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \quad \text{Ec. 2.24}$$

Tensión máxima (T_{máx})

Es la tensión de la banda en el punto sometido a mayor esfuerzo de la cinta transportadora. Normalmente coincide con la tensión T₁. Sin embargo, para cintas transportadoras con marcha planimetría particular en condiciones de funcionamiento variables, la T_{máx} puede encontrarse en tramos diferentes de la banda.

Cargas de trabajo y de rotura de la banda La T_{máx} se utiliza para calcular la tensión unitaria máxima de la banda T_{umáx} dada por:

$$T_{umax} = \frac{T_{max} * 10}{B} \quad \text{Ec. 2.25}$$

La determinación del número de capas de las bandas se puede utilizar la ecuación que se presenta a continuación, la cual depende de un coeficiente de seguridad que se encuentra en función del número de capas, que se lo encuentra en el Anexo A 4.6

$$Z = \frac{S * T_{max}}{100 * B * R_1} \quad \text{Ec. 2.26}$$

Configuración de las estaciones, paso y distancias de transición

Se define como estación la combinación de los rodillos con el correspondiente bastidor de soporte fijo Fig. 2.15; la estación también se puede suspender en forma de guirnalda. Se distinguen dos tipos de estación base: las portantes de ida, que sostienen la banda cargada, y las inferiores, que sostienen la banda vacía en el tramo de retorno.

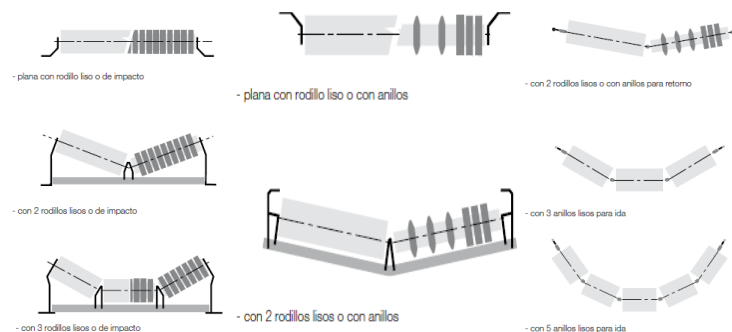


Fig. 2.15 Estaciones fija de Ida, Estaciones Fija de Retorno, Estaciones forma de guirnalda.

(Fuente: http://www.rulmeca.com/download_cms/catalogues/rc/spanish/1.info-tec.pdf)

Paso de las estaciones

En las bandas transportadoras el paso a_o más usado normalmente para las estaciones de ida es de un metro, mientras que para el retorno es de tres metros (a_u). La flecha de flexión de la banda, entre dos estaciones portantes consecutivas, no tiene que superar el 2% del paso.

Una flecha de flexión mayor genera, durante la carga, salidas de material desde la banda y excesivos rozamientos excesivos debidos a las deformaciones de la masa del material transportado. Esto origina no sólo trabajo o absorción de potencia superiores, sino también anómalos esfuerzos de los rodillos, así como un desgaste prematuro de la cubierta de la banda.

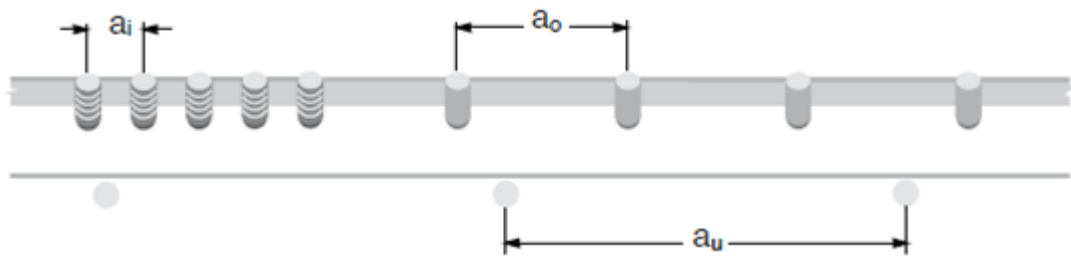


Fig. 2.16 Estaciones de Ida y de retorno

(Fuente: http://www.rulmeca.com/download_cms/catalogues/rc/spanish/1.info-tec.pdf)

Diámetro de los tambores

El diámetro de los tambores es un factor importante para el correcto funcionamiento de una instalación. Por una parte, determina el grado de esfuerzo al que va a estar sometida la banda en las flexiones que provoca su paso por ellos y, por otro, la superficie de contacto entre la banda y el tambor motriz ha de ser la suficiente para dar la fuerza de accionamiento necesaria evitando un tensionamiento excesivo.

Por esta razón, la norma DIN-22101, establece como diámetro mínimo del tambor de accionamiento para bandas textiles, el resultado de la siguiente expresión:

$$D = \frac{360 \cdot F}{p \cdot \pi \cdot \varphi \cdot B} \quad \text{Ec. 2.27}$$

Donde:

D.- Diámetro de tambor motriz, en metros

F.- Fuerza de accionamiento en tambor motriz, en kilos

p.- Capacidad de transmisión tambor/banda (1.600÷2.000 Kg/m². En subterráneas, hasta 3.500)

φ .- Ángulo abrazado en tambor motriz (grados)

B.- Ancho de la banda en metros

2. 3 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA

La transformación tecnológica que está afectando a la sociedad actual requiere de alternativas coherentes de investigación; una de ellas es el enfoque crítico – propositivo, ya que por medio de este se considera la participación de los involucrados en el problema (distribuidores, consumidores) y realiza la investigación para relacionar causas y efectos del mismo, a fin de plantear alternativas de solución en un clima de sinergia y pro actividad. Este enfoque privilegia la interpretación, comprensión y explicación de los fenómenos sociales en perspectiva de totalidad. Busca la esencia de los mínimos al analizarlos inmersos en una red de interrelaciones e interacciones, en la dinámica de las contradicciones que generan cambios cualitativos profundos.

2. 4 FUNDAMENTACIÓN LEGAL

2. 4.1 NORMAS

Para todo proyecto de investigación se debe basarse en fundamentación legal la misma que será la guía durante la realización del proyecto.

2. 4.2 DISEÑO MECÁNICO

Esas normas pueden cubrir diferentes actividades del proceso (o competencias) como especificación, dimensionamiento, elección del material, etc. El uso de las normas puede variar a menudo en relación al contexto en el que son utilizadas.

Las personas que van a realizar diseño, construcción de elementos mecánicos, máquinas, necesitan aplicar regularmente un número de

estándares internacionales relacionados con la utilización de algunos elementos, seguridad, regulaciones medioambientales, etc.

Normas INEN para dibujo Técnico Mecánico.

Como todo elemento o producto que se elabore debe cumplir con normas de fabricación, calidad, de seguridad y en la actualidad normas medio ambiental. Las normas que rigen la elaboración de los bloques es la Norma UNE 41166-1:2000, 41166-2:2000 que será derogada por la UNE EN 771-3 en abril de 2006.

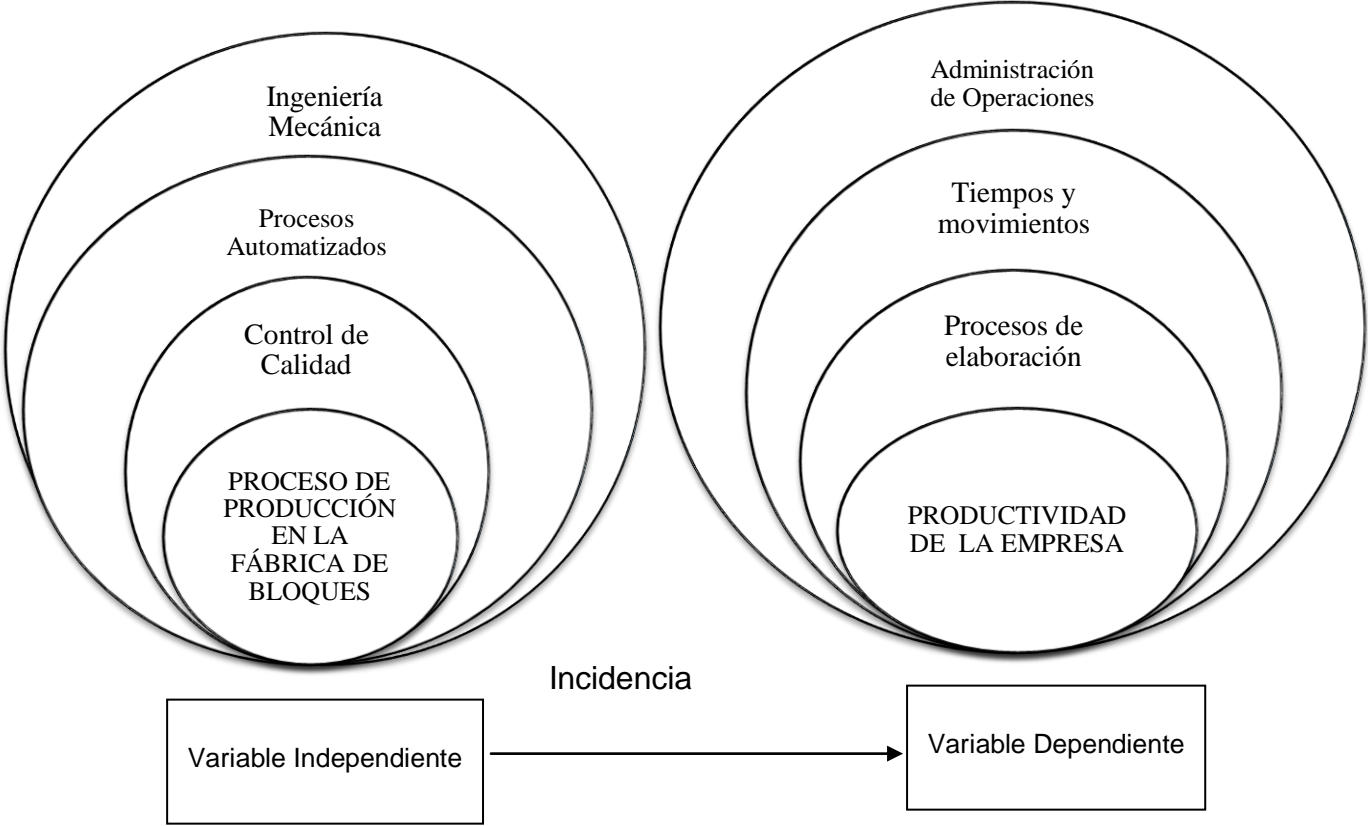
En lo concerniente al trabajador se deberá basar en el Código de Trabajo de la República del Ecuador: Capítulo III De los efectos del contrato de trabajo

Art. 38.- Riesgos provenientes del trabajo;

Art. 42.- Obligaciones del empleador.

Art. 82.- Remuneraciones por horas: diarias, semanales y mensuales.

2. 5 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES



40

2. 6 HIPÓTESIS

La aplicación de un sistema de transporte de materia prima en el proceso de producción permitirá optimizar los tiempos de producción.

2. 7 SEÑALAMIENTO DE LAS VARIABLES

2. 7.1 VARIABLE INDEPENDIENTE:

ESTUDIO DE LA PRODUCCIÓN EN LA FÁBRICA DE BLOQUES VIRGEN DEL CISNE

2. 7.2 VARIABLE DEPENDIENTE:

INCIDENCIA EN LA PRODUCTIVIDAD DE LA EMPRESA.

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 ENFOQUE

El enfoque investigativo será cuantitativa, ya que estará basado en analizar los procesos actuales de fabricación de bloques, esta información será recopilada y analizada para ver una solución óptima para mejorar la producción en la Empresa Bloquera, de acuerdo a una realidad objetiva de acuerdo a las circunstancias económicas de la fábrica. En ciertos tramos de la investigación usaremos el análisis cualitativo como es la observación. Motivo por el cual en cada etapa del proyecto se empleará enfoques cuantitativos.

3.2 MODALIDAD BÁSICA DE INVESTIGACIÓN

En el presente proyecto se va a emplear dos tipos básico de investigación los cuáles son: de campo, bibliográfica.

3.2.1 INVESTIGACIÓN DE CAMPO

En el presente proyecto se realizará investigación de campo, debido a que se requiere recolectar datos en el lugar donde se va a elaborar el producto. Debido a que tendremos que estudiar aspectos importantes como: tiempos de elaboración manual del producto, máquinas que posee la fábrica, calidad del producto, entre otros, aspectos para realizar el proyecto, lo que conlleva a permanecer un tiempo considerable en el lugar de producción.

3.2.2 INVESTIGACIÓN BIBLIOGRÁFICA

Constituye un complemento fundamental en la elaboración del proyecto, ya que mediante la utilización de folletos, textos, libros, páginas web y

electrónicas, poder orientar adecuadamente el proyecto a fin de facilitar y relacionar con parámetros que se deba investigar a fin de realizar el estudio de la producción de Bloques.

3.3 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN

Se trata a un estudio altamente estructurado que responde a la relación Causa – Efecto y que por lo tanto, esta investigación presenta dos tipos de niveles de investigación bibliográfica y de campo, ya que se investigará y recopilará información en la Fábrica de Bloques, para ver su proceso actual e ir descubriendo necesidades y buscando soluciones a los problemas, acorde a sus recursos, de igual manera se irá ordenando y sintetizando la información recopilada.

Todo trabajo que se aborda desde la seriedad del rigor científico, conlleva una organización sistémica y bajo lineamientos metodológicos que le permitan demostrar las hipótesis, cumplir con los objetivos y llegar a las conclusiones y aportes establecidos como finalidad, tiene que disciplinar el análisis cualitativo con la intención de adquirir la calidad deseada, por ello, los métodos más apropiados y de acuerdo a una visión personal, son los siguientes:

Método Comparativo.- Debido a que el trabajo de investigación pretende establecer la realización del mejoramiento del proceso de producción de la fabricación de bloques, se debe realizar las comparaciones entre la producción actual y la producción que obtendremos después de realizar el estudio.

Método Analítico.- Si después de comprobadas las hipótesis o establecidos los argumentos que medirán el alcance de la investigación del problema planteado, no se formulan conceptos nuevos o no se realizan nuevas aportaciones al respecto, significaría que todo el trabajo fue en vano; por ello, analizar cada elemento, criterio de autores y comparaciones con la realidad aplicativa en lo que a la forma de producir

se refiere, es lo que se pretende con el desarrollo de los capítulos mediante el uso sistematizado de los criterios analíticos.

El método enunciado, permitirá por lo tanto, establecer un estudio crítico, aportativo, real y verídico que lleve a estudios concluyentes respecto a la efectividad de la implementación de un sistema de transporte de la materia prima desde el mezclador hacia la tolva de la máquina de bloques.

3.4 POBLACIÓN Y MUESTRA

La población y la muestra que servirá como guía para realizar la investigación serán los tiempos de producción, cantidad de desperdicios, la jornada de trabajo, producción de la empresa.

n= tamaño de la muestra

Z= Nivel de Confiabilidad: 95%: 0.95 = 1.96

P= Probabilidad de Ocurrencia: 0.5

Q= Probabilidad de no Ocurrencia: 1 – 0.5 = 0.5

N= Población: 160

Error de Muestreo= e: 5%=0.05

$$n = \frac{Z^2 P Q N}{Z^2 P Q + N e^2}$$
$$n = \frac{1.96^2 \cdot 0.5 \cdot 0.5 \cdot (160)}{(1.96)^2(0.5)(0.5) + (160)(0.05)^2}$$
$$n = \frac{153.664}{0.9604 + 0.4}$$
$$n = 112.955 \approx 113$$

La producción es de 160 bloques por hora, realizando una producción diaria de 1280 bloques al día, en bloques perforados de 12; y en bloques macizos se produce 80 por hora, con una producción total de 640 bloques.

3.5 OPERACIONALIZACIÓN DE LAS VARIABLES

3.5.1 VARIABLE INDEPENDIENTE

ESTUDIO DE LA PRODUCCIÓN EN LA FÁBRICA DE BLOQUES VIRGEN DEL CISNE

Conceptualización	Dimensiones	Ítems	Indicadores	Técnicas e instrumentos y unidades de observación
Producción.- Es un conjunto de objetos y/o seres vivientes que se relacionan entre sí para procesar insumos y convertirlos en el producto definido por el objetivo del sistema.	Control de Procesos. Disminución de tiempos de producción.	¿Cómo se podrá mejorar la producción de bloques? ¿Cómo se podrá disminuir los tiempos de producción ?	Utilizar una planeación adecuada a fin de mejorar los procesos de producción. Realizar un estudio de cuál será la mejor solución para disminuir los tiempos de producción.	Observación Directa Encuesta

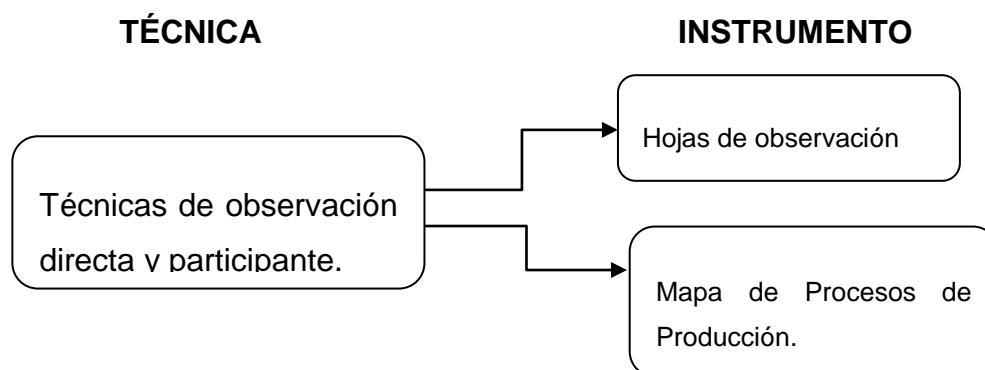
3.5.2 VARIABLE DEPENDIENTE

INCIDENCIA EN LA PRODUCTIVIDAD DE LA EMPRESA.

Conceptualización	Dimensiones	Ítems	Indicadores	Técnicas e instrumentos y unidades de observación
Productividad Es mejorar los resultados considerando los recursos empleados para generarlos.	Costos Ventas	¿Cómo afectará los costos de producción en la productividad de la Fábrica de bloques?	Realizar graficas de comparación de costos de producción y de ventas.	Observación Directa Encuesta

3.6 PLAN DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN

Para esta investigación se utilizarán las técnicas de observación directa y participante, se tendrá que basar en antecedentes investigativos de máquinas similares existentes en el país, además será necesaria la investigación bibliográfica de revistas, libros, e información del internet.



3.7 PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN

Luego de haber realizado el proceso de recolección de datos necesarios en cuanto a producción de bloques, determinación de la productividad de la empresa, y haber realizado la observación directa del proceso de fabricación se procede a recopilar la información necesaria que permita analizar los resultados obtenidos a fin de poder dar una solución adecuada para mejorar la producción de los bloques y disminuir los tiempos de fabricación.

Con estos datos podemos realizar la tabulación para una mejor interpretación, realizar graficas a fin de observar cómo se va incrementando los tiempos de fabricación de los bloques.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

PRODUCCIÓN ACTUAL DE LA EMPRESA

Para determinar la producción de la empresa se tomo los tiempos que se demora en realizar el proceso de fabricación de los bloques los cuales se representan en la siguiente tabla.

ANÁLISIS DE TIEMPOS DE PRODUCCIÓN

- Tiempo 1 Mezclado del material
- Tiempo 2 Llenado del molde de fabricación.
- Tiempo 3 Compactado y vibrado del molde.

TABLA 4.1 TIEMPOS DE PRODUCCIÓN

TIEMPOS DE PRODUCCIÓN			
Etapa 1	tiempo 1(seg)	tiempo 2(seg)	tiempo 3(seg)
08:00 - 09:00	300	80	40
09:00 - 10:00	300	90	48
13:00 - 14:00	300	98	58
15:00 - 16:00	300	100	68

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

En el anexo C se detalla con mayor exactitud los tiempos de producción que se observo para conocer la problemática en cuanto al proceso de llenado de los moldes de los bloques. Los tiempos de producción están entre 80 – 100 seg.

El análisis de resultados se realizó desde varios puntos de vista, se estudió los tiempos de fabricación, la producción de la Fábrica, de los que se puede observar que los tiempos que tardan en cargar la materia prima en el molde son los más críticos, debido a que en ese proceso se demora mayor tiempo.

Luego de determinar los tiempos de producción se procede a determinar la producción de bloques en unidades, los cuales nos indicara cuantas unidades de cada tipo de bloque se está produciendo mensualmente en la fábrica. La producción actual de la empresa de bloques se detalla a continuación a partir de una producción mensual mínima.

PRODUCCIÓN DE BLOQUES MACIZOS DE 12X20X40

Producción mínima mensual de la máquina:

Período de trabajo: $P_t = 8$ h/día

Producción: $P_h = 80$ u/h

Días al mes: $D_t = 10$ días

Producción mensual: $P_m = P_t * P_h * D_t = 6400$ u/mes

Producción anual: $P_m = P_t * P_h * D_t * 12 = 76800$ u/año

PRODUCCIÓN DE BLOQUES PERFORADOS DE 10X20X40

Producción mínima mensual de la máquina:

Período de trabajo: $P_t = 8$ h/día

Producción: $P_h = 160$ u/h

Días al mes: $D_t = 4$ días

Producción mensual: $P_m = P_t * P_h * D_t = 5120$ u/mes

Producción anual: $P_m = P_t * P_h * D_t * 12 = 61440$ u/año

PRODUCCIÓN DE BLOQUES PERFORADOS DE 12X20X40

Producción mínima mensual de la máquina:

Período de trabajo: $P_t = 8$ h/día

Producción: $P_h = 160$ u/h

Días al mes: $D_t = 7$ días

Producción mensual: $P_m = P_t * P_h * D_t = 8960$ u/mes

Producción anual: $P_m = P_t * P_h * D_t * 12 = 107520$ u/año

PRODUCCIÓN DE BLOQUES PERFORADOS DE 15X20X40

Producción mínima mensual de la máquina:

Período de trabajo: $P_t = 8$ h/día

Producción: $P_h = 140$ u/h

Días al mes: $D_t = 5$ días

Producción mensual: $P_m = P_t * P_h * D_t = 5600$ u/mes

Producción anual: $P_m = P_t * P_h * D_t * 12 = 67200$ u/año

TABLA 4.2 PRODUCCIÓN MENSUAL Y ANUAL DE BLOQUES

Tipo de Bloques	Producción/ Hora	Total Horas Trabajadas	Total de Días / mes	Total de Producción u/mes	Producción Anual u/año
BLOQUES MACIZOS					
12X20X40	80	80	10	6400	76800
BLOQUES PERFORADOS					
10X20X40	160	32	4	5120	61440
12X20X40	160	56	7	8960	107520
15x20x40	140	40	5	5600	67200

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

TABLA 4.3 PRODUCCIÓN MENSUAL Y PORCENTAJE DE PRODUCCIÓN

Tabla de Producción - Porcentaje mensual		
TIPO	PRODUCCIÓN	% PRODUCTION
BLOQUE MACIZO 12X20X40	6400	25
BLOQUE PERFORADO 10X20X40	5120	20
BLOQUE PERFORADO 12X20X40	8960	34
BLOQUE PERFORADO 15x20x40	5600	21

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

PRODUCTIVIDAD DE LA FÁBRICA DE BLOQUES

Para determinar la productividad de la fábrica de bloques se tomo como referencia el precio de venta de cada unidad, así como los costos de materia prima, de servicios básicos y salarios. Se pudo analizar los costos de producción de cada tipo de bloques que produce la fábrica, a fin de conocer cuánto es el gasto para producir los bloques y verificar con los costos de venta. ANEXO D

Los desperdicios en la producción son considerables debido a desperdicios durante el traslado del material hacia la mezcladora, desperdicios durante el proceso de llenado del molde, y bloques que salen en mal estado. Para lo cual se conoce que el Volumen Total de material para la producción de 3500 bloques del tipo perforado, es de un volquete de chasqui, que se detallan a continuación:

TABLA 4.4 VOLUMEN NECESARIO PARA FABRICAR LOS BLOQUES

Volumen de Material 3500 bloques perforados de 12*20*40		
Material	Volquetas	Volumen m ³
Arena	0.5	4
Chasqui	1.5	8.5
Cascajo	1	8.5
Polvo	1.5	12
Cemento	1 qq	0.036
Agua	144 litros	0.144
		33.18

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

La producción de bloques con este material es de 3300 bloques que representa un volumen total de 31.68 m³, con lo cual representa un desperdicio de 1.5 m³. Los desperdicios en la producción se considera que es un 4.5 % de la producción.

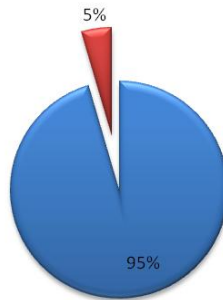
TABLA 4.5 VOLUMEN CONSUMIDO EN LA ELABORACIÓN DE BLOQUES

Volumen del Material m³		
Volumen Total	33.18	100%
Volumen de Bloques	31.68	95,5%
Desperdicios	1.5	4,5%

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Gráfico 4.1 Porcentaje de Volumen Consumido

Volumen Total de Material



(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

4.2 INTERPRETACIÓN DE DATOS

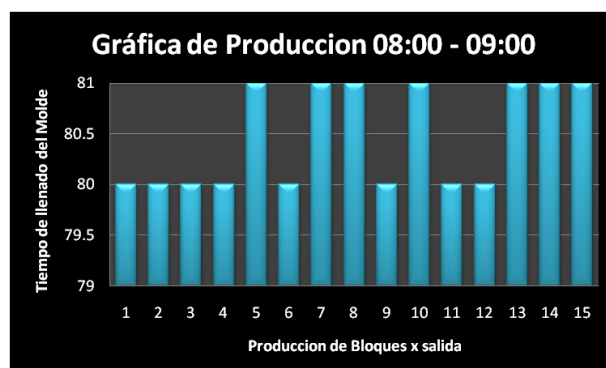
Los datos que se han obtenido mediante la observación directa, y luego de analizar los resultados obtenidos, se puede interpretar que es necesario darle un tratamiento al proceso de llenado de los moldes, debido a que este es el que produce demora en la producción.

Se ha realizado la observación directa de los tiempos de producción, llegando a interpretar que a medida de que van aumentando las horas de trabajo se va incrementando el tiempo de producción el mismo que se debe al cansancio físico de los trabajadores.

GRÁFICAS DE PRODUCCIÓN

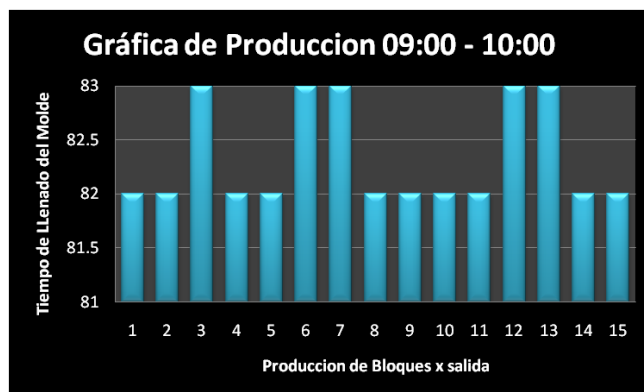
Este gráfico representa la producción durante la primera hora de trabajo en el que el tiempo no varía mucho.

Gráfico N. 1 Tiempo de llenado del molde de los bloques 08:00 – 09:00



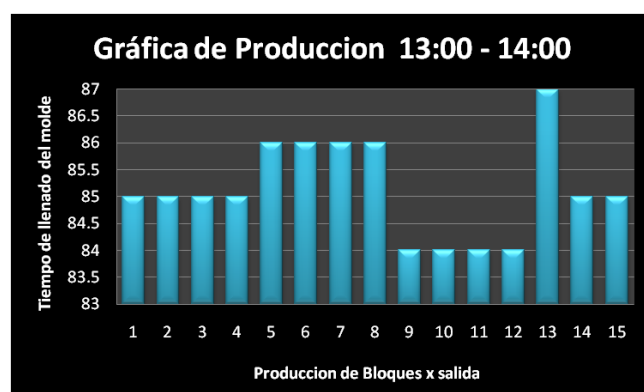
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Gráfico N. 2 Tiempo de llenado del molde de los bloques 09:00 – 10:00



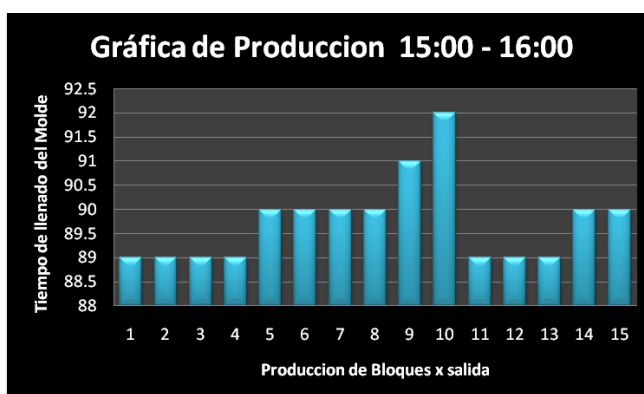
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Gráfico N.3 Tiempo de llenado del molde de los bloques 13:00 – 14:00



(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Gráfico N.4 Tiempo de llenado del molde de los bloques 15:00 – 16:00



(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Los datos proporcionados por la empresa tanto en la observación como en la encuesta, nos indica que el proceso de producción es el que produce elevados tiempos de fabricación para lo cual es necesario

implementar un sistema de transporte de materia prima, el que ayude a disminuir los tiempos de producción y reducir los desperdicios.

4.3 VERIFICACIÓN DE HIPÓTESIS

Se puede ver que la hipótesis que se planteó de mejorar la producción en la fabricación de bloques mediante un sistema de transporte, permitirá ayudar a optimizar el tiempo e incrementar la producción.

Para el cálculo de z se realiza los siguientes cálculos:

Cálculo del Promedio

$$x = \frac{x_i}{n}$$

$$x = \frac{2168}{27}$$

$$x = 80,30$$

Cálculo Desviación Estándar de la Muestra

$$s = \frac{\overline{(x_i - x)^2}}{(n-1)}$$

$$s = 0,452$$

Cálculo de la Desviación Estándar de la Población

$$s = \frac{\overline{(x_i - x)^2}}{(n - 1)}$$

$$s = 0,465$$

Determinación de la zona de Aceptación de la Hipótesis

α = grado de significación 5 %

s = desviación típica de la muestra

n = 27

$$z = \frac{X - \mu}{\frac{s}{n}}$$

$$z = \frac{80,26 - 81}{\frac{0,452}{27}}$$

$$z = - 8.50$$

TABLA 4.6 TIEMPOS DE LLENADO DEL MOLDE, CALCULO DE VALORES DE CHI - CUADRADO

Frecuencia de salidas	tiempo 2 (seg)	$x_i - \bar{x}$	$(x_i - \bar{x})^2$	$(x_i - \bar{x})^2 / (n-1)$
1	80	-0.30	0.088	0.0034
2	80	-0.30	0.088	0.0034
3	80	-0.30	0.088	0.0034
4	80	-0.30	0.088	0.0034
5	80	-0.30	0.088	0.0034
6	81	0.70	0.495	0.0190
7	80	-0.30	0.088	0.0034
8	81	0.70	0.495	0.0190
9	81	0.70	0.495	0.0190
10	81	0.70	0.495	0.0190
11	80	-0.30	0.088	0.0034
12	80	-0.30	0.088	0.0034
13	80	-0.30	0.088	0.0034
14	80	-0.30	0.088	0.0034
15	80	-0.30	0.088	0.0034
16	80	-0.30	0.088	0.0034
17	80	-0.30	0.088	0.0034
18	80	-0.30	0.088	0.0034
19	81	0.70	0.495	0.0190
20	80	-0.30	0.088	0.0034
21	80	-0.30	0.088	0.0034
22	81	0.70	0.495	0.0190
23	80	-0.30	0.088	0.0034
24	81	0.70	0.495	0.0190
25	80	-0.30	0.088	0.0034
26	81	0.70	0.495	0.0190
27	80	-0.30	0.088	0.0034

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

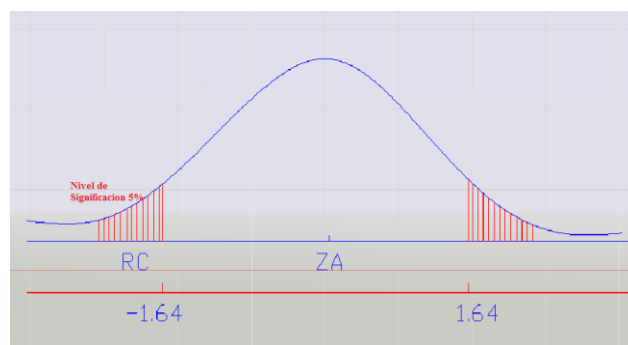


Figura. 4.1 Representación del límite de aceptación de la hipótesis

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Sabiendo que $z = -8,50$ cae dentro de la región crítica se rechaza la hipótesis nula y se acepta la alternativa.

Verificación utilizando el Método del Ji – Cuadrado

$n = 113$	tamaño muestral
$S^2 = 0,205$	varianza muestral
$\sigma^2 = 0,217$	varianza poblacional

$$X^2 = \frac{n - 1 S^2}{\sigma^2}$$
$$X^2 = \frac{113 - 1 (0,205)}{(0,217)}$$
$$X^2 = 105,80$$

Grados de Libertad

$$g. l. = n - 1$$

$$g. l. = 27 - 1$$

$$g. l. = 26$$

Del Anexo A se determina el valor de X^2 para 26 grados de libertad, y un grado de significación de 5% es de 38,885; por lo tanto se puede determinar que el valor de ji cuadrada de 105,80 es aceptable.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- ✓ Por medio del estudio realizado al proceso de producción de bloques se puede apreciar que el tiempo de llenado del molde es el más crítico debido a que su tiempo va variando durante el día.
- ✓ En el estudio se pudo prestar atención que existe una insatisfacción del cliente, debido a que el fabricante no logra producir la cantidad necesaria de bloques, esto es consecuencia de varios factores como son el tener maquinaria de forma artesanal, cansancio físico del operario, etc.
- ✓ Con el mejoramiento del equipo lo que se va a lograr es disminuir el tiempo de cargar el material al molde y ayudar así a la fábrica a incrementar la producción.

5.2 RECOMENDACIONES

- ✓ Para poder mejorar la producción de la fábrica de bloques se recomienda implementar un sistema de transporte de materia prima que permita llenar el molde en un menor tiempo, a fin de incrementar la producción actual.
- ✓ Se recomienda la implementación de un sistema de transporte adecuado que permita mejorar la producción a fin de poder incrementar la oferta de la fábrica frente a la demanda que se tiene en la actualidad.
- ✓ Reducir los desperdicios de materia prima mediante un correcto sistema de transporte de materia, ayudando a la fábrica a no incurrir en gastos.

CAPÍTULO VI

PROPUESTA

En la actualidad la mayor parte de empresas, industrias tienen la necesidad de disminuir los tiempos de producción, buscar precisión durante el traslado de materiales, elementos, etc. Para lo cual se ha decidido diseñar un sistema para transportar la mezcla utilizada en la elaboración de bloques, la misma que será mediante una banda transportadora.

6.1 DATOS INFORMATIVOS

Título:

Diseño e Implementación de un Sistema de Elevación de materia prima mediante una banda transportadora, con la finalidad de reducir tiempo en el proceso de fabricación de bloques en La Empresa Bloquera Virgen del Cisne del Cantón Salcedo.

Ubicación:

Provincia de Cotopaxi - Cantón Salcedo.

Equipo técnico responsable:

- ✓ Tutor
- ✓ Investigador.
- ✓ Gerente.

6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA

En el país existe diversidad de fábricas que utilizan como sistema de transportación de materia prima, de productos, de materiales, etc. Un

sistema de bandas transportadoras a fin de mejorar la producción, la calidad del producto y reducir tiempos de producción. Es por lo que se ha decidido Implementar un Sistema de Transporte de Material para la elaboración de bloques, una banda transportadora con su respectiva tolva de almacenamiento, la cual permitirá reducir tiempos e incrementar la capacidad de trabajo. Se ha decidido por este tipo de elevación debido a su capacidad de transporte en comparación con el elevador de cangilones que es menor.

En la facultad de Ingeniería Mecánica, de la Escuela Politécnica Nacional, reposa la tesis realizada en el año de 2010 por el Señor: HÉCTOR EDUARDO GARCÍA NARVÁEZ, para la obtención del título de Ingeniero Mecánico dónde hace referencia al “DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE CONTINUO DE CAPACIDAD DE 500 Kg/hora”, el mismo que se basa en mejorar el transporte de materia prima y productos terminados mejorando el proceso productivo con la finalidad de reducir la mano de obra, el tiempo de producción y mejorar esta actividad mediante un sistema de transporte semiautomático.

En el estudio llegan a la conclusión más importante de que la mayoría de empresas pierden valioso tiempo durante el transporte de materia prima, en el interior de sus procesos productivos. Llega a la conclusión de que la mayoría de empresa de la industria local no tiene la preocupación de construir sistemas de transporte que permitan agilizar los procesos productivos. Como recomendación sugieren que se debería seguir implementando este tipo de sistemas de transporte a fin de mejorar los procesos productivos y la situación laboral.

En la Escuela de Tecnólogos de la Escuela Politécnica Nacional, reposa la tesis realizada en el año de 2010 por los Señor: HUGO PÁEZ Y MARIO VINUESA, para la obtención del título de Tecnólogo Electromecánico que hace referencia al “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODULO DIDÁCTICO PARA SUMINISTRAR MATERIAL A LOS SITIOS DE TRABAJO POR MEDIO DE UNA BANDA TRANSPORTADORA PARA

UNA INDUSTRIA DE MANUFACTURA CONTROLADA POR UN RELÉ LÓGICO PROGRAMABLE”, el mismo que se basa en mejorar el transporte de materia prima mediante la aplicación de un sistema automatizado con programadores lógicos, disminuir el tiempo de producción y mejorar esta actividad mediante este tipo de sistema de transporte.

En las conclusiones enuncia que este es un sistema de gran ayuda para el transporte de productos, el diseño de la banda depende de la velocidad de transporte y de las características del material.

6.3 JUSTIFICACIÓN

El propósito de diseñar el sistema de Transportación de Materia Prima es solucionar los problemas que se encontraron durante el estudio, como es: la baja producción de bloques, elevados tiempos de fabricación, y la necesidad de incrementar su productividad para lo cual es necesario mejorar la máquina mediante la implementación del sistema de transporte.

Es importante ya se cuenta con el aporte económico del propietario de la Empresa, para realizar el presente proyecto que será beneficioso para dicha empresa, a fin de constituirse en una de las empresas que cuente con este tipo de sistema de transporte de materia prima.

6.4 OBJETIVOS

6.4.1 OBJETIVO GENERAL

- ✓ Diseñar e Implementar un Sistema de Elevación de materia prima mediante bandas transportadoras, a fin de reducir los tiempos en el proceso de fabricación e incrementar la producción.

6.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ✓ Determinar las características correctas para la selección de la banda transportadora que cumpla con la producción requerida por la empresa.

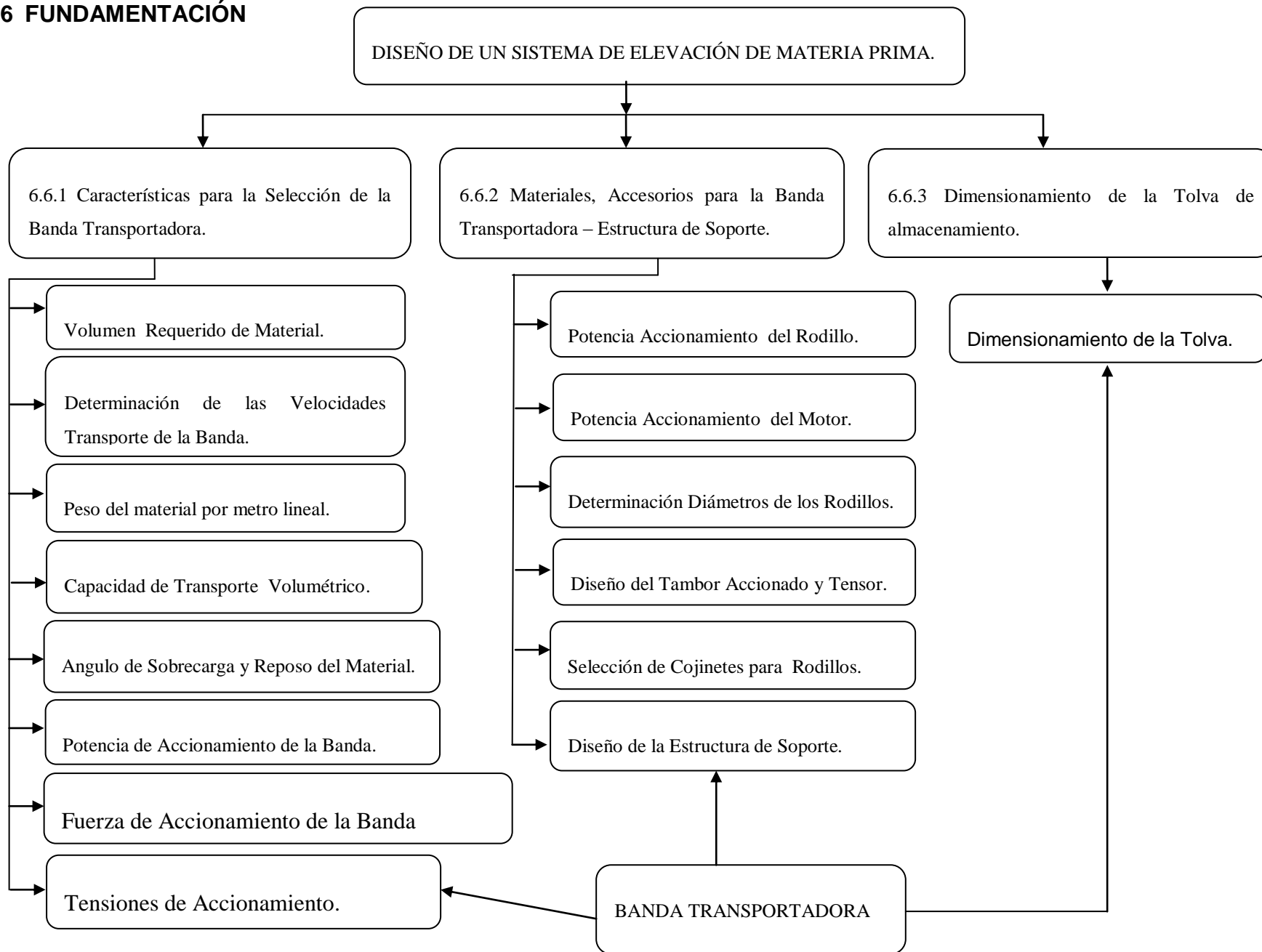
- ✓ Definir las dimensiones que debe tener la tolva de almacenamiento a fin de cumplir con el volumen requerido para la elaboración de los bloques.
- ✓ Determinar los materiales así como los accesorios adecuados para la selección de la banda así como para la estructura de soporte.

6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

En la actualidad nuestro país está mejorando el desarrollo tecnológico e industrial, lo que implica mejorar los procesos, disminuir tiempos de fabricación, con el fin de producir más. Para lo cual es necesario rediseñar, re potenciar, implementar accesorios a las máquinas artesanales a fin de mejorar su capacidad de producción.

Pero como todo en la vida conlleva a gastos, es necesario incurrir en consumos para la implementación de un sistema de elevación del material mediante banda transportadora, con el fin de mejorar la capacidad de producción de la fábrica de bloques, pero los beneficios se verán reflejados en el incremento de la producción, por lo tanto incrementando las ventas y la productividad de la fábrica.

6.6 FUNDAMENTACIÓN



6.6.1 CARACTERÍSTICAS PARA LA SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA.

Para iniciar con el diseño de la banda transportadora partiremos de valores establecidos o conocidos por el diseñador como son:

La altura máxima de elevación, $H_{\text{máx}} = 2.9$ metros (Propuesto por el diseñador)

La altura mínima de elevación, $H_{\text{min}} = 0.3$ metros (Propuesto por el diseñador)

6.6.1.1 VOLUMEN REQUERIDO DEL MATERIAL POR MOLDE

Para el inicio de los cálculos conocemos las dimensiones del molde que se debe llenar con la mezcla, ya que el mismo tiene: Alto = 21 cm, ancho = 40 cm, longitud = 90 cm. Para lo cual procedemos a calcular el volumen que necesitamos para llenar el mismo.

$$V = l * b * a$$

Cálculos

$$V = l * b * a$$

$$V = 90 * 40 * 21$$

$$V = 75600 \text{ cm}^3$$

$$V = 0.0756 \text{ m}^3$$

Ahora se calculara la densidad de la mezcla, conociendo como datos el volumen, y la masa de la mezcla.

$$\delta = \frac{m}{V}$$

La masa de la mezcla es de 148 lb (67.13 Kg), con lo cual se puede determinar la densidad de la mezcla, sabiendo que el volumen del molde de los bloques es de $0,0756 \text{ m}^3$, para luego calcular el Flujo de Material Transportado.

$$\delta = \frac{m}{V}$$

$$\delta = \frac{67.13 \text{ kg}}{0,0756 \text{ m}^3}$$

$$\delta = 887.96 \text{ kg/m}^3$$

Como se conoce la masa de la mezcla se calculara el peso de la misma.

$$W = m * g$$

$$W = 67.13 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$W = 658.54 \text{ N}$$

Dónde:

δ = Densidad del Material (kg/m^3)

m = Masa del Material (kg)

V = Volumen del Material (m^3)

W = Peso de la Mezcla (arena, cemento, cascajo, etc) en Newton (N)

g = gravedad (9.81 m/s^2)

l = longitud del molde de los bloques

a = alto del molde

b = ancho del molde

⁹El peso específico de la mezcla se determina en base a la densidad, para lo cual se usa la ecuación 2.27 enunciada anteriormente en el capítulo II.

$$\gamma = \delta * g$$

$$\gamma = 887.96 \text{ kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\gamma = 8710.88 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} * \frac{1\text{kg}}{9.80665 \text{ N}} * \frac{1 \text{ Ton}}{1000\text{kg}} = 0.89 \text{ Ton/m}^3$$

Como el propósito principal es la selección de la banda, es necesario realizar cálculos de diferentes parámetros, para lo que de la tabla de 6.1 se puede asumir un determinado ancho de banda, y así obtener una velocidad máxima recomendada por fabricantes de bandas transportadoras.

6.6.1.2 DETERMINACIÓN DE LAS VELOCIDADES DE TRANSPORTE DE LA BANDA.

- ❖ Materiales ligeros deslizables, no abrasivos, peso específico de 0.5 ÷ 1.0 ton/m³
- ❖ Materiales no abrasivos de tamaño mediano, peso específico de 1.0 – 1.5 ton/m³
- ❖ Materiales medianamente abrasivos y pesados, peso específico de 1.5 – 2 ton/m³,
- ❖ Materiales abrasivos, pesados y cortantes > 2 ton/m³

TABLA 6.1 VELOCIDADES MÁXIMAS ACONSEJABLES¹⁰

Tamaño de dimensiones Máximas		Banda Ancho mínimo	Velocidad Máxima			
Uniforme	Mixto	mm	A(m/s)	B(m/s)	C(m/s)	D(m/s)
Hasta mm	Hasta mm					
50	100	400	2.5	2.3	2	1.65
75	150	500				
125	200	650	3	2.75	2.36	2
170	300	800	3.5	3.2	2.75	2.35
250	400	1000	4	3.65	3.15	2.65
350	500	1200				
400	600	1400	4.5	4	3.5	3
450	650	1600				
500	700	1800	5	4.5	3.5	3
550	750	2000				
600	800	2200	6	5	4.5	4

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Es necesario asumir un ancho de banda para empezar el cálculo, para lo cual según los fabricantes de Máquinas Bloqueras el ancho mínimo de trabajo es 500 mm, para cuyo valor considerando que los materiales de la mezcla para la elaboración de los bloques es medianamente abrasivos, y material ligeros, se escoge el tipo C de la Tabla 6.1, para lo cual obtenemos una velocidad de la banda de 2.0 m/s.

6.6.1.3 DETERMINACIÓN DEL MATERIAL POR METRO LINEAL, CAPACIDAD DE TRANSPORTE VOLUMÉTRICO.

Para calcular el peso del Material por metro lineal, partimos de la capacidad de transporte $Q_t = 3 \text{ Ton/h}$ propuesto por el diseñador.

Se utilizara las ecuaciones descritas anteriormente en el Capítulo 2, que nos servirán como guía para realizar los cálculos.

$$qG = \frac{Q_t}{3.6 * v} \quad \text{Ec. 2.7}$$

$$qG = \frac{3 \text{ Ton/h}}{3.6 * 2 \text{ m/s}}$$

$$qG = 0.42 \text{ Kg/m}$$

$$IM = \frac{Q_t}{\gamma} \quad \text{Ec. 2.8}$$

$$IM = \frac{3 \text{ Ton/h}}{0.89 \frac{\text{Ton}}{\text{m}^3}}$$

$$IM = 3.37 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Dónde:

qG = Peso del Material por Metro Lineal. (Kg/m)

Q_t = Capacidad de Transporte de La Banda (3 ton/h), (asumido por el diseñador)

v = Velocidad de Transporte de la Banda (m/s)

γ = Peso específico del material en (Ton/m^3), 0.89 Ton/m^3

IM = Capacidad de Transporte Volumétrico (m^3/h)

Como ya se ha calculado la capacidad de transporte Volumétrico, para el caso de una banda sin inclinación, dicho valor se debe corregir en base a los factores de inclinación K y K_1 para determinar la Capacidad de Transporte Volumétrico para Bandas Inclinadas I_{VT} . Para el coeficiente K que depende de la inclinación de la banda.

$$I_{VT} = \frac{IM}{v * K * K_1} \quad \text{Ec. 2.9}$$

$$I_{VT} = \frac{3.37 \text{ m}^3}{(2) * 0.56 * 1} \text{ h}$$

$$I_{VT} = 3.01 \text{ m}^3 \text{ h}$$

Donde:

I_{VT} = Capacidad de Transporte Volumétrico para Bandas Inclinadas con Factores de Corrección m^3/h

k = Factor de Inclinación (ANEXO A1) = 0.56¹¹ para un ángulo $\alpha = 30^\circ$, inclinación de la banda transportadora.

k_1 = Factor de alimentación de Carga = 1 para una alimentación regular.

6.6.1.4 DETERMINACIÓN DEL ÁNGULO DE SOBRECARGA Y ÁNGULO DE REPOSO.

La principal característica para una selección correcta de una banda transportadora es necesario conocer el ángulo de reposo y el ángulo de sobrecarga del material. Para lo cual se selecciona un ángulo de reposo de 35° del Anexo A3, al igual que el ángulo de sobrecarga de 25° .

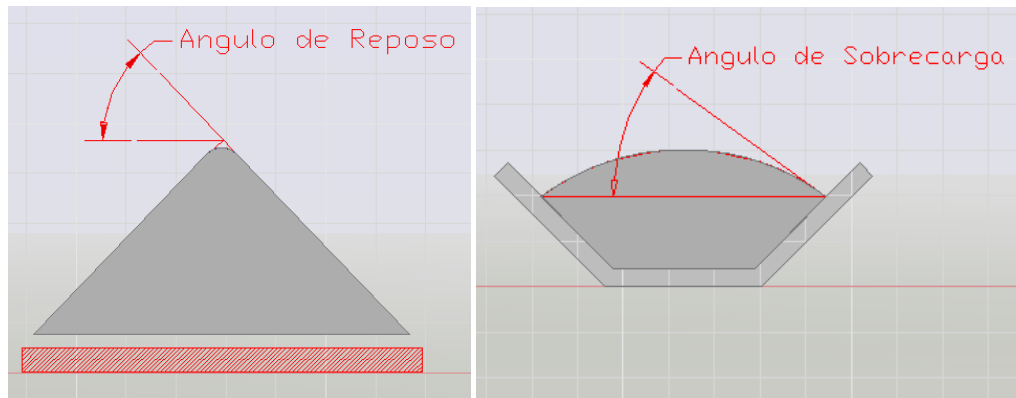


Fig. 6.1 Angulo de Reposo Fig. 6.2 Angulo de Sobrecarga

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

6.6.1.4.1 DETERMINACIÓN DEL PESO DE LA BANDA POR METRO LINEAL (PB)

Para la determinación del peso de la banda se debe tener en cuenta el ancho de la banda, el cual se podrá escoger el tipo de Banda en el Anexo (A4), de la cual podemos estimar el número de capas y el espesor de recubrimiento. Para calcular el peso de la Banda se utiliza la ecuación 2.10

$$P_b = B * 1.15 * e + Pl * z$$

$$P_b = 0.5 * 1.15 * 8 + 1.40 * 2$$

$$P_b = 6.7 \text{ Kg/m}$$

Donde:

P_b = Peso de la Banda en Kg/m

B = ancho de la Banda en (m)

Pl = Peso por m^2 de cada capa têxtil, 1.40 Kg/ m^2 (Anexo A 4.1)

e = Espesor total de recubrimientos (mm), 8mm

z = número de capas textiles (3 capas)

6.6.1.4.2 PESO DE LOS RODILLOS

Del Anexo A 4.2 se puede ver el peso estimado de los rodillos en Kg y las dimensiones del mismo para un determinado ancho de banda. Entonces el peso del rodillo es de 2.90 Kg.

$$P_r = \text{Peso} \frac{c}{u} \text{ rodillo} * \text{número de rodillos en la longitud de Transporte}$$

$$P_r = 2.90 * 6 + 5.1 * 2$$

$$P_r = 28 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

Determinación de la las distancias de llenado de la banda

¹²Las inclinaciones estándar de los rodillos laterales en forma de V son de 20° a 35°. Ahora, las mejoras aportadas a las carcasas y a los materiales utilizados para la fabricación de las bandas permiten usar estaciones con una inclinación de los rodillos laterales de 30°/35°.

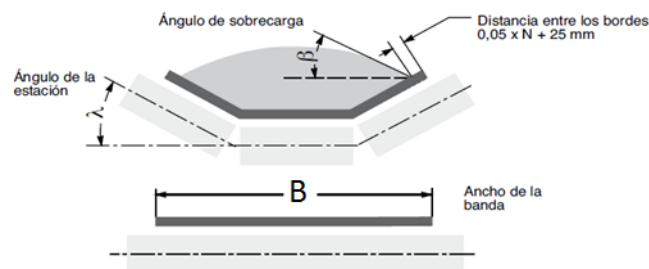


Fig. 6.3 Ángulo de Reposo, Sobrecarga del Material

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Para determinar el ángulo de llenado de la banda, se inicia con datos como el ancho de la banda, el ángulo de inclinación de los rodillos que para este caso será de $\lambda = 22^\circ$ y el ángulo de sobrecarga de $\theta = 25^\circ$.

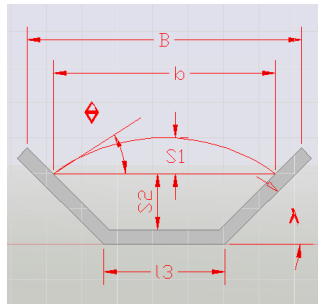


Fig. 6.4 Ángulos y forma de los rodillos
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

$$b = 0.9 * B - 0.05 \quad \text{Para } B \leq 2\text{m} \quad \text{Ec. 2.11}$$

$$b = B - 0.02 \quad \text{Para } B \geq 2\text{m} \quad \text{Ec. 2.12}$$

La determinación de la anchura útil se lo realiza con la ecuación 2.11, debido que el ancho de banda es menor a 2 metros, para lo cual se recomienda esta ecuación, los fabricantes de bandas.

$$b = 0.9 * B - 0.05$$

$$b = 0.9(0.5) - 0.05$$

$$b = 0.4 \text{ m}$$

$$S_1 = l_3 + b - l_3 * \cos \lambda^2 * \frac{\tan \theta}{6} \quad \text{Ec. 2.13}$$

$$S_1 = 0.4 * \cos 22^2 * \frac{\tan 25}{6}$$

$$S_1 = 0.0011 \text{ m}^2$$

$$S_2 = \frac{(b-l_3)}{2} * \frac{1}{\cos \lambda} * \frac{(b-l_3)}{2} * \sin \lambda \quad \text{Ec. 2.14}$$

$$S_2 = \frac{(0.4)}{2} * \frac{1}{\cos 22} * \frac{(0.4)}{2} * \sin 22$$

$$S_2 = 0.0145 \text{ m}^2$$

$$S = S_1 + S_2 \quad \text{Ec. 2.15}$$

$$S = 0.0011 + 0.0145$$

$$S = 0.0156 \text{ m}^2$$

Donde:

B = ancho de la banda

b = anchura útil

l_3 = distancia del rodillo

λ = Angulo de Inclinación de los rodillos $\lambda = 22^\circ$

θ = Angulo de sobrecarga de $\theta = 25^\circ$.

S_1 = Área de mezcla sobrecargada

S_2 = Área de mezcla a la línea base

S = Sección Transversal del material

6.6.1.5 POTENCIA DE ACCIONAMIENTO DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Para la selección de la banda es necesario conocer la potencia necesaria para el accionamiento de la carga para que pueda trasladarse de un lugar a otro.

$$N_a = N_1 + N_2 + N_3 + N_t$$

Donde:

N_a = Potencia de Accionamiento de la Banda Transportadora

N_1 = Potencia necesaria para mover la banda descargada

N_2 = Potencia necesaria para vencer las resistencias de rozamiento al movimiento de la carga

N_3 = Potencia Necesaria para elevar la carga

N_t = Potencia necesaria para accionar descargas intermedias

a. Calculo de la Potencia necesaria para mover la banda descargada

En la selección de bandas transportadoras es necesario calcular la potencia necesaria para mover la banda cuando, esta no esté cargada de material, para lo cual debemos ver los valores C y f en los Anexos 4.3 y 4.4

$$N_1 = \frac{C \cdot f \cdot L \cdot v}{75} * 2P_b * \cos \alpha + P_r + G_i \quad \text{Ec. 2.16}$$

$$N1 = \frac{6.6 * 0.020 * 5 * 2}{75} * 2 * 6.7 * \cos 30 + 28 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} + 7 \text{Kg/m}$$

$$N1 = 0.82 \text{ CV} \approx 0.809 \text{ hp}$$

Donde:

C = Coeficiente según la longitud de transporte, 6.6 para una longitud de banda de 5 metros (ANEXO 4.4).

f = Coeficiente de rozamiento en los rodillos de soporte de la banda, 0.020 para condiciones normales del rodamiento (Anexo 4.3)

L = Longitud de la banda de transporte (m)

v = Velocidad de la banda (m/s)

Pb = Peso por metro lineal de la banda (Kg/m)

Pr = Peso de las partes giratorias de los rodillos soporte en el ramal superior. (Kg/m)

Gi = Peso de la partes giratorias de los rodillos en el ramal inferior. (Kg/m)

$\alpha = 30^\circ$ Angulo de inclinación de transporte, inclinación de la banda.

Qt = Capacidad de transporte 3 Ton/h.

b. Potencia necesaria para vencer las resistencias de rozamiento al movimiento de la carga

Como ya se calculó la potencia necesaria para mover la banda cuando no está cargada, ahora se calcula la potencia para vencer las resistencias de rozamiento cuando la banda se encuentre completamente cargada de material, para lo cual la capacidad de transporte de 3 Ton/h que es un valor asumido por el diseñador.

$$N2 = \frac{C * f * L * Qt * \cos \alpha}{270}$$

Ec. 2.17

$$N2 = \frac{6.6 * 0.020 * 5 * 3 * \cos 30}{270}$$

$$N2 = 0.00635 \text{ CV} \approx 0.00626 \text{ hp}$$

c. Potencia necesaria para elevar la carga

El cálculo de la Potencia necesaria para elevar la carga depende de altura de elevación y de la capacidad de transporte, pero hay que conocer si la banda es de forma ascendente o descendente para saber si usar el signo

positivo o negativo en la fórmula.

$$N3 = \pm \frac{Qt * H}{270} \quad \text{Ec. 2.18}$$

$$N3 = + \frac{3 * 2.9}{270}$$

$$N3 = 0.0322 \text{ CV} \approx 0.0317 \text{ hp}$$

d. Potencia necesaria para accionar descargas intermedias

Esta potencia se calcula cuando sea necesario descargar material en cierto tramo de la longitud total de la banda de lo contrario esta potencia se anula.

Potencia de accionamiento de la banda

$$Na = N1 + N2 + N3 + Nt$$

$$Na = 0.71 + 0.00635 + 0.0322$$

$$Na = 0.847 \text{ CV} = 0.835 \text{ Hp}$$

6.6.1.6 DETERMINACIÓN DE LA FUERZA DE ACCIONAMIENTO DE LA BANDA

Como ya sea a calculado la potencia de accionamiento, se determina la Fuerza de accionamiento de la banda, para lo cual se aplicara la ecuación 2.20

$$F = \frac{75 * Na}{v}$$

$$F = \frac{75 * 0.835}{2}$$

$$F = 31.33 \text{Kgf}$$

$$F = 307.24 \text{ N}$$

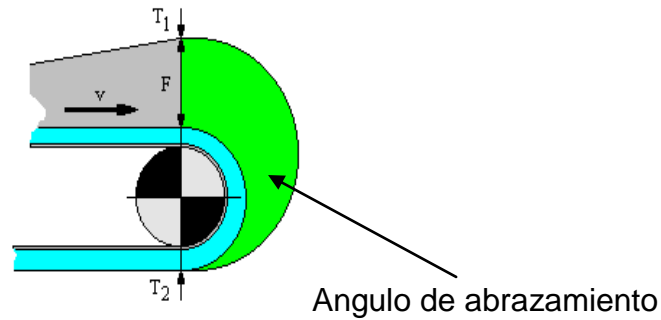


Fig. 6.5 Tensiones en los Rodillos

(Fuente: http://www.kauman.com/es/products/bt_denominacion_es.asp)

6.6.1.7 DETERMINACIÓN DE LAS TENSIONES DE LA BANDA

Ya calculado la fuerza de accionamiento de la banda, se deberá calcular las Tensiones, para lo cual deberá buscar los valores del coeficiente de rozamiento entre la banda y el rodillo motriz del Anexo 4.5

$$T1 = F * \left(1 + \frac{1}{e^{\mu * \varphi} - 1} \right) \quad \text{Ec. 2.23}$$

$$T1 = 31.33 * \left(1 + \frac{1}{e^{0.30 * \pi} - 1} \right)$$

$$T1 = 51.07 \text{ kgf} = 500.83 \text{ N}$$

Dónde:

F.- Fuerza de accionamiento en el tambor motriz, en Kgf.

Na.- Potencia de accionamiento en el tambor motriz, en CV

v.- Velocidad de la banda, en m/seg.

T1.- Tensión de la banda a la entrada en tambor motriz, en N.

T2.- Tensión de la banda a la salida del tambor motriz, en N.

e.- base de los logaritmos neperianos o naturales (e = 2,7182)

μ .- Coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor motriz, es de 0.30 para las condiciones del tambor sin recubrir y en un ambiente seco. (Anexo 4.5)

φ .- Ángulo del tambor motriz abrazado por la banda, en radianes es de $180^\circ = \pi$ rad.

Se procede al cálculo de la Tensión 2, para así poder determinar la tensión máxima que actuara en la banda transportadora.

$$T2 = F * \frac{1}{e^{\mu * \varphi} - 1} \quad \text{Ec. 2.24}$$

$$T2 = 31.33 * \frac{1}{e^{0.30*180}-1}$$

$$T2 = 19.74 \text{ kgf} = 193.58 \text{ N}$$

En este caso la Tensión T1 es el mayor valor de tensión, por cual este será el valor que tendrá la tensión máxima.

$$T_{\text{max}} = T1 = 51.07 \text{ kgf} = 500.83 \text{ N}$$

Como debido al desgaste de la banda, al peso del material, y al tiempo la banda tendrá que sufrir rotura, para lo cual es necesario calcular la tensión de rotura.

$$T_{\text{umax}} = \frac{T_{\text{max}}*10}{B} \quad \text{Ec. 2.25}$$

$$T_{\text{umax}} = \frac{500.83*10}{500}$$

$$T_{\text{umax}} = 10.02 \text{ N/mm}$$

Ya conocida la tensión máxima de la banda se debe calcular el número de capas de la banda, para lo cual según la Norma DIN 22101 recomienda la siguiente tabla que la encontraremos el factor de seguridad para bandas de tipo textil, en el Anexo A 4.6

Lo normal es que el número de capas no sea superior a 5, por lo que en general se toman coeficientes del orden de 11 ó 12. Es preferible además, que el número de capas sea el menor posible, ya que con ello se consigue mayor flexibilidad de la banda y mejor acoplamiento de las capas durante el trabajo.¹³

Al utilizar bandas textiles o de caucho en transportadores de material se deben considerar factores de seguridad altos en el orden de 11 – 12.

$$z = \frac{S*T_{\text{max}}}{100*B*R1} \quad \text{Ec. 2.26}$$

$$z = \frac{11*51.07 \text{ Kg}}{100*0.5*5.3}$$

$$z = 2.16 \text{ capas} \cong 3 \text{ capas}$$

Dónde:

z.- Número de capas textiles

S.- Coeficiente de seguridad, tomamos un valor alto de 11, criterio del diseñador.

T_{máx.}- Tensión máxima de trabajo de la banda, en kgf

B.- Ancho de la banda, en metros

RI.- Resistencia nominal de cada capa textil es de 5.3 Kg/ cm

Ya calculados los parámetros necesarios, seleccionamos el tipo de banda para un ancho de 500 mm, encontrando una banda 3EP – 125.

TABLA 6.2 TIPOS DE BANDAS LISAS MÁS USUALES

Tipos de Bandas Lisas más usuales		
Ancho (mm)	Lonas	Recubrim. (mm.)
400	2 EP-125	2+1,5
400	3 EP-125	3+1,5
500	2 EP-125	2+1,5
500	3 EP-125	3+1,5
600	3 EP-125	3+1,5
650	3 EP-125	3+1,5
800	3 EP-125	3+1,5
800	4 EP-125	4 + 2
1000	3 EP-125	3+1,5
1000	4 EP-125	4 + 2
1200	4 EP-125	4 + 2

(Fuente: http://www.kauman.com/es/products/bt_denominacion_es.asp)

6.6.2 MATERIALES, ACCESORIOS PARA LA BANDA TRANSPORTADORA – ESTRUCTURA DE SOPORTE.

Los accesorios que necesita la banda transportadora para su funcionamiento son los tambores, los rodillos desviadores, y en si la estructura que soportara.

6.6.2.1 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE ACCIONAMIENTO DEL RODILLO

Como ya se ha calculado la potencia necesaria para accionar la banda, ahora es necesario calcular la potencia del rodillo, para poder seleccionar el motor.

$$P_m = 2 * P_b + P_{Ri}$$

$$P_m = 2 * 6.7 + 3.5$$

$$P_m = 16.90 \text{ Kg/m}$$

$$Pot_{rodillo} = \frac{Q_t * H}{270} + \frac{C * \mu * l}{270} Q_t + 3.6 * v * P_m$$

$$Pot_{rodillo} = \frac{0.756 * 2.9}{270} + \frac{6.6 * 0.30 * 5}{270} 0.756 + 2 * 16.90$$

$$Pot_{rodillo} = 1.28 \text{ C. V.}$$

$$Pot_{rodillo} = 1.26 \text{ Hp}$$

Dónde:

Q_t = Capacidad de Transporte de La Banda (3 ton/h asumido por el diseñador) Kg/s

H = Altura de desnivel en metros

C = Factor de longitud de la banda

u = Coeficiente de fricción de la banda respecto al tambor, 0.30 escogido en la ANEXO 4.5

P_m = Suma de las partes móviles (peso de la banda y rodillo)

6.6.2.2 DETERMINAR LA POTENCIA DE ACCIONAMIENTO DEL MOTOR

Esta potencia es la suma de las potencias de accionamiento de la banda más la potencia de accionamiento del rodillo dividido para un rendimiento mecánico.

La potencia total necesaria para seleccionar el motor es la suma de la potencia del rodillo más la potencia necesaria para accionar la banda transportadora.

$$n_T = n_E * n_{RV}$$

$$n_T = 0.74 * 0.92$$

$$n_T = 0.6808$$

$$H_T = \frac{\text{Pot}_{\text{rodillo}}}{n_T}$$

$$H_T = \frac{1.26}{0.6808}$$

$$H_T = 1.85 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot total} = N_a + H_T$$

$$\text{Pot total} = 0.835 + 1.85$$

$$\text{Pot total} = 2.69 \text{ hp} \approx 3 \text{ hp}$$

Donde:

H_T = Potencia Requerida por el rodillo

n_T = rendimiento mecánico del sistema

n_E = rendimiento eléctrico

n_{RV} = rendimiento del reductor de velocidad

Pot = Potencia Total

6.6.2.2.1 SELECCIÓN DEL MOTOR

Por lo tanto se selecciona un motor de 3 hp tipo jaula de ardilla monofásica con las siguientes características del catálogo de Motores Siemens, por ser los que se encuentran en el mercado local y ser garantizada su funcionamiento.¹⁴ El mismo que seleccionamos sus características en el Anexo A6 y A5

Velocidad: 1800 rpm

Voltaje: 220 / 240 V

Amperaje: 9.6 A

Peso; 14.9 kg

6.6.2.3 DETERMINAR LOS DIÁMETROS DE LOS RODILLOS

Como ya se conoce la Fuerza de Accionamiento de la banda, el ancho de la banda, el ángulo de arrollamiento del rodillo, se puede determinar un diámetro mínimo del rodillo, el cual nos puede servir como guía para nuestro diseño de los ejes.

$$D = \frac{360 \cdot F}{p \cdot \pi \cdot \varphi \cdot B}$$

$$D = \frac{360 \cdot 31.33}{1600 \cdot \pi \cdot 180 \cdot 0.5}$$

$$D = 0.025 \text{ m}$$

$$D = 25 \text{ mm}$$

Donde:

D = Diámetro mínimo del tambor motriz (m)

F = Fuerza de accionamiento en (Kg)

p = Capacidad de transmisión tambor/ banda: 1600-2000 Kg/m², y en subterráneas hasta 3500 Kg/m².

φ = Angulo de arrollamiento de los rodillos en grados.

B = ancho de la banda en (m).

Teniendo en cuenta que el diámetro del eje del rodillo es de 25 mm, el rodillo tendrá un diámetro de 50 mm, el cual nos permite tener seguridad al momento del funcionamiento de los mismos.

6.6.2.4 DISEÑO DEL TAMBOR ACCIONADOR Y TENSOR

Los tambores permiten a la banda mantener las tensiones establecidas, sin que se cuelgue o se pandee y que el motor gire permitiendo realizar el transporte de la mezcla.

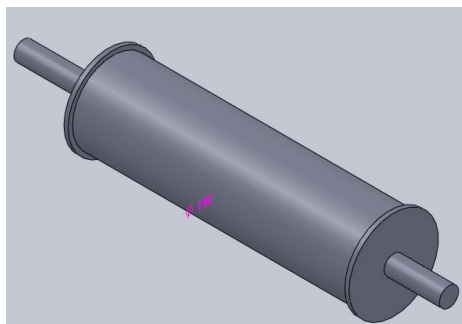


Fig. 6.6 Esquema del tambor
(Fuente: Egdo Paul Quispe)

6.6.2.4.1 CÁLCULO DE ESFUERZOS EN EL TAMBOR

En todo elemento que este expuesto a cargas, ya sea a por su propio peso, peso de material transportado, está expuesto a daños ya sea por los esfuerzos de fatiga como también por esfuerzos estáticos, para lo cual

en el tambor estarán actuando la tensión de la banda. Por efecto del peso propio del tambor, existen reacciones en los puntos de apoyo.

Es importante saber que el lado de la banda que es más tenso es el que produce T_1 , la misma que producirá un torque en el tambor, a más de ello debemos tomar en cuenta las fuerzas generadas por el engrane del motor cuando transmite el movimiento al tambor.

El material con el que se fabrica normalmente los tambores es de acero de transmisión AISI 1018 (E 920 BOHLER), cuyas características se encuentran en el Anexo A (7). Acero de Transmisión AISI 1018, $S_y = 58$ Kpsi, $S_{ut} = 64$ Kpsi

Cálculo de la carga P que actúa sobre el centro del tambor, es la suma del peso de la mezcla más la suma del peso del tambor.

$$P = W + W_{\text{tambor}}$$

$$P = 658.54 \text{ N} + 27.44 \text{ N}$$

$$P = 685.9 \text{ N}$$

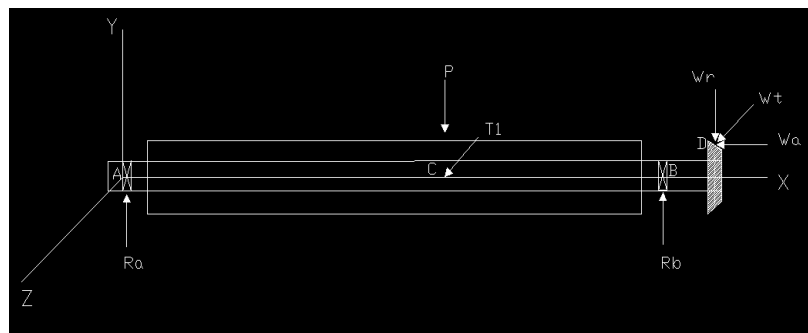


Fig. 6.7 Diagrama de Fuerzas en el tambor
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

El reductor seleccionado tiene una velocidad angular de 60 rpm. Cálculo de la velocidad en la línea de paso del motor a la salida del reductor

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12}$$

$$V_p = \frac{\pi \cdot 8 \cdot (60)}{12}$$

$$V_p = 125.66 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

$$W_t = \frac{H \cdot 33000}{V_p}$$

$$W_t = \frac{3 \cdot 33000}{125.66}$$

$$W_t = 787.82 \text{ lb} = 3504.4 \text{ N}$$

$$W_r = W^t \tan \phi_n \cos \psi$$

$$W_r = 787.82 * \tan 20 \cos 30$$

$$W_r = 248.33 \text{ lb} = 1104.63 \text{ N}$$

$$W_a = W^t \sin \phi_n \sin \psi$$

$$W_a = 787.82 * \tan 20 * \text{Sen } 30$$

$$W_a = 143.37 \text{ lb} = 637.74 \text{ N}$$

DISEÑO DEL EJE PLANO XY

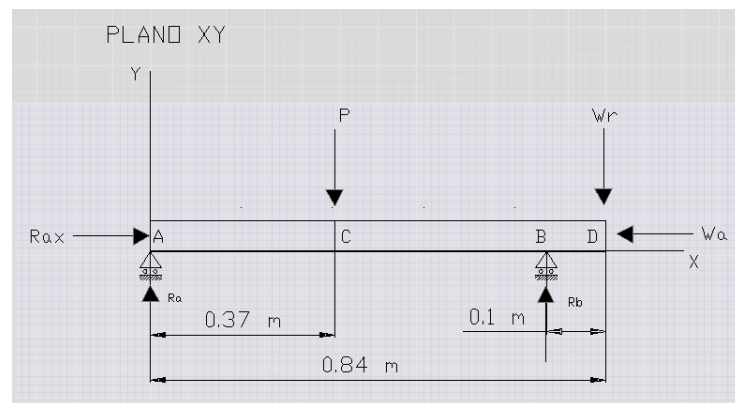


Fig. 6.8 Fuerzas Actuantes en el Plano (X, Y)
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

A continuación determinaremos las reacciones en los puntos A y B.

$$M_A = 0$$

$$-P \cdot 0.37 \text{ m} + R_b \cdot 0.74 \text{ m} - W_r \cdot 0.84 \text{ m} = 0$$

$$-685.9 \text{ N} \cdot 0.37 \text{ m} + R_b \cdot 0.74 \text{ m} - 1104.63 \text{ N} \cdot 0.84 \text{ m} = 0$$

$$R_b = 1596.85 \text{ N}$$

Componente Horizontal

$$F_x = 0$$

$$R_{ax} - W_a = 0$$

$$R_{Ax} = 637.74 \text{ N}$$

Componente Vertical

$$F_y = 0$$

$$R_{Ay} - P + R_{by} - W_r = 0$$

$$R_{Ay} - 685.9 \text{ N} + 1596.85 - 1104.63 = 0$$

$$R_{Ay} = 193.68 \text{ N}$$

Como ya se ha encontrado las reacciones en los puntos A y B, se realiza los diagramas de fuerza cortante y de momento flector.

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES

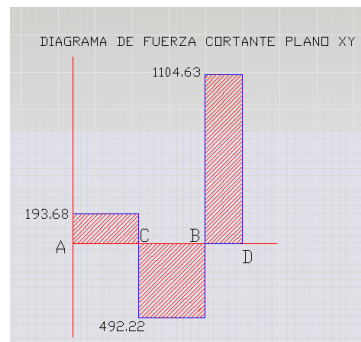


Fig. 6.9 Diagrama de Fuerza Cortante
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

DIAGRAMA DE MOMENTOS

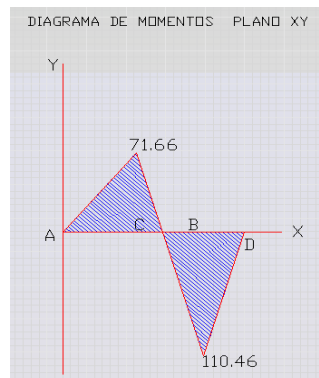


Fig. 6.10 Diagrama Momentos
Fuente: Egdo. Paul Quispe

Aplicando las condiciones de equilibrio estático se puede determinar los momentos en cada punto del eje.

$$M_C = 0$$

$$M_C = R_{ay} * d$$

$$M_C = 193.68 * 0.37$$

$$M_C = 71.66 \text{ N.m}$$

$$M_{B1} = (R_{ay} - P) * d$$

$$M_{B1} = 492.22 * 0.37$$

$$M_{B1} = 182.12 \text{ N.m}$$

$$M_B = M_C - M_{B1}$$

$$M_B = 71.66 - 182.12$$

$$M_B = 110.46 \text{ N.m}$$

DISEÑO DEL EJE PLANO XZ

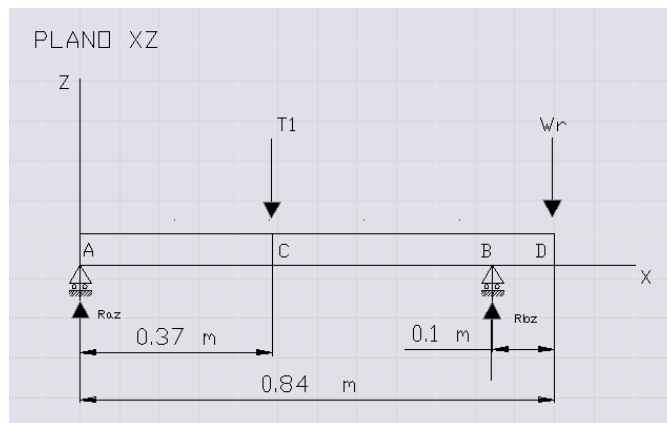


Fig. 6.11 Fuerzas Actuantes en el Plano (X, Z)

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

En el plano XZ la fuerza aplicada en el tambor es la T1, la que produce el giro del mismo, a fin de darle el movimiento a la banda transportadora.

$$M_A = 0$$

$$-T1 \cdot 0.37 \text{ m} + R_{bz} \cdot 0.74 \text{ m} - W_t \cdot 0.84 = 0$$

$$-500.83 \text{ N} \cdot 0.37 \text{ m} + R_{bz} \cdot 0.74 \text{ m} - 3504.4 \text{ N} \cdot (0.84 \text{ m}) = 0$$

$$R_{bz} = 4228.38 \text{ N}$$

Componente Vertical

$$F_z = 0$$

$$R_{az} - T1 + R_{bz} - W_t = 0$$

$$R_{az} = 500.83 \text{ N} - 4228.38 \text{ N} + 3504.4 \text{ N}$$

$$R_{az} = -223.15 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES PLANO XZ

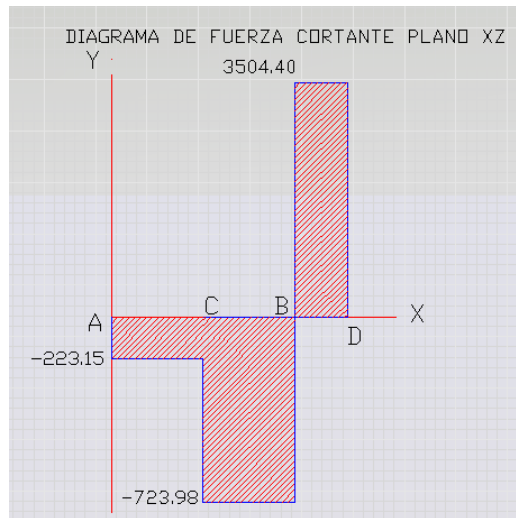


Fig. 6.12 Diagrama de Fuerza Cortante
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Aplicando las condiciones de equilibrio estático se puede determinar los momentos en cada punto del eje.

$$M_C = 0$$

$$M_C = R_{az} * d$$

$$M_C = -223.15 * 0.37$$

$$M_C = -82.57 \text{ N.m}$$

$$M_{B1} = (R_{ay} - P) * d$$

$$M_{B1} = (-223.15 - 500.83) * 0.3$$

$$M_{B1} = -267.87 \text{ N.m}$$

$$M_B = M_C - M_{B1}$$

$$M_B = -82.57 - 267.87$$

$$M_B = -350.44 \text{ N.m}$$

DIAGRAMA DE MOMENTOS PLANO XZ

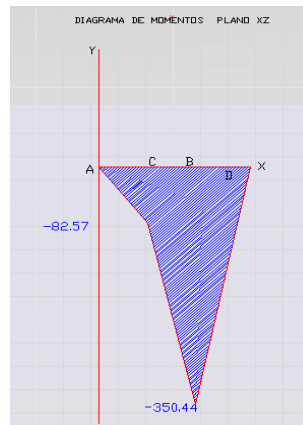


Fig. 6.13 Diagrama de Momento

Fuente: Egdo. Paul Quispe

Determinando las reacciones en los puntos A y B, mediante el Teorema de Pitágoras se tiene:

$$R_A = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2 + R_{az}^2}$$

$$R_A = \sqrt{(637.74)^2 + (193.68)^2 + (-223.15)^2}$$

$$R_A = 702.87 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2 + R_{bz}^2}$$

$$R_B = \sqrt{(1596.85)^2 + (4228.38)^2}$$

$$R_B = 4519.86 \text{ N}$$

6.6.2.4.2 DISEÑO ESTÁTICO

Momento Máximo en el Punto B

$$M_{\max B} = \sqrt{(110.46 \text{ N.m})^2 + (-350.44 \text{ N.m})^2}$$

$$M_{\max B} = 367.43 \text{ N.m}$$

Momento Máximo en el Punto C

$$M_{\max C} = \sqrt{(71.66 \text{ N.m})^2 + (-82.57 \text{ N.m})^2}$$

$$M_{\max C} = 109.33 \text{ N.m}$$

El torque que se ejerce en el tambor se puede determinar en base de la potencia del motor ya calculada anteriormente de 3 hp.

$$T = \frac{\text{Pot} * 63025}{n}$$

$$T = \frac{3 * 63025}{1800}$$

$$T = 105.04 \text{ lb} * \text{pul}$$

$$T = 11.87 \text{ N} * \text{m}$$

Con estos datos obtenidos de Momento Máximo y Torque se puede determinar el esfuerzo en el plano x, a fin de determinar el diámetro necesario del tambor.

$$\sigma_x = \frac{32 * M}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 2.2}$$

$$\sigma_x = \frac{32 * 367.43 \text{ N.m}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{3742.61}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 2.3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 11.87 \text{ N.m}}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{60.45}{d^3}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 2.4}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\frac{3742.61}{d^3}}{2} \pm \sqrt{\frac{\frac{3742.61}{d^3}}{2}^2 + \frac{60.45}{d^3}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{1871.30}{d^3} \pm \frac{1931.76}{d^3}$$

$$\sigma_1 = \frac{3803.06}{d^3}$$

$$\sigma_2 = - \frac{60.45}{d^3}$$

Ordenando los esfuerzos tenemos de la siguiente manera:

$$\sigma_1 = \frac{3803.06}{d^3} \quad \sigma_2 = 0 \quad \sigma_3 = -\frac{60.45}{d^3}$$

Para la determinación del diámetro lo realizaremos mediante las ecuaciones de la Teoría de la Energía de la Distorsión.¹⁵

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_2 - \sigma_3)^2 + \sigma_1 - \sigma_3)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{3803.06}{d^3} - 0)^2 + 0 + \frac{60.45}{d^3})^2 + \frac{3803.06}{d^3} + \frac{60.45}{d^3})^2}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{5421.58}{d^3}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{5421.58 * 2.5}{370 * 10^6}}$$

$$d = 0.033 \text{ m} = 33 \text{ mm}$$

Dónde:

d = diámetro mínimo

S_y = Resistencia a la Fluencia del Material

Geq = Esfuerzo de equivalente

n = factor de seguridad, 2.5

6.6.2.4.3 DISEÑO POR FATIGA

Para determinar el diámetro mínimo del eje del tambor se utiliza la teoría de Gerber, que se encuentra en la siguiente ecuación:

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \frac{n\sigma_m}{S_{ut}}^2 = 1$$

Para lo cual es necesario determinar el límite de fatiga del material, en base de los factores superficiales y de acabado.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$$

Dónde:

K_a = Factor de Superficie

K_b = Factor de tamaño

K_c = Factor de Confiabilidad

K_d = Factor de Temperatura

K_e = Factor de Modificación de esfuerzo

K_f = Factor de efectos diversos

S_e = Limite de fatiga del eje rotatorio

Para el diseño por fatiga es necesario calcular el límite de Fatiga del eje rotatorio, para lo cual se tiene que cumplir las siguientes condiciones:

$$S_e = 0.5 * S_{ut} \quad S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi (1400 MPa)}^{16}$$

$$S_e = 100 \text{ Kpsi (700 MPa)} \quad S_{ut} \geq 200 \text{ Kpsi (1400 MPa)}$$

Dónde:

$$\left. \begin{array}{l} S_{ut} = 440 \text{ MPa} \\ S_y = 370 \text{ MPa} \end{array} \right\} \text{ Anexo A9}$$

$$S_e = 0.5 S_{ut}$$

$$S_e = 0.5 (440 \text{ MPa})$$

$$S_e = 220 \text{ MPa}$$

DETERMINACIÓN DEL FACTOR SUPERFICIAL (K_a)

Para la determinación del Factor Superficial es importante conocer la Resistencia última a la tensión, y el tipo de acabado que se ha dado al material que se utilizara para el eje. En este caso se tiene que en el eje se ha realizado un acabado superficial maquinado, para lo cual del Anexo A10 encontramos los valores de $a = 4.51 \text{ MPa}$ y $b = - 0.265$

$$K_a = aS_{ut}^b$$

$$K_a = 4.51 * 440^{-0.265}$$

$$K_a = 0.89$$

FACTOR DE TAMAÑO (K_b)

Para determinar el factor K_c se debe utilizar con el diámetro menor del tambor, debido a que en este punto hay mayor concentración de esfuerzos, y se utiliza la siguiente ecuación.

$$K_b = 1.24d^{-0.107}$$

$$K_b = 1.24(33)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.86$$

FACTOR DE CARGA (Kc)

Este factor k_c se lo considera dependiendo al tipo de carga que este soportando el elemento mecánico, y esta puede ser axial, torsión, flexión en nuestro caso tendremos una carga de flexión cuyo valor es de 1, se puede observar en la tabla del ANEXO A11.

FACTOR DE TEMPERATURA (Kd)

En este factor se consideran los efectos térmicos que se producen en un elemento mecánico, en este caso como no se va a trabajar a altas temperaturas, se considerara el valor de 1 debido a que la máxima temperatura que podría trabajar es de 50° C. Para lo debemos encontrar una relación que cumpla con este intervalo. ANEXO A12

FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS (Kf)

Este factor se toma en cuenta en la relación a la disminución en el límite de la resistencia a la fatiga, debido a otros efectos como son la corrosión, esfuerzos cíclicos, etc. Por lo tanto este valor es de 1.

FACTOR DE CONFIABILIDAD (Ke)

Este factor se calcula de acuerdo a la confiabilidad que se requiere dar al elemento mecánico, por lo que la confiabilidad del 95% con un valor K_e de 0.868, tomado del Anexo A13.

Luego de haber determinados los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga se procede a determinar el valor, para lo cual se utiliza la siguiente ecuación:

$$S_e = K_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

$$S_e = 0.89 * 0.86 * 1 * 1 * 0.868 * 1 * 220 \text{ MPa}$$

$$S_e = 144.96 \text{ MPa}$$

A continuación determinaremos el valor del esfuerzo σ_{xf} de acuerdo a la ecuación 2.2 enunciada en el capítulo II.

$$\sigma_x = \frac{32 * M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{32 * 367.43 \text{ N.m}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{3742.61}{d^3}$$

Dónde:

σ_{xf} = Esfuerzo del eje

M = Momento flector máximo que se produce en el tambor.

d = diámetro del eje

A continuación se determinará la amplitud del esfuerzo σ_a y el esfuerzo medio σ_m con la siguiente ecuación. En el caso de ejes giratorios con flexión y torsión constante, se simplifican las ecuaciones al igualar σ_m y τ_a igual a cero.

$$\sigma_a = K_f \frac{32 * M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = K_f \frac{32 * 367.43}{\pi d^3}$$

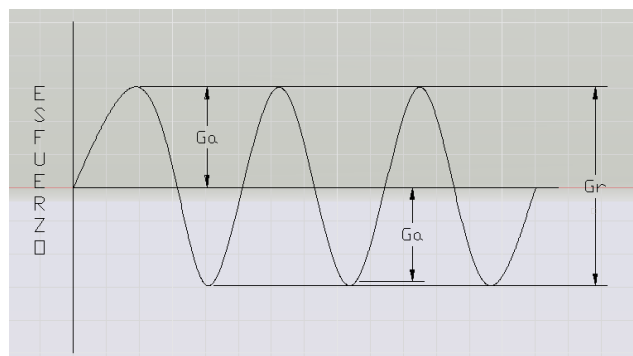
$$\sigma_a = \frac{3742.61}{d^3}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32 * M_m}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32 * 0}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = 0$$

GRAFICO 6.1 ESFUERZO ALTERNANTE Y MEDIO DEL TAMBOR



(Fuente: Egdo Paul Quispe)

A continuación se determinara la amplitud del torque, para lo cual se utilizará las siguientes ecuaciones.

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16 * T_a}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16 * T_m}{\pi d^3}$$

Ahora se calculará el esfuerzo cortante τ_{xy} en base al torque.

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 11.87 \text{ N.m}}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{60.45}{d^3}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16 * T_a}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16 * 0}{\pi d^3}$$

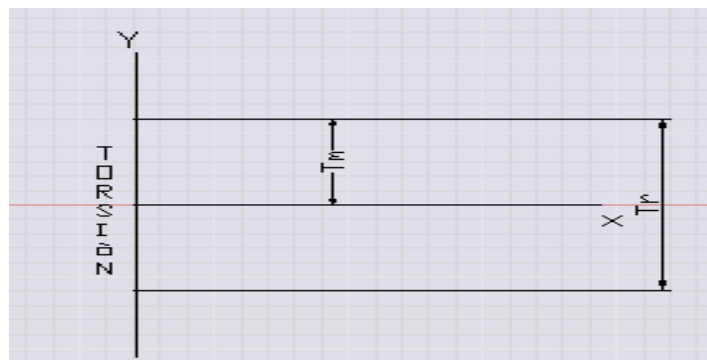
$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16 * T_m}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16 * 11.87}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{60.45}{d^3}$$

GRAFICO 6.2 TORSION ALTERNANTE Y MEDIO DEL TAMBOR



(Fuente: Egdo Paul Quispe)

Para determinar el diámetro mínimo del eje del tambor se utiliza la teoría de falla de Gerber, para lo cual nos asumimos un factor de seguridad de 2.5.

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \frac{n\sigma_m}{S_{ut}}^2 = 1$$

$$d = \frac{8nA}{\pi S_e} \sqrt[3]{1 + \frac{2BS_e}{AS_{ut}}}$$

En la ecuación para determinar el diámetro mínimo es necesario primero calcular los coeficientes A y B. Para lo cual es necesario conocer los valores de los coeficientes K_f y K_{fs} que es factor de concentración de esfuerzos por fatiga, los cuales nos asumimos de 1, debido a que ya se considera el factor de seguridad en la determinación del diámetro.

$$A = \sqrt{4 K_f * M_a^2 + 3 K_{fs} * T_a^2}$$

$$A = \sqrt{4 * 1 * 367.43^2 + 3 * 1 * 0^2}$$

$$A = 734.86$$

$$B = \sqrt{4 K_f * M_m^2 + 3 K_{fs} * T_m^2}$$

$$B = \sqrt{4 * 1 * 0^2 + 3 * 1 * 11.87^2}$$

$$B = 20.56$$

$$d = \frac{8 * 2.5 * 734.86}{\pi * (144.96 * 10^6)} \sqrt[3]{1 + \frac{2 * 20.56 * (144.96 * 10^6)}{734.86 * (440 * 10^6)}}$$

$$d = 3.356 * 10^{-5} \sqrt[3]{1 + 3.1409 * 10^{-4}}$$

$$d = 0.0408 \text{ m}$$

$$d = 41 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo del eje del tambor desviador y accionador es de 41 mm, por lo que el diámetro del tambor queda a elección del diseñador, por lo que se encuentra en el mercado local los tambores utilizados para bandas transportadoras de alimentos, papelería se tiene el diámetro del tambor de 20 cm ó 200 mm.

DISEÑO DEL RODILLO

Los rodillos permiten a la banda mantener las tensiones establecidas, sin que se cuelgue o se pandee y permitir que gire libremente para transportar la mezcla.

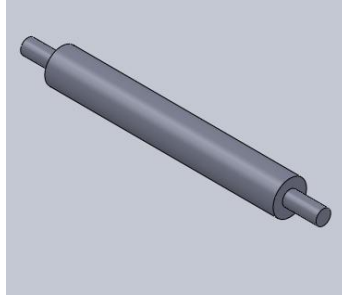


Fig. 6.14 Esquema del rodillo
(Fuente: Egdo Paul Quispe)

CÁLCULO DE ESFUERZOS DEL RODILLO

El material con el que se fabrica normalmente los rodillos es el acero de transmisión AISI 1018 (E 920 BOHLER), cuyas características se encuentran en el Anexo A (7). Acero de Transmisión AISI 1018, $S_y = 58$ Kpsi, $S_{ut} = 64$ Kpsi.

$$T = \frac{Pot \cdot 63025}{n}$$

$$T = \frac{3 \cdot 63025}{1800}$$

$$T = 105.04 \text{ lb} \cdot \text{pul}$$

$$T = 11.87 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Calculo de la carga P que actúa sobre el centro del rodillo, es la suma del peso de la mezcla más la suma del peso del rodillo.

$$P = W + W_{\text{tambor}} + W_{\text{banda}}$$

$$P = 658.54 \text{ N} + 27.44 \text{ N} + 65.70 \text{ N}$$

$$P = 751.68 \text{ N}$$

DISEÑO DEL EJE PLANO XY

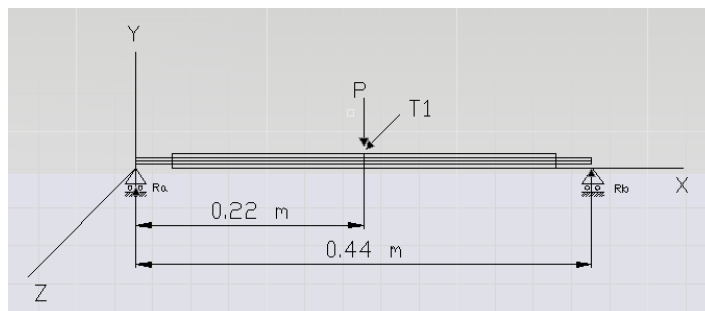


Fig. 6.15 Fuerzas Actuantes en el Plano (X, Y)
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

A continuación determinaremos las reacciones en los puntos A y B.

$$M_A = 0$$

$$-P \cdot 0.22 \text{ m} + R_{by} \cdot 0.44 \text{ m} = 0$$

$$-751.68 \text{ N} \cdot 0.22 \text{ m} + R_{by} \cdot 0.44 \text{ m} = 0$$

$$R_{by} = 375.84 \text{ N}$$

Componente Vertical

$$F_y = 0$$

$$R_{Ay} - P + R_{by} = 0$$

$$R_{Ay} - 751.68 \text{ N} + 375.84 = 0$$

$$R_{Ay} = 375.84 \text{ N}$$

Como ya se ha encontrado las reacciones en los puntos A y B, se realiza los diagramas de fuerza cortante y de momento flector.

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES

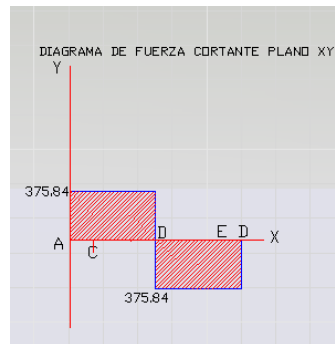


Fig. 6.16 Diagrama de Fuerza Cortante
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

DIAGRAMA DE MOMENTOS

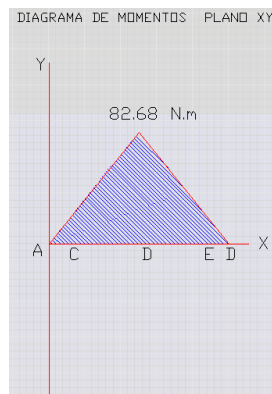


Fig. 6.17 Diagrama Momentos
Fuente: Egdo. Paul Quispe

Aplicando las condiciones de equilibrio estático se puede determinar los momentos en cada punto del eje, a fin de conocer en donde se está aplicando el Momento máximo.

$$M_D = 0$$

$$M_D = R_{az} * d$$

$$M_D = 375,84 * 0,22$$

$$M_D = 82,68 \text{ N.m}$$

Mientras que en los puntos C y E es de 18.79 N.m

DISEÑO DEL EJE PLANO XZ

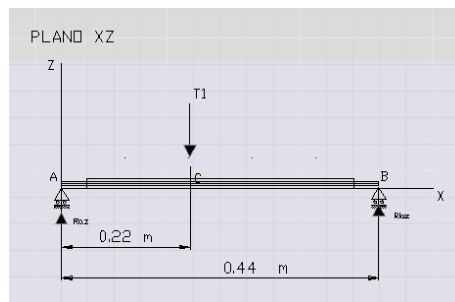


Fig. 6.18 Fuerzas Actuantes en el Plano (X, Z)
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Al momento de trasladar la tensión máxima producida por la banda en el rodillo, se determina la fuerza que se aplica en el rodillo y es T1.

$$M_A = 0$$

$$-T1 \cdot 0,37 \text{ m} + R_{bz} \cdot 0,74 \text{ m} = 0$$

$$-500,83 \text{ N} \cdot 0,22 \text{ m} + R_{bz} \cdot 0,44 \text{ m} = 0$$

$$R_{bz} = 250,42 \text{ N}$$

Componente Vertical

$$F_z = 0$$

$$R_{az} - T1 + R_{bz} = 0$$

$$R_{az} = 500,83 \text{ N} - 250,42 \text{ N}$$

$$R_{az} = 250,42 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES PLANO XZ

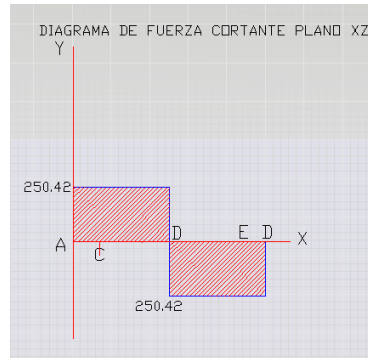


Fig. 6.19 Diagrama de Fuerza Cortante
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Aplicando las condiciones de equilibrio estático se tiene:

$$M_D = 0$$

$$M_D = R_{az} * d$$

$$M_D = -250.42 * 0.22$$

$$M_D = 55.09 \text{ N.m}$$

Mientras que en los puntos C y E es de 12.52 N.m

DIAGRAMA DE MOMENTOS PLANO XZ

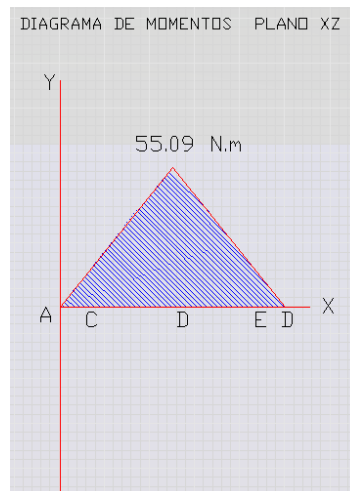


Fig. 6.20 Diagrama de Momento
Fuente: Egdo. Paul Quispe

Determinando las reacciones en los puntos A y B, mediante el Teorema de Pitágoras se tiene:

$$RA = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2 + R_{az}^2}$$

$$RA = \sqrt{(375.84)^2 + (-250.42)^2}$$

$$RA = 451.62 \text{ N}$$

$$RB = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2 + R_{bz}^2}$$

$$RB = \sqrt{(375.84)^2 + (-250.42)^2}$$

$$RB = 451.62 \text{ N}$$

Momento Máximo en el Punto D

$$M_{maxD} = \sqrt{(82.68 \text{ N.m})^2 + (55.09 \text{ N.m})^2}$$

$$M_{maxD} = 99.35 \text{ N.m}$$

Momento Máximo en el Punto C

$$M_{maxC} = \sqrt{(18.79 \text{ N.m})^2 + (12.52 \text{ N.m})^2}$$

$$M_{maxC} = 22.57 \text{ N.m}$$

DISEÑO ESTÁTICO

Con estos datos obtenidos de Momento Máximo y Torque se puede determinar el esfuerzo en el plano x, a fin de determinar el diámetro necesario del rodillo.

$$\sigma_x = \frac{32 * M}{\pi d^3} \tag{Ec. 2.2}$$

$$\sigma_x = \frac{32 * 99.35 \text{ N.m}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{1011.97}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi d^3} \tag{Ec. 2.3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 11.87 \text{ N.m}}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{60.45}{d^3}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 2.4}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\frac{1011.97}{d^3}}{2} \pm \sqrt{\frac{(\frac{1011.97}{d^3})^2}{4} + \frac{60.45^2}{d^3}}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{505.98}{d^3} \pm \frac{566.43}{d^3}$$

$$\sigma_1 = \frac{1072.41}{d^3}$$

$$\sigma_2 = -\frac{60.45}{d^3}$$

Ordenando los esfuerzos tenemos de la siguiente manera:

$$\sigma_1 = \frac{1072.41}{d^3} \quad \sigma_2 = 0 \quad \sigma_3 = -\frac{60.45}{d^3}$$

Para la determinación del diámetro lo realizaremos mediante las ecuaciones de la Teoría de la Energía de la Distorsión.¹⁵

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1072.41}{d^3} - 0)^2 + 0 + \frac{60.45}{d^3})^2 + \left(\frac{1072.41}{d^3} + \frac{60.45}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1561.11}{d^3}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{1561.11 * 2.5}{370 * 10^6}}$$

$$d = 0.022\text{m} = 22 \text{ mm}$$

Dónde:

d = diámetro mínimo

S_y = Resistencia a la Fluencia del Material

Geq = Esfuerzo de equivalente

n = factor de seguridad, 2.5

DISEÑO POR FATIGA

Para determinar el factor de seguridad en el tambor se utiliza la teoría de Gerber, que se encuentra en la siguiente ecuación:

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \frac{n\sigma_m}{S_{ut}}^2 = 1$$

Para lo cual es necesario determinar el límite de fatiga del material, en base de los factores superficiales y de acabado.

$$S_e = K_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

Dónde:

K_a = Factor de Superficie

K_b = Factor de tamaño

K_c = Factor de Confiabilidad

K_d = Factor de Temperatura

K_e = Factor de Modificación de esfuerzo

K_f = Factor de efectos diversos

S_e' = Limite de fatiga del eje rotatorio

Para el diseño por fatiga es necesario calcular el límite de Fatiga del eje rotatorio, para lo cual se tiene que cumplir las siguientes condiciones:

$$S_e' = 0.5 * S_{ut} \quad S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi (1400 MPa)}^{16}$$

$$S_e' = 100 \text{ Kpsi (700 MPa)} \quad S_{ut} \geq 200 \text{ Kpsi (1400 MPa)}$$

Dónde:

$$\left. \begin{array}{l} S_{ut} = 440 \text{ MPa} \\ S_y = 370 \text{ MPa} \end{array} \right\} \text{ Anexo A9}$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 (440 \text{ MPa})$$

$$S_e' = 220 \text{ MPa}$$

DETERMINACIÓN DEL FACTOR SUPERFICIAL (K_a)

Para la determinación del Factor Superficial es importante conocer la Resistencia última a la tensión, y el tipo de acabado que se ha dado al material que se utilizara para el eje. En este caso se tiene que en el eje se ha realizado un acabado superficial maquinado, para lo cual del Anexo A10 encontramos los valores de $a = 4.51 \text{ MPa}$ y $b = - 0.265$

$$K_a = aS_{ut}^b$$

$$K_a = 4.51 * 440^{-0.265}$$

$$K_a = 0.89$$

FACTOR DE TAMAÑO (Kb)

Para determinar el factor Kc se debe utilizar con el diámetro menor del tambor, debido a que en este punto hay mayor concentración de esfuerzos, y se utiliza la siguiente ecuación.

$$K_b = 1.24d^{-0.107}$$

$$K_b = 1.24(22)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.89$$

FACTOR DE CARGA (Kc)

Este factor kc se lo considera dependiendo al tipo de carga que este soportando el elemento mecánico, y esta puede ser axial, torsión, flexión en nuestro caso tendremos una carga de flexión cuyo valor es de 1, se puede observar en la tabla del ANEXO A11.

FACTOR DE TEMPERATURA (Kd)

En este factor se consideran los efectos térmicos que se producen en un elemento mecánico, en este caso como no se va a trabajar a altas temperaturas, se considerara el valor de 1 debido a que la máxima temperatura que podría trabajar es de 50° C. Para lo debemos encontrar una relación que cumpla con este intervalo. ANEXO A12

FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS (Kf)

Este factor se toma en cuenta en la relación a la disminución en el límite de la resistencia a la fatiga, debido a otros efectos como son la corrosión, esfuerzos cíclicos, etc. Por lo tanto este valor es de 1.

FACTOR DE Confiabilidad (Ke)

Este factor se calcula de acuerdo a la confiabilidad que se requiere dar al elemento mecánico, por lo que la confiabilidad del 95% con un valor Ke de 0.868, tomado del Anexo A13.

Luego de haber determinados los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga se procede a determinar el valor, para lo cual se utiliza la siguiente ecuación:

$$S_e = K_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

$$S_e = 0.89 * 0.89 * 1 * 1 * 0.868 * 1 * 220 \text{ MPa}$$

$$S_e = 151.39 \text{ MPa}$$

A continuación se determinará la amplitud del esfuerzo σ_a y el esfuerzo medio σ_m con la siguiente ecuación. Los valores de K_f y K_{fs} es de 1 debido a que en la ecuación de Gerber estamos considerando un factor de seguridad. En el caso de ejes giratorios con flexión y torsión constante, se simplifican las ecuaciones al igualar σ_m y τ_a igual a cero.

$$\sigma_a = K_f \frac{32 * M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = 1 * \frac{32 * 99.35}{\pi d^3}$$

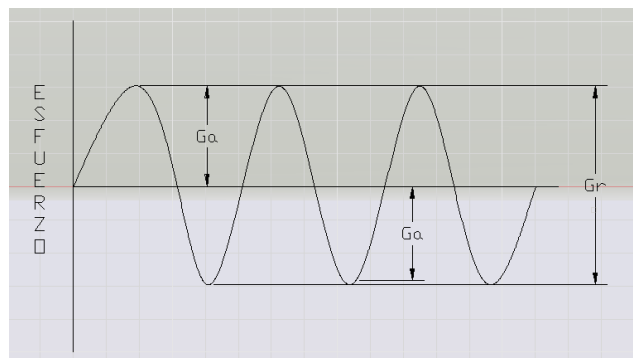
$$\sigma_a = \frac{1011.97}{d^3}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32 * M_m}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32 * 0}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = 0$$

GRAFICO 6.3 ESFUERZO ALTERNANTE Y MEDIO DEL RODILLO



(Fuente: Egdo Paul Quispe)

Se determinara la amplitud del esfuerzo torsor ejercido sobre el eje por acción de las fuerzas.

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16 * T_a}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16 * Tm}{\pi d^3}$$

Ahora se calculará el esfuerzo cortante τ_{xy} en base al torque.

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 11.87 \text{ N.m}}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{60.45}{d^3}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16 * Ta}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = 1 * \frac{16 * 0}{\pi d^3}$$

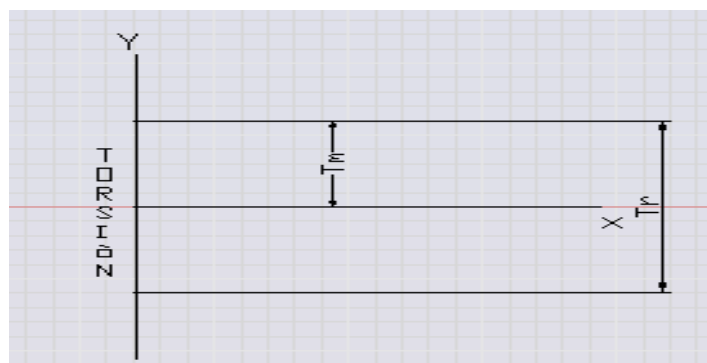
$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16 * Tm}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = 1 * \frac{16 * 11.87}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{60.45}{d^3}$$

GRAFICO 6.4 TORSION ALTERNANTE Y MEDIO DEL RODILLO



(Fuente: Egdo Paul Quispe)

Para determinar el diámetro mínimo del eje del tambor se utiliza la teoría de falla de Gerber, para lo cual nos asumimos un factor de seguridad de 2.5.

$$\frac{n\sigma_a}{Se} + \frac{n\sigma_m}{Sut}^2 = 1$$

$$d = \frac{8nA}{\pi Se} \sqrt{1 + 1 + \frac{2BSe}{ASut}}^{1/2} \quad 1/3$$

En la ecuación para determinar el diámetro mínimo es necesario primero calcular los coeficientes A y B. Para lo cual es necesario conocer los valores de los coeficientes K_f y K_{fs} que es factor de concentración de esfuerzos por fatiga, los cuales nos asumimos de 1, debido a que ya se considera el factor de seguridad en la determinación del diámetro.

$$A = \sqrt{4 K_f * Ma^2 + 3 K_{fs} * Ta^2}$$

$$A = \sqrt{4 * 1 * 99.35^2 + 3 * 1 * 0^2}$$

$$A = 198.70$$

$$B = \sqrt{4 K_f * Mm^2 + 3 K_{fs} * Tm^2}$$

$$B = \sqrt{4 * 1 * 0^2 + 3 * 1 * 11.87^2}$$

$$B = 20.56$$

$$d = \frac{8 * 2.5 * 198.70}{\pi * (151.39 * 10^6)} \sqrt{1 + 1 + \frac{2 * 20.56 * (151.39 * 10^6)}{198.7 * (440 * 10^6)}}^{1/2} \quad 1/3$$

$$d = 8.36 * 10^{-6} \sqrt{1 + 1 + 5.069 * 10^{-3}}^{1/2} \quad 1/3$$

$$d = 0.0252 \text{ m}$$

$$d = 25 \text{ mm}$$

DISEÑO DEL RODILLO DESVIADORES

Los rodillos desviadores permiten a la banda mantener las tensiones establecidas, sin que se cuelgue o se pandee en la parte inferior de la banda.

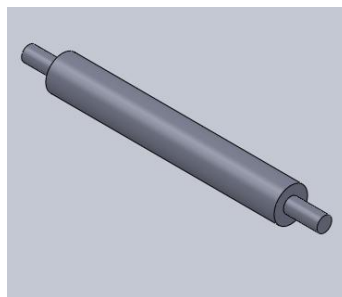


Fig. 6.21 Esquema del rodillo desviador
(Fuente: Egdo Paul Quispe)

CÁLCULO DE ESFUERZOS DEL RODILLO DESVIADORES

El material con el que se fabrica los rodillos desviadores es el acero de transmisión AISI 1018 (E 920 BOHLER), cuyas características se encuentran en el Anexo A (7). Acero de Transmisión AISI 1018, $S_y = 58$ Kpsi, $S_{ut} = 64$ Kpsi.

$$T = \frac{Pot \cdot 63025}{n}$$

$$T = \frac{3 \cdot 63025}{1800}$$

$$T = 105.04 \text{ lb} \cdot \text{pul}$$

$$T = 11.87 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Calculo de la carga P que actúa sobre el centro del rodillo, es la suma del peso de la mezcla más la suma del peso del rodillo.

$$P = W + W_{\text{rodillo}} + W_{\text{banda}}$$

$$P = 658.54 \text{ N} + 27.44 \text{ N} + 65.70 \text{ N}$$

$$P = 751.68 \text{ N}$$

DISEÑO DEL EJE PLANO XY

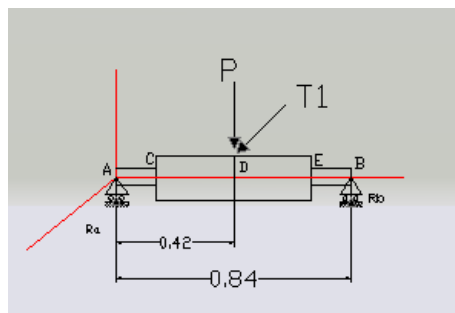


Fig. 6.22 Fuerzas Actuantes en el Plano (X, Y)
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

A continuación determinaremos las reacciones en los puntos A y B.

$$M_A = 0$$

$$-P \cdot 0.22 \text{ m} + R_{by} \cdot 0.44 \text{ m} = 0$$

$$-751.68 \text{ N} \cdot 0.42 \text{ m} + R_{by} \cdot 0.84 \text{ m} = 0$$

$$R_{by} = 375.84 \text{ N}$$

$$F_y = 0$$

$$R_{Ay} - P + R_{by} = 0$$

$$R_{Ay} - 751.68 \text{ N} + 375.84 = 0$$

$$R_{Ay} = 375.84 \text{ N}$$

Como ya se ha encontrado las reacciones en los puntos A y B, se realiza los diagramas de fuerza cortante y de momento flector.

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES

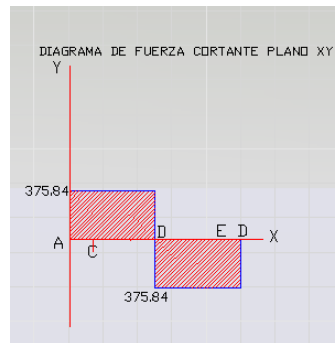


Fig. 6.23 Diagrama de Fuerza Cortante
(Fuente: Egdo. (Paúl Quispe))

DIAGRAMA DE MOMENTOS

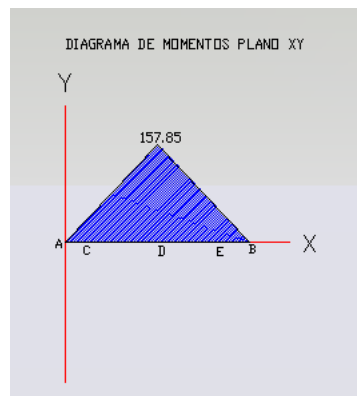


Fig. 6.24 Diagrama Momentos
Fuente: Egdo. Paul Quispe

Aplicando las condiciones de equilibrio estático se tiene:

$$M_D = 0$$

$$M_D = R_{az} * d$$

$$M_D = 375.84 * 0.42$$

$$M_D = 157.85 \text{ N.m}$$

Mientras que en los puntos C y E es de 18.79 N.m

DISEÑO DEL EJE PLANO XZ

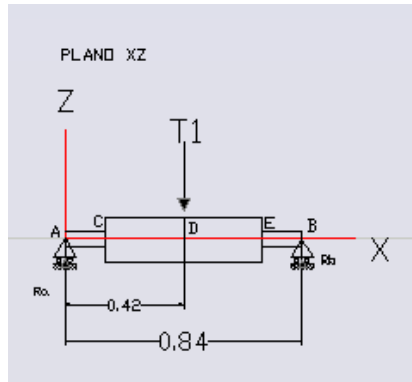


Fig. 6.25 Fuerzas Actuantes en el Plano (X, Z)
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Al momento de trasladar la tensión máxima producida por la banda en el rodillo, se determina la fuerza que se aplica en el rodillo y es T1.

$$M_A = 0$$

$$-T_1 \cdot 0.37 \text{ m} + R_{bz} \cdot 0.74 \text{ m} = 0$$

$$-500.83 \text{ N} \cdot 0.42 \text{ m} + R_{bz} \cdot 0.84 \text{ m} = 0$$

$$R_{bz} = 250.42 \text{ N}$$

Componente Vertical

$$F_z = 0$$

$$R_{az} - T_1 + R_{bz} = 0$$

$$R_{az} = 500.83 \text{ N} - 250.42 \text{ N}$$

$$R_{az} = 250.42 \text{ N}$$

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES PLANO XZ

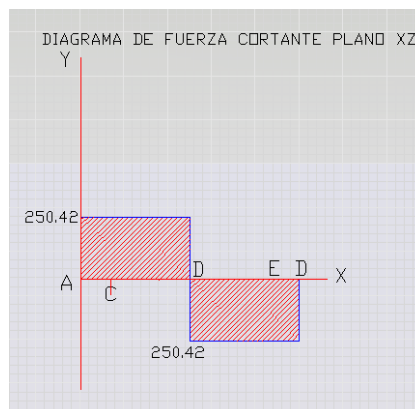


Fig. 6.26 Diagrama de Fuerza Cortante
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Aplicando las condiciones de equilibrio estático se tiene:

$$M_D = 0$$

$$M_D = R_{az} * d$$

$$M_D = -250.42 * 0.42$$

$$M_D = 105.17 \text{ N.m}$$

Mientras que en los puntos C y E es de 12.52 N.m

DIAGRAMA DE MOMENTOS PLANO XZ

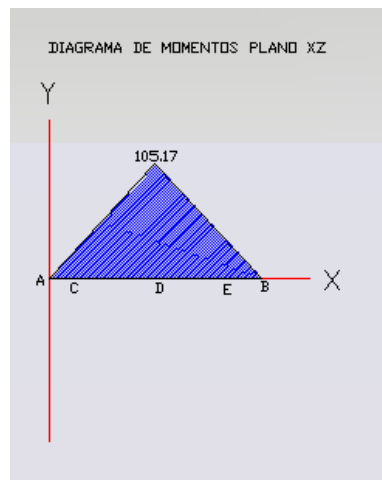


Fig. 6.27 Diagrama de Momento
Fuente: Egdo. Paul Quispe

Determinando las reacciones en los puntos A y B, mediante el Teorema de Pitágoras se tiene:

$$R_A = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2 + R_{az}^2}$$

$$R_A = \sqrt{(375.84)^2 + (-250.42)^2}$$

$$R_A = 451.62 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2 + R_{bz}^2}$$

$$R_B = \sqrt{(375.84)^2 + (-250.42)^2}$$

$$R_B = 451.62 \text{ N}$$

Momento Máximo en el Punto D

$$M_{\max D} = \sqrt{(157.85 \text{ N.m})^2 + (105.17 \text{ N.m})^2}$$

$$M_{\max D} = 189.67 \text{ N.m}$$

Momento Máximo en el Punto C

$$M_{\max C} = \sqrt{(18.79 \text{ N.m})^2 + (12.52 \text{ N.m})^2}$$

$$M_{\max C} = 22.58 \text{ N.m}$$

DISEÑO ESTÁTICO

Con estos datos obtenidos de Momento Máximo y Torque se puede determinar el esfuerzo en el plano x, a fin de determinar el diámetro necesario del rodillo.

$$\sigma_x = \frac{32 * M}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 2.2}$$

$$\sigma_x = \frac{32 * 189.67 \text{ N.m}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{1931.96}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 2.3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 11.87 \text{ N.m}}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{60.45}{d^3}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 2.4}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\frac{1931.96}{d^3}}{2} \pm \sqrt{\frac{\frac{1931.96}{d^3}^2}{4} + \frac{60.45}{d^3}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{965.98}{d^3} \pm \frac{1026.43}{d^3}$$

$$\sigma_1 = \frac{1992.41}{d^3}$$

$$\sigma_2 = - \frac{60.45}{d^3}$$

Ordenando los esfuerzos tenemos de la siguiente manera:

$$\sigma_1 = \frac{1668.29}{d^3} \quad \sigma_2 = 0 \quad \sigma_3 = - \frac{60.45}{d^3}$$

Para la determinación del diámetro lo realizaremos mediante las ecuaciones de la Teoría de la Energía de la Distorsión.¹⁵

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_2 - \sigma_3)^2 + \sigma_1 - \sigma_3)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1992.41}{d^3} - \sigma_2)^2 + \sigma_2 + \frac{60.45}{d^3})^2 + \frac{1992.41}{d^3} + \frac{60.45}{d^3})^2}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{2861.39}{d^3}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{2861.39 * 2.5}{370 * 10^6}}$$

$$d = 0.026m = 26 \text{ mm}$$

Dónde:

d = diámetro mínimo

Sy = Resistencia a la Fluencia del Material

Geq = Esfuerzo de equivalente

n = factor de seguridad

DISEÑO POR FATIGA

Para determinar el diámetro mínimo del eje del tambor se utiliza la teoría de Gerber, que se encuentra en la siguiente ecuación:

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \frac{n\sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

Para lo cual es necesario determinar el límite de fatiga del material, en base de los factores superficiales y de acabado.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$$

Dónde:

Ka = Factor de Superficie

Kb = Factor de tamaño

Kc = Factor de Confiabilidad

Kd = Factor de Temperatura

Ke = Factor de Modificación de esfuerzo

Kf = Factor de efectos diversos

S_e' = Limite de fatiga del eje rotatorio

Para el diseño por fatiga es necesario calcular el límite de Fatiga del eje rotatorio, para lo cual se tiene que cumplir las siguientes condiciones:

$$S_e' = 0.5 * S_{ut} \quad S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi (1400 MPa)}^{16}$$

$$S_e' = 100 \text{ Kpsi (700 MPa)} \quad S_{ut} \geq 200 \text{ Kpsi (1400 MPa)}$$

Dónde:

$$\left. \begin{array}{l} S_{ut} = 440 \text{ MPa} \\ S_y = 370 \text{ MPa} \end{array} \right\} \text{ Anexo A9}$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 (440 \text{ MPa})$$

$$S_e' = 220 \text{ MPa}$$

DETERMINACIÓN DEL FACTOR SUPERFICIAL (K_a)

Para la determinación del Factor Superficial es importante conocer la Resistencia última a la tensión, y el tipo de acabado que se ha dado al material que se utilizara para el eje. En este caso se tiene que en el eje se ha realizado un acabado superficial maquinado, para lo cual del Anexo A10 encontramos los valores de $a = 4.51 \text{ MPa}$ y $b = - 0.265$

$$K_a = aS_{ut}^b$$

$$K_a = 4.51 * 440^{-0.265}$$

$$K_a = 0.89$$

FACTOR DE TAMAÑO (K_b)

Para determinar el factor K_c se debe utilizar con el diámetro menor del tambor, debido a que en este punto hay mayor concentración de esfuerzos, y se utiliza la siguiente ecuación.

$$K_b = 1.24d^{-0.107}$$

$$K_b = 1.24(26)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.88$$

FACTOR DE CARGA (K_c)

Este factor k_c se lo considera dependiendo del tipo de carga que esté soportando el elemento mecánico, y esta puede ser axial, torsión, flexión en nuestro caso tendremos una carga de flexión cuyo valor es de 1, se puede observar en la tabla del ANEXO A11.

FACTOR DE TEMPERATURA (K_d)

En este factor se consideran los efectos térmicos que se producen en un elemento mecánico, en este caso como no se va a trabajar a altas temperaturas, se considerara el valor de 1 debido a que la máxima temperatura que podría trabajar es de 50° C. Para lo cual debemos encontrar una relación que cumpla con este intervalo. ANEXO A12

FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS (K_f)

Este factor se toma en cuenta en la relación a la disminución en el límite de la resistencia a la fatiga, debido a otros efectos como son la corrosión, esfuerzos cíclicos, etc. Por lo tanto este valor es de 1.

FACTOR DE Confiabilidad (K_e)

Este factor se calcula de acuerdo a la confiabilidad que se requiere dar al elemento mecánico, por lo que la confiabilidad del 95% con un valor K_e de 0.868, tomado del Anexo A13.

Luego de haber determinados los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga se procede a determinar el valor, para lo cual se utiliza la siguiente ecuación:

$$S_e = K_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

$$S_e = 0.89 * 0.88 * 1 * 1 * 0.868 * 1 * 220 \text{ MPa}$$

$$S_e = 149.56 \text{ MPa}$$

A continuación se determinará la amplitud del esfuerzo σ_a y el esfuerzo medio σ_m con la siguiente ecuación. Los valores de K_f y K_{fs} es de 1 debido a que en la ecuación de Gerber estamos considerando un factor de seguridad. En el caso de ejes giratorios con flexión y torsión constante, se simplifican las ecuaciones al igualar σ_m y τ_a igual a cero.

$$\sigma_a = K_f \frac{32 * Ma}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = 1 * \frac{32 * 189.67}{\pi d^3}$$

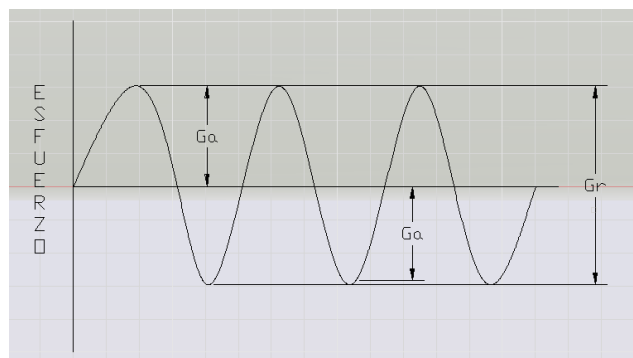
$$\sigma_a = \frac{1931.96}{d^3}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32 * Mm}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32 * 0}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = 0$$

GRAFICO 6.5 ESFUERZO ALTERNANTE Y MEDIO DEL RODILLO DESVIADOR



(Fuente: Egdo Paul Quispe)

A continuación se determinará la amplitud del torque, para lo cual se utilizará las siguientes ecuaciones.

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16 * Ta}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16 * Tm}{\pi d^3}$$

Ahora se calculará el esfuerzo cortante τ_{xy} en base al torque.

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 11.87 \text{ N.m}}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{60.45}{d^3}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16 * Ta}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = 1 * \frac{16 * 0}{\pi d^3}$$

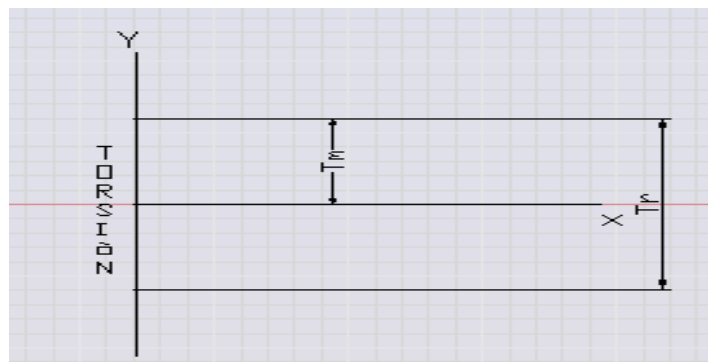
$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16 * T_m}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = 1 * \frac{16 * 11.87}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{60.45}{d^3}$$

GRAFICO 6.6 TORSION ALTERNANTE Y MEDIO DEL RODILLO DESVIADOR



(Fuente: Egdo Paul Quispe)

Para determinar el diámetro mínimo del eje del tambor se utiliza la teoría de falla de Gerber, para lo cual nos asumimos un factor de seguridad de 2.5.

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \frac{n\sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

$$d = \frac{8nA}{\pi S_e} \left(1 + 1 + \frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^{2/3}$$

En la ecuación para determinar el diámetro mínimo es necesario primero calcular los coeficientes A y B. Para lo cual es necesario conocer los valores de los coeficientes K_f y K_{fs} que es factor de concentración de esfuerzos por fatiga, los cuales nos asumimos de 1, debido a que ya se considera el factor de seguridad en la determinación del diámetro.

$$A = \frac{4 K_f * M_a^2 + 3 K_{fs} * T_a^2}{4}$$

$$A = \frac{4 * 1 * 189.67^2 + 3 * 1 * 0^2}{4}$$

$$A = 379.34$$

$$B = \sqrt{4 K_f * Mm^2 + 3 K_{fs} * Tm^2}$$

$$B = \sqrt{4 * 1 * 0^2 + 3 * 1 * 11.87^2}$$

$$B = 20.56$$

$$d = \frac{8 * 2.5 * 379.34}{\pi * (149.56 * 10^6)} \sqrt{1 + 1 + \frac{2 * 20.56 * (149.56 * 10^6)}{379.34 * (440 * 10^6)}}^{1/2} \sqrt[3]{1}$$

$$d = 1.61 * 10^{-5} \sqrt{1 + 1 + 1.35 * 10^{-3}} \sqrt[3]{1}$$

$$d = 0.032 \text{ m}$$

$$d = 32 \text{ mm}$$

6.6.2.5 SELECCIÓN DE LOS COJINETES PARA LOS RODILLOS

Los cojinetes son en el diseño de cualquier elemento la base fundamental, ya que ellos disminuyen las fricciones que pueden existir entre un elemento fijo y elemento móvil.

Los datos que nos servirán de base para el cálculo son: velocidad del motor a la salida del eje, vida de los rodillos, tipo de máquina, uso que se le da, y por último la carga que soportará, que serán solo las cargas radiales.

$$L_{h10} = \frac{L * 10^6}{n * 60}$$

$$L_{h10} = \frac{L * 500 * 33^{\frac{1}{3}} * 60}{n * 60}$$

$$\frac{L_{h10}}{500} = L * \frac{33^{\frac{1}{3}}}{n}$$

$$fL = \sqrt[3]{\frac{L_{h10}}{500}}$$

$$fn = \sqrt[3]{\frac{33^{\frac{1}{3}}}{n}}$$

$$L = \frac{C}{P}^P$$

$$P \sqrt[P]{L} = \frac{C}{P}$$

$$C = P^p \bar{L}$$

$$C = P^p \frac{\frac{L_{h10}}{500}}{\frac{33^{\frac{1}{3}}}{n}}$$

$$C = P \frac{f_l}{f_n}$$

El valor de f_l según el catalogo FAG para rodillos de cintas transportadoras para extracción a cielo abierto es de 4,5- 5. Para lo cual tomamos el f_l de 4.51 con lo que el valor de L_{h10} es de 46000 horas de funcionamiento. El valor de f_n para una velocidad angular de $n=60$ rpm, f_n es de 0.822, estos datos son tomados para rodamientos de bolas.

$$C = P \frac{4.51}{0.822}$$

$$C = P(5.48)$$

Método de La Vida Nominal ampliada es el proceso en el que se toma en cuenta la viscosidad del lubricante y la fiabilidad.

$$C = P^p \bar{L}$$

$$C = P^p \frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}$$

$$C = P^p \frac{L_{h10} * n * 60}{500 * 33^{\frac{1}{3}} * 60 * a_1 * a_{23}}$$

$$C = P^p \frac{L_{h10}}{500} * \frac{1}{\frac{33^{\frac{1}{3}}}{n}} * \frac{1}{a_1 * a_{23}}$$

$$C = P * \frac{f_l}{f_n} * P \frac{1}{a_1 * a_{23}}$$

Entonces para una fiabilidad $R = 90 \%$, el valor de a_1 es de 1; para lo cual me impongo un valor de a_{23} de 1.8. Para lo cual si la carga radial es pura, la carga $P = Fr$, en la siguiente expresión:

$$P = x * Fr + 0.5 Fa$$

$$C = 0.451 \text{ KN} * \frac{4.51}{0.822} * \frac{1}{1 * 1.8}$$

$$C = 2.03 \text{ KN}$$

Con el valor de C en el catalogo de la FAG¹⁶ tomamos el rodamiento 16005 con las siguientes características: C = 7.2 KN Co = 4.65 D = 47 mm d = 25 mm

Con lo cual calculamos el diámetro medio del rodamiento obteniendo $d_m = 36$ mm, con lo que entramos a la tabla del Anexo B1, hasta la velocidad angular de trabajo.

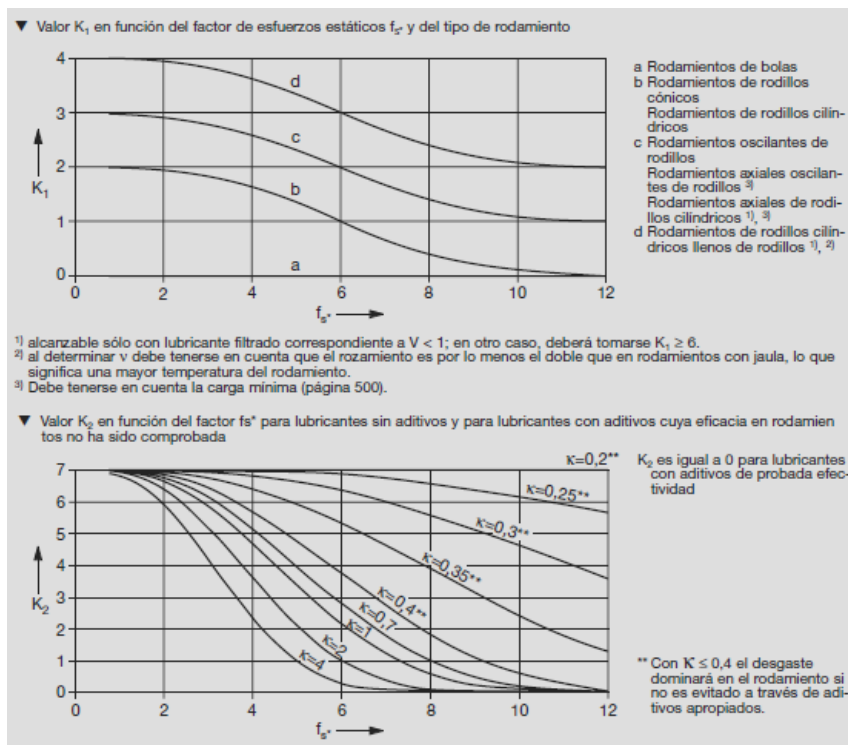
Obtenemos una viscosidad relativa de 280 mm²/s, en el Anexo con ese valor entramos en la siguiente tabla a la temperatura de funcionamiento de la maquina que es 70 ° C.

En la tabla del Anexo B2 se obtiene la viscosidad de servicio que es de 70 mm²/s, con lo cual se obtiene el factor k, este valor de k debemos subir en el eje horizontal hasta topar la curva K0 de la siguiente tabla. Debido a que $K = K_1 + K_2$

$$k = \frac{v}{v_1}$$

$$k = \frac{70}{280}$$

$$k = 0.25$$



El valor de K_1 es de 0 de acuerdo a la curva para rodamientos de bolas, el valor K_2 es 0 debido a que se utilizará lubricante con aditivos de

probada efectividad. Por lo tanto el valor de K que es la suma de estos 2 factores es 0, lo encontramos en el Anexo B5

El valor de a_{23II} es igual a 1, por lo tanto el valor de $a_{23} = a_{23II} * 1$ entonces a_{23} es igual a 1, donde $s = 1$ debido a que $V = 1$ que dependen de las condiciones de las condiciones de limpieza, que para nuestro caso es una limpieza normal.

$$C = 0.451 * \frac{4.51}{0.822} * \sqrt[3]{\frac{1}{1*1}}$$

$$C = 2.47 \text{ KN}$$

Con este valor volvemos a ingresar en las tablas del Anexo B1 y repetimos el mismo procedimiento anterior, encontramos un rodamiento 16005 que es el que ya seleccionamos anteriormente.

$$C = 7.2 \text{ KN} \quad C_o = 4.65 \quad D = 47 \text{ mm} \quad d = 25 \text{ mm}$$

$$v_1 = 280 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$v = 70 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$k = 0.25$$

$$K_0 = 0$$

$$a_{23II} = 1$$

$$a_{23} = 1$$

Luego de iterar con estos valores $C = 2.47 \text{ KN}$ se vuelve a obtener el rodamiento 16005, con lo cual hemos terminado la iteración, ya que obtenemos el mismo rodamiento en los 2 casos.

SELECCIÓN DE LOS COJINETES PARA EL EJE DEL TAMBOR

$$C = P \frac{4.51}{0.822}$$

$$C = P(5.48)$$

Método de La Vida Nominal ampliada es el proceso en el que se toma en cuenta la viscosidad del lubricante y la fiabilidad.

$$C = P^p \bar{L}$$

$$C = P * \frac{fL}{fn} * \sqrt[3]{\frac{1}{a_1 * a_{23}}}$$

Entonces para una fiabilidad $R = 90 \%$, el valor de a_1 es de 1; para lo cual me impongo un valor de a_{23} de 1.8. Para lo cual si la carga radial es pura, la carga $P = Fr$, en la siguiente expresión:

$$P = x * Fr + 0.5 Fa$$

$$C = 4.5 \text{ KN} * \frac{4.51}{0.822} * \sqrt[3]{\frac{1}{1*1.8}}$$

$$C = 20.25 \text{ KN}$$

Con el valor de C en el catalogo de la FAG tomamos el rodamiento 6208 con las siguientes características: $C = 29 \text{ KN}$ $C_0 = 18$ $D = 80 \text{ mm}$ $d = 40 \text{ mm}$

Con lo cual calculamos el diámetro medio del rodamiento obteniendo $d_m = 60 \text{ mm}$, con lo que entramos a la tabla del Anexo B1, hasta la velocidad angular de trabajo.

Obtenemos una viscosidad relativa de $200 \text{ mm}^2/\text{s}$, en el Anexo con ese valor entramos en la siguiente tabla a la temperatura de funcionamiento de la maquina que es 70° C .

En la tabla del Anexo B2 se obtiene la viscosidad de servicio que es de $70 \text{ mm}^2/\text{s}$, con lo cual se obtiene el factor k, este valor de k debemos subir en el eje horizontal hasta topar la curva K0 de la siguiente tabla. Debido a que $K = K_1 + K_2$

$$k = \frac{v}{v_1}$$

$$k = \frac{70}{200}$$

$$k = 0.35$$

El valor de K_1 es de 0 de acuerdo a la curva para rodamientos de bolas, el valor K_2 es 0 debido a que se utilizara lubricante con aditivos de probada efectividad. Por lo tanto el valor de K que es la suma de estos 2 factores es 0, lo encontramos en el Anexo B5

El valor de a_{23II} es igual a 1.1, por lo tanto el valor de $a_{23} = a_{23II} * 1$ entonces a_{23} es igual a 1.1, donde $s = 1$ debido a que $V = 1$ que dependen de las condiciones de las condiciones de limpieza, que para nuestro caso es una limpieza normal.

$$C = 4.5 \text{ KN} * \frac{4.51}{0.822} * \sqrt[3]{\frac{1}{1*1.1}}$$

$$C = 23.91 \text{ KN}$$

Con este valor volvemos a ingresar en las tablas del Anexo B1 y repetimos el mismo procedimiento anterior, encontramos un rodamiento 6208 que es el que ya seleccionamos anteriormente.

$$C = 29 \text{ KN} \quad C_o = 18 \quad D = 80 \text{ mm} \quad d = 40 \text{ mm}$$

$$v_1 = 200 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$v = 70 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$k = 0.35$$

$$K_0 = 0$$

$$a_{23II} = 1$$

$$a_{23} = 1.1$$

Luego de iterar con estos valores se obtiene $C = 23.91$ vuelve a obtener el rodamiento 6208, con lo cual hemos terminado la iteración, ya que obtenemos el mismo rodamiento en los 2 casos.

SELECCIÓN DE LOS COJINETES PARA LOS RODILLOS DESVIADORES

$$C = P \frac{4.51}{0.822}$$

$$C = P(5.48)$$

Método de La Vida Nominal ampliada es el proceso en el que se toma en cuenta la viscosidad del lubricante y la fiabilidad.

$$C = P^p \bar{L}$$

$$C = P * \frac{fL}{fn} * \sqrt[3]{\frac{1}{a_1 * a_{23}}}$$

Entonces para una fiabilidad $R = 90 \%$, el valor de a_1 es de 1; para lo cual me impongo un valor de a_{23} de 1.8. Para lo cual si la carga radial es pura, la carga $P = Fr$, en la siguiente expresión:

$$P = x * Fr + 0.5 Fa$$

$$C = 0.451 \text{ KN} * \frac{4.51}{0.822} * \sqrt[3]{\frac{1}{1*1.8}}$$

$$C = 2.03 \text{ KN}$$

Con el valor de C en el catalogo de la FAG tomamos el rodamiento 16007 con las siguientes características: C =12.2 KN Co = 8.8 D = 62 mm d = 35 mm

Con lo cual calculamos el diámetro medio del rodamiento obteniendo $d_m = 48.5$ mm, con lo que entramos a la tabla del Anexo B1, hasta la velocidad angular de trabajo.

Obtenemos una viscosidad relativa de $200 \text{ mm}^2/\text{s}$, en el Anexo con ese valor entramos en la siguiente tabla a la temperatura de funcionamiento de la maquina que es 70° C .

En la tabla del Anexo B2 se obtiene la viscosidad de servicio que es de $70 \text{ mm}^2/\text{s}$, con lo cual se obtiene el factor k, este valor de k debemos subir en el eje horizontal hasta topar la curva K0 de la siguiente tabla. Debido a que $K = K_1 + K_2$

$$k = \frac{v}{v_1}$$

$$k = \frac{70}{200}$$

$$k = 0.35$$

El valor de K1 es de 0 de acuerdo a la curva para rodamientos de bolas, el valor K2 es 0 debido a que se utilizara lubricante con aditivos de probada efectividad. Por lo tanto el valor de K que es la suma de estos 2 factores es 0, lo encontramos en el Anexo B5

El valor de $a_{23||}$ es igual a 1.1, por lo tanto el valor de $a_{23} = a_{23||} * 1$ entonces a_{23} es igual a 1.1, donde $s = 1$ debido a que $V = 1$ que dependen de las condiciones de las condiciones de limpieza, que para nuestro caso es una limpieza normal.

$$C = 0.451 \text{ KN} * \frac{4.51}{0.822} * \sqrt[3]{\frac{1}{1*1.1}}$$

$$C = 2.39 \text{ KN}$$

Con este valor volvemos a ingresar en las tablas del Anexo B1 y repetimos el mismo procedimiento anterior, encontramos un rodamiento 16007 que es el que ya seleccionamos anteriormente.

$$C = 12.2 \text{ KN} \quad Co = 8.8 \quad D = 62 \text{ mm} \quad d = 35 \text{ mm}$$

$$v_1 = 200 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$v = 70 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$k = 0.35$$

$$K_0 = 0$$

$$a_{23II} = 1$$

$$a_{23} = 1.1$$

Luego de iterar con estos valores se obtiene $C = 2.39 \text{ KN}$ vuelve a obtener el rodamiento 16006, con lo cual hemos terminado la iteración, ya que obtenemos el mismo rodamiento en los 2 casos.

6.6.2.6 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DE LA BANDA TRANSPORTADORA

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA VIGA 1

Para lo cual es necesario tomar en cuenta todas las fuerzas que van actuar, sometido a flexión debido al momento máximo que este va a soportar.

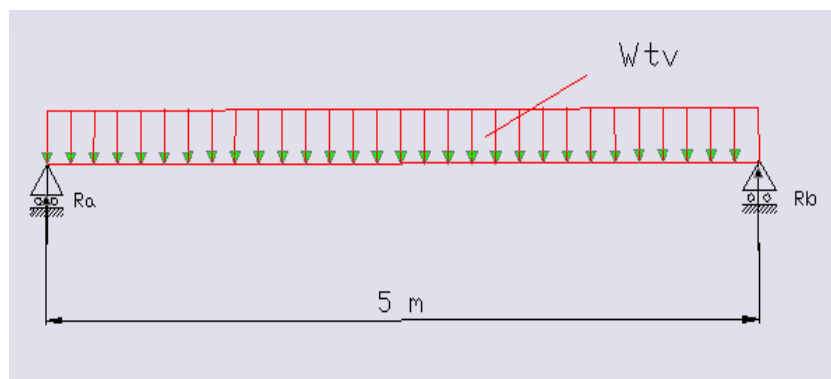


Fig. 6.28 Distribución de las Cargas en la Viga 1
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

$$d_1 = d_2 = d_3 = d_4 = d_5 = 1 \text{ m}$$

$$Pr_2 = Pr_3 = Pr_4 = 2.90 \text{ Kg}$$

$$Pr_1 = Pr_6 = 5.1 \text{ Kg}$$

$$W_{TV} = W_v + qG + PB + W$$

Dónde:

W_{TV} = Cargas distribuidas a lo largo de la viga Kg/m

W_v = Peso de la Viga ANEXO (A15) = 18.26 Kg/m

qG = Peso de Transporte 0.42 Kg/m

PB = Peso de la Banda = 6.7 Kg/m

W = Peso de la Material Transportado = 13.43 Kg/m

Prt = Peso de los Rodillos y Tambor actúan sobre la viga, 18.9 Kg/m

$$W_{TV} = 18.26 + 0.42 + 6.7 + 13.43 + 18.9$$

$$W_{TV} = 57.71 \text{ Kg/m} = 565.94 \text{ N/m}$$

En el diagrama anterior se presenta flexión en los elementos, para determina el cálculo de los momentos y reacciones en los apoyos A y B, la carga distribuida W_{TV} , se transforma en carga puntual W_p que se ubicara en el centro de la viga.

$$W_p = W_{TV} * L$$

$$W_p = 565.94 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 5 \text{ m}$$

$$W_p = 2829.70 \text{ N}$$

Dónde:

L = longitud total de la viga (m)

A continuación determinaremos el momento flector debido a las cargas actuantes en la viga.

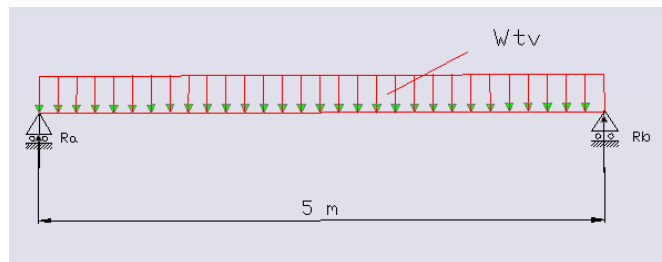


Fig. 6.29 Carga Distribuida sobre la viga Perfil C
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Las reacciones se determinan de acuerdo a la configuración de la estructura, que para nuestro caso será carga uniforme distribuida sobre la viga, con apoyos fijos en el extremo, para lo cual se presenta la siguiente ecuación, en el Anexo A20.

$$R_1 = R_2 = \frac{W_{TV} * l}{2}$$

$$R_1 = R_2 = \frac{565.94 * 5}{2}$$

$$R_1 = R_2 = 1414.85 \text{ N}$$

Para el análisis de la viga es necesario realizarle secciones, para la determinación de la Fuerza cortante se realiza un corte en la sección de la viga que para nuestro caso la en tres tramos que se representan a continuación. Los tramos de la viga son a 1.5 m, 3.5 m.

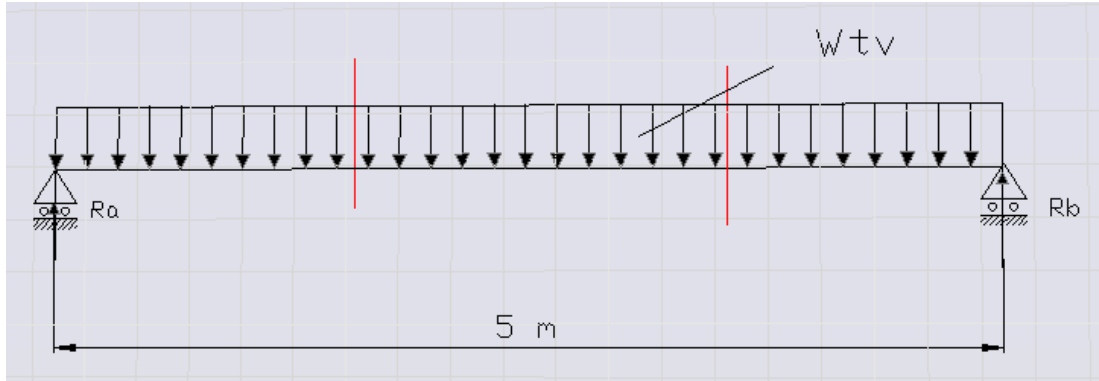


Fig. 6.30 Sección del Perfil C
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Sección A-B x= 1.5 m

$$V = \frac{W_{TV}}{2} * l - 2x$$

$$V = \frac{565.94}{2} * 5 - 2(1.5)$$

$$V = 565.94 \text{ N}$$

Sección B-C x= 2 m

$$V = \frac{W_{TV}}{2} * l - 2x$$

$$V = \frac{565.94}{2} * 5 - 2(2)$$

$$V = 282.97 \text{ N}$$

La viga debido al peso propio, peso de los elementos que debe soportar, se produce una deflexión máxima, la cual se calcula a fin de no sobrepasar la misma, con incrementos de cargas en la viga.

El límite de Fluencia de este tipo de perfil A36 es: $S_y = 250 \text{ MPa}$, el módulo de elasticidad es $E = 207 \text{ GPa}$.

$$y_{\max} = -\frac{W_{TV} * l^4}{384EI}$$

$$y_{\max} = -\frac{565.94 \cdot (5)^4}{384 \cdot 207 \cdot 10^9 \cdot (2.67 \cdot 10^{-7})}$$

$$y_{\max} = -0.0167 \text{ m}$$

Las propiedades del perfil se encuentran en el Anexo A17, las cuales nos basaremos para calcular, la deflexión máxima, así como el esfuerzo flexionante.

DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE

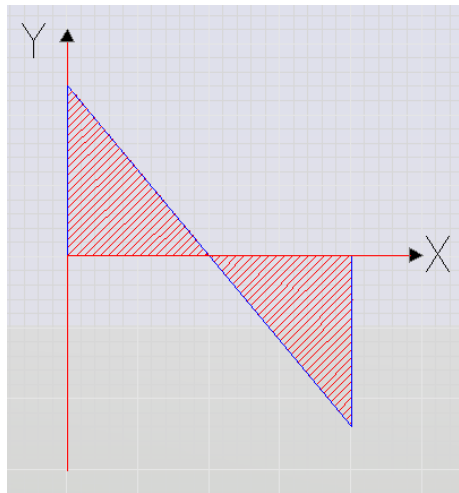


Fig. 6.31 Diagrama de Fuerzas Cortantes (N) de la Viga Perfil C

Fuente: Egdo. Paul Quispe

DIAGRAMA DE MOMENTOS

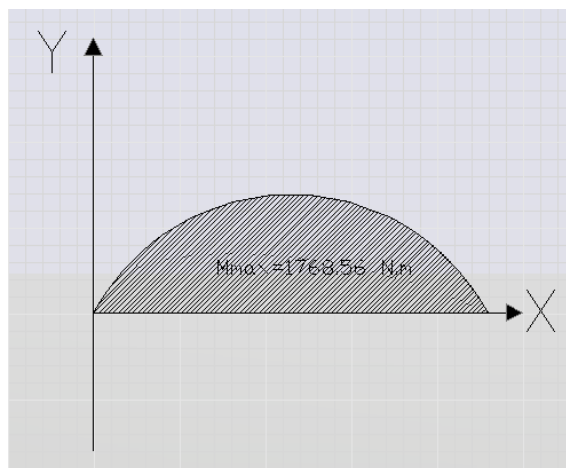


Fig. 6.32 Diagrama de Momentos (N.m) de la Viga Perfil C

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Debido a que la viga es inclinada es necesario determinar la fuerza axial que evitara que el material, resbale hacia la parte inferior, y la fuerza que contrarreste ese movimiento serán los que eviten el movimiento de la viga en sentido axial. Como se conoce el peso del Material, el peso de la banda, tenemos que el peso a evitar que resbales es de 82.13 kg, además se tiene que determinar el ángulo de inclinación.

$$\cos \alpha = \frac{x}{c}$$

$$\cos \alpha = \frac{4468 \text{ mm}}{5000 \text{ mm}}$$

$$\alpha = 26.68^\circ$$

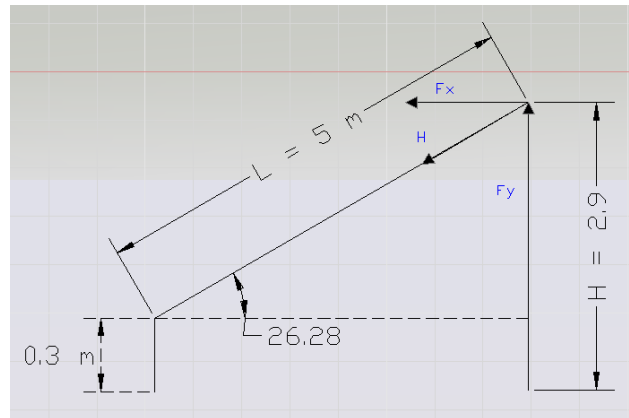


Fig. 6.33 Diagrama de Momentos (N.m) de la Viga Perfil C
(Fuente: Egdo. (Paul Quispe))

$$\sin \theta = \frac{F_y}{H}$$

$$\sin 63.72 = \frac{1414.85}{H}$$

$$H = \frac{1414.85}{\sin 63.72}$$

$$H = 1577.94 \text{ N}$$

$$\cos \theta = \frac{F_x}{H}$$

$$\cos 63.72 = \frac{F_x}{H}$$

$$F_x = \cos 63.72 * H$$

$$F_x = 698.64 \text{ N}$$

CALCULO DE ESFUERZOS MÁXIMOS EN TENSION Y COMPRESIÓN

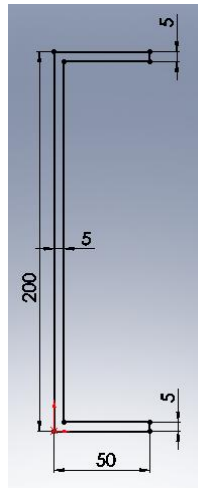


Fig. 6.34 Sección del Perfil para cálculo de Inercias
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Para poder calcular las inercias del perfil tipo C, se calculara el área del mismo del perfil a fin de determinar el centro de gravedad del perfil.

$$\begin{array}{lll}
 A1 = b * h & A2 = b * h & A3 = b * h \\
 A1 = 50 * 5 & A2 = 5 * 190 & A3 = 50 * 5 \\
 A1 = 250 \text{ mm}^2 & A2 = 950 \text{ mm}^2 & A3 = 250 \text{ mm}^2
 \end{array}$$

Luego de haber determinado las aéreas, se determina los centros de gravedad de cada área.

$$\begin{array}{lll}
 X1 = 25 \text{ mm} & X2 = 2.5 \text{ mm} & X3 = 25 \text{ mm} \\
 Y1 = 2.5 \text{ mm} & Y2 = 100 \text{ mm} & Y3 = 197.5 \text{ mm} \\
 x = \frac{A1 * X1 + A2 * X2 + A3 * X3}{A1 + A2 + A3} & & y = \frac{A1 * Y1 + A2 * Y2 + A3 * Y3}{A1 + A2 + A3} \\
 x = \frac{250 * 25 + 950 * 2.5 + 250 * 25}{250 + 950 + 250} & & y = \frac{250 * 2.5 + 950 * 100 + 250 * 197.5}{250 + 950 + 250} \\
 x = 10.26 \text{ mm} & & y = 100 \text{ mm}
 \end{array}$$

Para el cálculo de las inercias es necesario calcular las distancias m y d en el perfil.

$$\begin{array}{lll}
 d1 = y - Y1 & d2 = y - Y2 & d3 = Y3 - y \\
 d1 = 100 - 2.5 & d2 = 100 - 100 & d3 = 197.5 - 100 \\
 d1 = 97.5 \text{ mm} & d2 = 0 & d3 = 97.5 \text{ mm}
 \end{array}$$

$$\begin{array}{lll}
m_1 = X_1 - x & m_2 = x - X_2 & m_3 = X_3 - x \\
m_1 = 25 - 10.26 & m_2 = 10.26 - 2.5 & m_3 = 25 - 10.26 \\
m_1 = 14.74 \text{ mm} & m_2 = 7.76 \text{ mm} & m_3 = 14.74 \text{ mm}
\end{array}$$

$$\begin{array}{lll}
I_{xx1} = \frac{b \cdot h^3}{12} & I_{xx2} = \frac{b \cdot h^3}{12} & I_{xx3} = \frac{b \cdot h^3}{12} \\
I_{xx1} = \frac{50 \cdot 5^3}{12} & I_{xx2} = \frac{5 \cdot 190^3}{12} & I_{xx3} = \frac{50 \cdot 5^3}{12} \\
I_{xx1} = 520.83 \text{ mm}^4 & I_{xx2} = 2857916.67 \text{ mm}^4 & I_{xx3} = 520.83 \text{ mm}^4
\end{array}$$

$$\begin{array}{lll}
I_{yy1} = \frac{b \cdot h^3}{12} & I_{yy2} = \frac{b \cdot h^3}{12} & I_{yy3} = \frac{b \cdot h^3}{12} \\
I_{yy1} = \frac{5 \cdot 50^3}{12} & I_{yy2} = \frac{190 \cdot 5^3}{12} & I_{yy3} = \frac{5 \cdot 50^3}{12} \\
I_{yy1} = 52083.33 \text{ mm}^4 & I_{yy2} = 1979.17 \text{ mm}^4 & I_{yy3} = 52083.33 \text{ mm}^4
\end{array}$$

Se calcula la inercia total en el plano X, como en Y.

$$\begin{aligned}
I_{xx} &= I_{xx1} + A_1 \cdot d_1^2 + I_{xx2} + A_2 \cdot d_2^2 + I_{xx3} + A_3 \cdot d_3^2 \\
I_{xx} &= 520.83 + 250 \cdot (97.5)^2 + 2857916.67 + 950 \cdot (0)^2 + 520.83 + 250 \cdot \\
&(97.5)^2 \\
I_{xx} &= 7612083.33 \text{ mm}^4
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{yy} &= I_{yy1} + A_1 \cdot m_1^2 + I_{yy2} + A_2 \cdot m_2^2 + I_{yy3} + A_3 \cdot m_3^2 \\
I_{yy} &= 52083.33 + 250 \cdot (14.74)^2 + 1979.17 + 950 \cdot (7.76)^2 + 52083.33 + \\
&250 \cdot (14.74)^2 \\
I_{yy} &= 272986.35 \text{ mm}^4
\end{aligned}$$

A continuación determinaremos los momentos flectores aplicados en cada uno de los ejes del perfil denominados M_x y M_y .

$$\begin{array}{ll}
M_x = \frac{W \cdot l^2}{8} & M_y = \frac{W \cdot l^2}{32} \\
M_x = \frac{565.94 \cdot (5)^2}{8} & M_y = \frac{565.94 \cdot (5)^2}{32} \\
M_x = 1768.56 \text{ N.m} & M_y = 442.14 \text{ N.m}
\end{array}$$

Como anteriormente se calculo las inercias del perfil, se requiere encontrar las distancias C del eje neutro a las fibras más alejadas del perfil.

$$C_x = 7.76 \text{ mm}$$

$$C_y = 100 \text{ mm}$$

Con lo cual ya podemos calcular las secciones requeridas por cada eje.

$$S_x = \frac{I_{xx}}{C_y}$$

$$S_x = \frac{7612083.33}{100}$$

$$S_x = 76120.83 \text{ mm}^3 = 7.6 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$S_y = \frac{I_{yy}}{C_x}$$

$$S_x = \frac{271986.35}{7.76}$$

$$S_x = 35049.78 \text{ mm}^3 = 3.50 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

Esfuerzos axiales aplicados

$$f_a = \frac{F_a}{A}$$

$$f_a = \frac{698.65 \text{ N}}{1.45 * 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$f_a = 0.481 \text{ MPa}$$

Esfuerzos de flexión aplicados

$$f_{bx} = \frac{M_x}{S_x}$$

$$f_{bx} = \frac{1768.56}{7.6 * 10^{-5}}$$

$$f_{bx} = 23.23 \text{ MPa.}$$

$$f_{by} = \frac{M_y}{S_y}$$

$$f_{by} = \frac{442.14}{3.50 * 10^{-5}}$$

$$f_{by} = 12.61 \text{ MPa.}$$

Esfuerzos permisibles de compresión

$$r = \frac{\sqrt{BH^3 - bh^3}}{12(BH - bh)}$$

$$r = \frac{\sqrt{50 * 200^3 - 45 * 190^3}}{12(50 * 200 - 45 * 190)}$$

$$r = 72.45 \text{ mm}$$

$$F_a = 15000 - \frac{1}{4} \frac{L}{r}^2$$

$$F_a = 15000 - \frac{1}{4} \frac{5 \text{ m}}{0.072}^2$$

$$F_a = 15000 - \frac{1}{4} \frac{196.85}{2.85}^2$$

$$F_a = 13807.32 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} = 95.19 \text{ MPa}$$

En este punto se establece el valor del esfuerzo permisible de flexión en ambos planos, denominados F_{bx} y F_{by}

$$F_{bx} = 0.66 F_y$$

$$F_{by} = 0.75 F_y$$

$$F_{bx} = 0.66(250 \text{ MPa})$$

$$F_{by} = 0.75(250 \text{ MPa})$$

$$F_{bx} = 165 \text{ MPa}$$

$$F_{by} = 187.5 \text{ MPa}$$

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0$$

$$\frac{0.481826}{95.19} + \frac{23.23}{165} + \frac{12.61}{187.5} \leq 1.0$$

$$0.213 \leq 1.0$$

El valor de C_m de 0.85 se escoge de las condiciones para miembros con extremos restringidos.¹⁸

$$F_e' = \frac{12\pi^2 E}{23 \frac{KLb}{rb}^2}$$

$$F_e' = \frac{12\pi^2 (207 \cdot 10^9)}{23 \frac{1 \cdot 5}{0.0745 \text{ m}}^2}$$

$$F_e' = 223.80 \text{ Mpa}$$

Esta ecuación se aplica para verificar la estabilidad en la mitad de la altura de la viga.

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{C_{mx} f_{bx}}{1 - \frac{f_a}{F_{ex}} F_{bx}} + \frac{C_{my} f_{by}}{1 - \frac{f_a}{F_{ex}} F_{by}} \leq 1.0$$

$$\frac{0.481}{95.19} + \frac{0.85 \cdot 23.23}{1 - \frac{0.481}{223.80} 165} + \frac{0.85 \cdot 12.61}{1 - \frac{0.481}{223.80} 187.5} \leq 1.0$$

$$5.053 \cdot 10^{-3} + 0.119 + 0.057 \leq 1.0$$

$$0.181 \leq 1.0$$

La siguiente ecuación es para verificar el esfuerzo en los extremos de las vigas.

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0$$

$$\frac{f_a}{0.60 F_a} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0$$

$$\frac{0.481}{150} + \frac{23.23}{165} + \frac{12.61}{187.5} \leq 1.0$$

$$0.211 \leq 1.0$$

TABLA 6.4 DE PROPIEDADES DEL PERFIL SELECCIONADO TIPO C

DIMENSIONES			PESOS		SECCION	TIPOS						
A	B	e	6 metros	1 metro		EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm ²	I	W	I	I	W	I	x
						cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
150	80	12	157.80	26.30	32.47	1012.95	135.06	5.59	189.27	35.31	2.41	2.64
200	50	2	27.66	4.61	5.87	316.00	31.60	7.34	11.80	2.88	1.42	0.92
200	50	3	40.98	6.83	8.70	462.00	46.20	7.29	17.10	4.23	1.40	0.96
200	50	4	54.06	9.01	13.50	600.00	60.00	7.23	22.10	5.52	1.39	1.00
200	50	5	66.60	11.10	14.20	729.00	72.90	7.17	26.70	6.75	1.37	1.05
200	50	6	80.70	13.45	16.81	850.82	85.08	7.11	31.18	7.97	1.36	1.09
200	60	5	71.46	11.91	15.18	853.31	85.33	7.50	45.29	9.72	1.73	1.34
200	60	6	86.32	14.42	18.03	963.76	96.37	7.31	53.04	11.50	1.71	1.39
200	60	8	113.80	18.97	23.60	1318.88	131.89	7.30	68.08	14.06	1.68	1.53
200	80	6	96.04	16.34	20.42	1189.65	118.96	7.63	120.77	20.61	2.43	2.14
200	80	8	128.10	21.35	26.69	1513.67	151.36	7.53	153.94	26.27	2.40	2.14
200	80	10	160.16	26.36	32.96	1837.69	183.77	7.42	187.11	31.93	2.37	2.14
200	80	12	186.96	31.16	38.47	2060.34	206.02	7.32	210.38	37.04	2.34	2.32
200	100	6	109.56	18.26	22.82	1415.55	141.55	7.87	225.25	31.19	3.14	2.78
200	100	8	141.62	23.27	29.09	1739.57	173.96	7.76	258.42	36.30	3.11	2.78
200	100	10	173.68	28.28	35.36	2063.59	206.36	7.65	291.59	41.41	3.08	2.78

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

La determinación del factor de seguridad depende del límite de fluencia del material y se representa en la siguiente expresión:

$$n_t = \frac{S_{yt}}{\sigma_t}$$

Dónde:

n_t = Factor de seguridad

S_{yt} = Limite de Fluencia para el material A36 (250 MPa) ANEXO A18

σ_t = Esfuerzo Flexionante

$$n_t = \frac{250 * 10^6 \text{ Pa}}{23.23 * 10^6 \text{ Pa}}$$

$$n_t = 11$$

La determinación del factor de seguridad nos da de 11 que es un factor alto lo que nos permite tener seguridad en la estructura.

DISEÑO DE LA VIGA SUPERIOR E INFERIOR

El diseño de la viga superior será la viga que soporte mayor peso, ya que en ella se podrá considerar la carga muerta (D), que es el peso de los elementos y equipos que se mantienen permanentemente. Para calcular la carga muerta se considera los siguientes pesos:

Donde:

El peso del motor (W_{mot}) = 14.9 kg

El peso de la plancha de Tol ($W_{p.t.}$) = 2.33 kg

El peso de la cubierta del motor (W_{cm}) = 2.33 kg

El peso del tambor accionador (W_{rod}) = 5.1 kg

El peso de la banda (P_b) = 6.7 kg

Calculo de la Carga Muerta

$$D = 14.9 + 2.33 + 2 + 5.1 + 6.7$$

$$D = 31.36 \text{ Kg}$$

A continuación debemos calcular la carga Viva L, que es el peso de los ocupantes, materiales, equipos. No existe carga viva debido a no existen elementos móviles en la viga.

$$L = 0$$

La determinación de la Carga es la aplicación de la siguiente formula, en la que se aumenta su vida útil.

$$C = 1.2 D + 1.6 L$$

$$C = 1.2 \cdot 31.36 + 1.6 (0)$$

$$C = 37.63 \text{ kg}$$

Dónde:

C = Carga Viva

D = Carga Muerta que actúa sobre la viga

L = Carga Viva que actúa sobre la viga

Esta carga calculada se debe distribuir sobre toda la viga.

$$q = \frac{C}{L}$$

$$q = \frac{37.63 \text{ Kg}}{0.84 \text{ m}}$$

$$q = 44.80 \text{ Kg/m}$$

Dónde:

q = Carga Distribuida kg/m

C = Carga aplicada en la Viga (kg)

L = longitud de la viga (m)

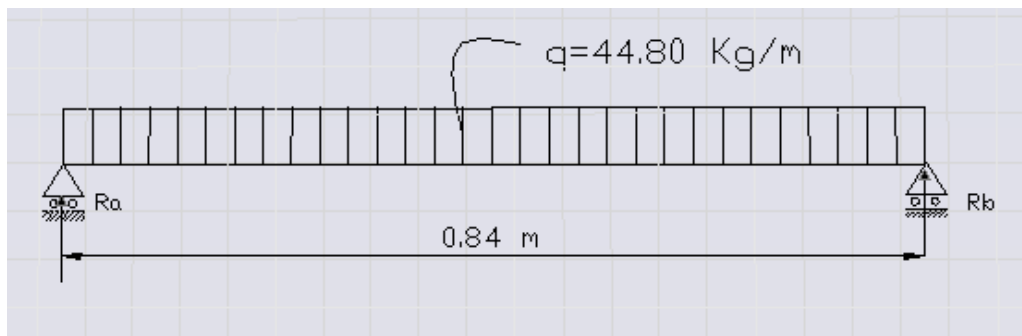


Fig. 6.35 Distribución de la Carga en la Viga
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Debemos calcular el momento flector máximo para una la viga distribuida.

$$M_{fmax} = \frac{q \cdot l^2}{8}$$

$$M_{fmax} = \frac{44.80 \text{ Kg/m} \cdot (0.84)^2}{8}$$

$$M_{fmax} = 3.95 \text{ Kg} \cdot \text{m} = 38.75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para proceder a seleccionar el tipo de perfil se calculara la sección requerida por el elemento en base del momento flector máximo y la Resistencia mínima de Fluencia del Material que para nuestro caso será Acero A36.

$$S_{req} = \frac{I_x}{c}$$

De donde se debe asume que \$F_b\$ es compacta para lo cual \$F_b = 0.6 (F_y)\$.

\$S_y = 250 \text{ MPa}\$ Esfuerzo de fluencia mínima del perfil A36

\$F_b = 150 \text{ MPa}\$

$$S_{req} = \frac{208492 \text{ mm}^4}{25 \text{ mm}}$$

$$S_{req} = 8339.68 \text{ mm}^3 = 8.33 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

TABLA 6.5 PROPIEDADES MECÁNICAS DEL PERFIL SECCIÓN CUADRADA (ANEXO A16)

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm2	I cm4	W cm3	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Como ya tenemos las tablas del tipo de perfil que utilizaremos, debemos aumentarlo a la carga distribuida. Sabiendo que el peso del perfil rectangular es de 4,48 Kg/m. Donde ya adicionando el peso de la viga, al peso distribuido se deberá re calcular el momento flector y la sección.

$$q_1 = q + W_v$$

$$q_1 = 44.80 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} + 4.48 \text{ Kg/m}$$

$$q_1 = 49.28 \text{ Kg/m}$$

$$M_{fmax} = \frac{q_1 * l^2}{8}$$

$$M_{fmax} = \frac{49.28 \text{ Kg/m} * (0.84)^2}{8}$$

$$M_{fmax} = 4.35 \text{ Kg. m}$$

$$M_{fmax} = 42.66 \text{ N. m}$$

$$M_y = \frac{W * l^2}{32}$$

$$M_y = \frac{483.27 * (0.84)^2}{32}$$

$$M_y = 10.66 \text{ N. m}$$

$$f_{bx} = \frac{M_x}{S_x}$$

$$f_{bx} = \frac{42.66}{8.33 \cdot 10^{-6}}$$

$$f_{bx} = 5.12 \text{ MPa.}$$

$$f_{by} = \frac{M_y}{S_y}$$

$$f_{by} = \frac{10.66}{8.33 \cdot 10^{-6}}$$

$$f_{by} = 1.28 \text{ MPa.}$$

Esfuerzos permisibles de compresión

En este punto se establece el valor del esfuerzo permisible de flexión en ambos planos, denominados F_{bx} y F_{by}

$$F_{bx} = 0.66 F_y$$

$$F_{by} = 0.75 F_y$$

$$F_{bx} = 0.66(250 \text{ MPa})$$

$$F_{by} = 0.75(250 \text{ MPa})$$

$$F_{bx} = 165 \text{ MPa}$$

$$F_{by} = 187.5 \text{ MPa}$$

$$\frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0$$

$$\frac{5.11}{165} + \frac{1.28}{187.5} \leq 1.0$$

$$0.037 \leq 1.0$$

DISEÑO DE LAS COLUMNAS 1

La altura de la columna en él un extremo es de 0.3 m de alto, con la misma carga que ya se calculó para el diseño de la viga ya que está aplicando en todo el tramo base al que lo llamaremos pórtico 1.

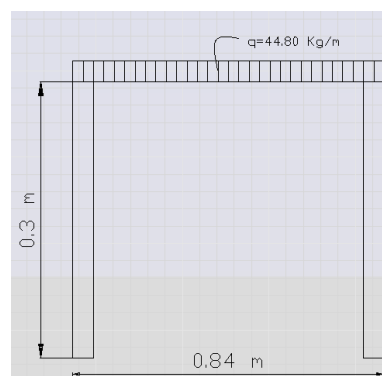


Fig. 6.36 Diseño de Columna
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Ahora se deberá calcular el momento que va afectar a la columna de acuerdo a la siguiente expresión. ¹⁹

$$M = \frac{-C * l}{6 * 2 + \frac{1}{\emptyset}}$$

Dónde:

M = Momento que afecta a la columna (N.m)

P = Capacidad de Carga aplicada a la columna (N) = 184.52 N

l = longitud de la viga (m)

\emptyset = Constante de la estructura $\emptyset = \frac{I_{1-2}}{I_{2-3}} * \frac{l}{h}$

I_{1-2} = Inercia de la Columna 1- 2

I_{2-3} = Inercia de la Columna 2-3

h = altura de la columna (m)

$$I = \frac{H^4 - h^4}{12}$$

$$I = \frac{50^4 - 44^4}{12}$$

$$I = 208492 \text{ mm}^4$$

$$I = 2.08 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\emptyset = \frac{I_{1-2}}{I_{2-3}} * \frac{l}{h}$$

$$\emptyset = \frac{2.08 * 10^{-7} \text{ m}^4}{2.08 * 10^{-7} \text{ m}^4} * \frac{0.84 \text{ m}}{0.3 \text{ m}}$$

$$\emptyset = 2.8$$

$$F = 6 * 2 + \frac{1}{\emptyset}$$

$$F = 6 * 2 + \frac{1}{2.8}$$

$$F = 14.14$$

$$M_1 = M_4 = \frac{WL}{2F}$$

$$M_1 = M_4 = \frac{369.04 * 0.84}{2 * 14.14}$$

$$M_1 = M_4 = 10.96 \text{ N. m}$$

$$M_2 = M_3 = -\frac{WL}{F}$$

$$M_2 = M_3 = \frac{369.04 \cdot 0.84}{14.14}$$

$$M_2 = M_3 = -21.92 \text{ N.m}$$

$$H_1 = H_4 = \frac{3M_1}{h}$$

$$H_1 = H_4 = \frac{3 \cdot 10.96 \text{ N.m}}{0.30 \text{ m}}$$

$$H_1 = H_4 = 109.6 \text{ N}$$

$$V_1 = V_4 = \frac{W}{2}$$

$$V_1 = V_4 = \frac{369.03}{2}$$

$$V_1 = V_4 = 184.52 \text{ N}$$

A continuación se presenta un esquema de la aplicación de las fuerzas sobre las vigas de soporte de la banda transportadora.

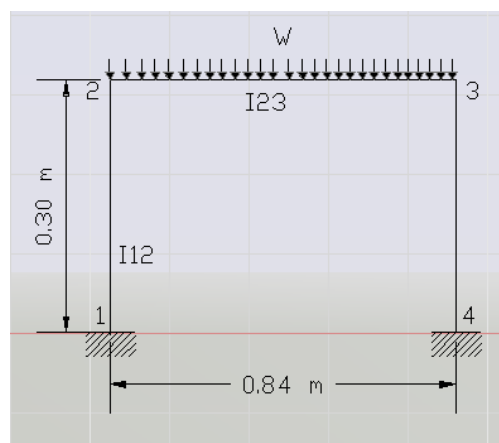


Fig. 6.37 Diagrama de Fuerzas actuantes en la Columna

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

El siguiente esquema representa el diagrama de momento, ya que la estructura se comporta como pórtico.

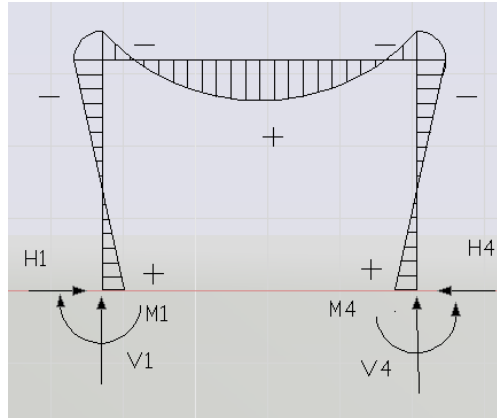


Fig. 6.38 Diagrama de Fuerzas, Momentos actuantes en la Columna
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

A continuación se calculara en forma de columnas a fin de determinar la carga crítica que soportara la columna. Para lo cual se conoce que el modulo de elasticidad del acero estructural ASTM A36 es de 207 GPa, el límite de fluencia del Material es de 250 MPa. Conocemos que la carga aplicada de la viga superior es de $P= 182.52 \text{ N}$.

Para lo cual debemos primero determinar la razón de delgadez de la columna.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r = \sqrt{\frac{2.08 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4}{5.64 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}}$$

$$r = 0.019 \text{ m}$$

Debido a que la columna es empotrada libre se toma el valor de $K = \frac{1}{4}$, para así determinar la relación de esbeltez.

$$\frac{KL}{r} = \frac{2 \cdot 0.3 \text{ m}}{0.019 \text{ m}}$$

$$\frac{KL}{r} = 31.24$$

La relación de esbeltez debemos comparar con la razón de transición de la delgadez para saber si la columna es larga o corta.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 KE}{S_y}}$$

$$C_c = \frac{2\pi^2 \cdot 207 \cdot 10^9 \cdot 2}{250 \cdot 10^6}$$

$$C_c = 180$$

$$\frac{KL}{r} \leq C_c$$

$$31.24 \leq 180 \quad \text{Se utiliza La Ecuación de Johnson}$$

Se calculara la carga crítica que soportara la columna a fin de que no falle por pandeo.

$$P_{cr} = A \cdot S_y \left[1 - \frac{S_y \left(\frac{KL}{r} \right)^2}{4\pi^2 E} \right]$$

$$P_{cr} = 5.64 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot (250 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2) \cdot \left[1 - \frac{250 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \cdot (31.24)^2}{4\pi^2 (207 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2)} \right]$$

$$P_{cr} = 136.790 \text{ KN}$$

Dónde:

c = constantes de las condiciones de los extremos para columnas igual a 2, Anexo 4.2 Tabla

E = 207 GPa Modulo de elasticidad

DISEÑO DE LAS COLUMNAS 2

La altura de la columna en él un extremo es de 2.9 m de alto, con la misma carga que ya se calculó para el diseño de la viga ya que está aplicando en todo el tramo base al que lo llamaremos pórtico 2.

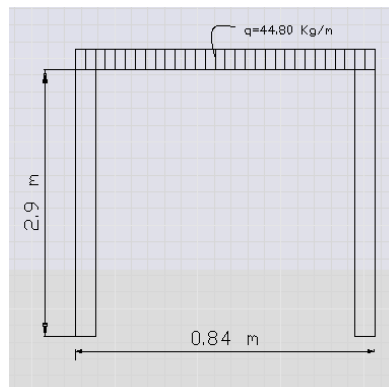


Fig. 6.39 Diseño de Columna
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Dónde:

M = Momento que afecta a la columna (N.m)

P = Capacidad de Carga aplicada a la columna (N)

l = longitud de la viga (m)

$$\phi = \text{Constante de la estructura } \phi = \frac{I_{1-2}}{I_{2-3}} * \frac{l}{h}$$

I_{1-2} = Inercia de la Columna 1- 2

I_{2-3} = Inercia de la Columna 2-3

$$I = \frac{H^4 - h^4}{12}$$

$$I = \frac{50^4 - 44^4}{12}$$

$$I = 208492 \text{ mm}^4$$

$$I = 2.08 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\phi = \frac{I_{1-2}}{I_{2-3}} * \frac{l}{h}$$

$$\phi = \frac{2.08 * 10^{-7} \text{ m}^4}{2.08 * 10^{-7} \text{ m}^4} * \frac{0.84 \text{ m}}{2.9 \text{ m}}$$

$$\phi = 0.289$$

$$F = 6 * 2 + \frac{1}{\phi}$$

$$F = 6 * 2 + \frac{1}{0.289}$$

$$F = 32.71$$

$$M_1 = M_4 = \frac{WL}{2F}$$

$$M_1 = M_4 = \frac{369.04 * 0.84}{2 * 32.71}$$

$$M_1 = M_4 = 4.74 \text{ N. m}$$

$$M_2 = M_3 = -\frac{WL}{F}$$

$$M_2 = M_3 = -\frac{369.04 * 0.84}{32.71}$$

$$M_2 = M_3 = -9.48 \text{ N. m}$$

$$H_1 = H_4 = \frac{3M_1}{h}$$

$$H_1 = H_4 = \frac{3 \cdot 4.74 \text{ N.m}}{2.9 \text{ m}}$$

$$H_1 = H_4 = 4.90 \text{ N}$$

$$V_1 = V_4 = \frac{W}{2}$$

$$V_1 = V_4 = \frac{369.03}{2}$$

$$V_1 = V_4 = 184.52 \text{ N}$$

A continuación se presenta un esquema de la aplicación de las fuerzas sobre las vigas de soporte de la banda transportadora.

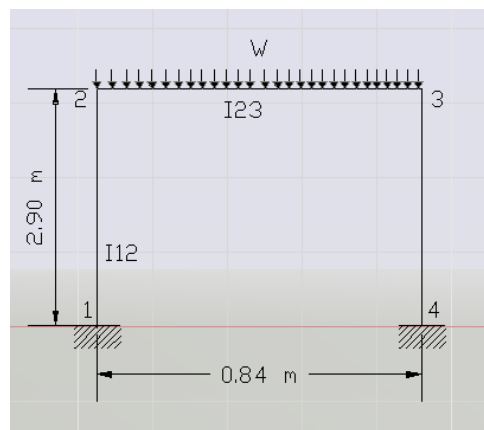


Fig. 6.40 Diagrama de Fuerza Distribuida en la Columna
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

El siguiente esquema representa el diagrama de momento, ya que la estructura se comporta como pórtico.

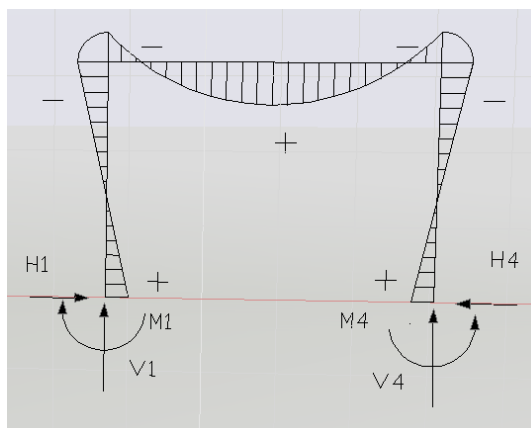


Fig. 6.41 Diagrama de Fuerza Distribuida, Momento en la Columna
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Dónde:

P_{cri} = Carga Crítica

P = Capacidad de carga aplicada en la columna

Se deberá determinar la inercia de la columna a fin de poder escoger el tipo de perfil rectangular.

Como la inercia calculada es menor que la inercia del perfil seleccionado anteriormente, se concluye diciendo que se acepta el análisis de la viga. A continuación se calculara en forma de columnas a fin de determinar la carga crítica que soportara la columna. Para lo cual se conoce que el modulo de elasticidad del acero estructural ASTM A36 es de 207 GPa, el límite de fluencia del Material es de 250 MPa. Conocemos que la carga aplicada de la viga superior es de $P = 182.52 \text{ N}$.

Para lo cual debemos primero determinar la razón de delgadez de la columna.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r = \sqrt{\frac{2.08 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4}{5.64 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}}$$

$$r = 0.019 \text{ m}$$

Debido a que la columna es empotrada libre se toma el valor de $K = \frac{1}{4}$, para así determinar la relación de esbeltez.

$$\frac{KL}{r} = \frac{2 \cdot 2.9 \text{ m}}{0.019 \text{ m}}$$

$$\frac{KL}{r} = 302$$

La relación de esbeltez debemos comparar con la razón de transición de la delgadez para saber si la columna es larga o corta.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 KE}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot 207 \cdot 10^9 \cdot 2}{250 \cdot 10^6 \text{ Pa}}}$$

$$C_c = 180$$

$$\frac{KL}{r} \geq C_c$$

302 \geq 180 Se utiliza La Ecuación de Euler.

Se calculara la carga crítica que soportara la columna a fin de que no falle por pandeo.

$$P_{cri} = \frac{K \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2}$$

$$P_{cri} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 207 \cdot 10^9 \cdot (2.08 \cdot 10^{-7})}{2.9^2}$$

$$P_{cri} = 101.057 \text{ KN}$$

Dónde:

c = constantes de las condiciones de los extremos para columnas igual a 2, Anexo 4.2 Tabla

E = 207 GPa Modulo de elasticidad

6.6.3 DIMENSIONAMIENTO DE LA TOLVA DE ALMACENAMIENTO

6.6.3.1 DISEÑO DE LA TOLVA DE ALMACENAMIENTO

En el diseño de la tolva debemos considerar las necesidades y requerimientos por la fábrica para el almacenamiento de la mezcla para la elaboración de los bloques.

La mezcla es el resultado de la combinación de algunos materiales en el mezclador para luego ser enviado por medio de la banda transportadora hacia la tolva que ira colocada en la parte superior de la máquina vibro bloquera.

Para el diseño de la tolva necesitamos considerar los siguientes datos de entrada:

$$V = 0.0756 \text{ m}^3$$

$$\delta = 887.96 \text{ Kg/m}^3$$

Calculamos la masa que se desea colocar en tolva con lo cual nos da una masa de 67.13 Kg. Para el diseño de la tolva nuestra base será el ancho de la banda que deberá ser el mismo que el de la tolva, para que no exista existan interferencias con el motor.

Datos:

$$W = 658.54 \text{ N}$$

$$R_1 = R_2$$

Realizando la sumatoria de momentos se calcula el valor de las reacciones:

$$R_1 = 658.54 / 2$$

$$R_1 = 329.27 \text{ N}$$

Diagrama de Cuerpo Libre

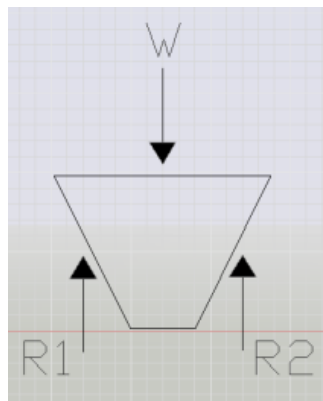


Fig. 6.42 Diagrama de Cuerpo libre de la Tolva
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

La carga que se produce al momento de caer la mezcla de la banda hacia la tolva, se produce una carga lateral que afecta a las partes laterales de la tolva. Por lo que debemos encontrar las componentes en el eje x, y de las caras laterales.

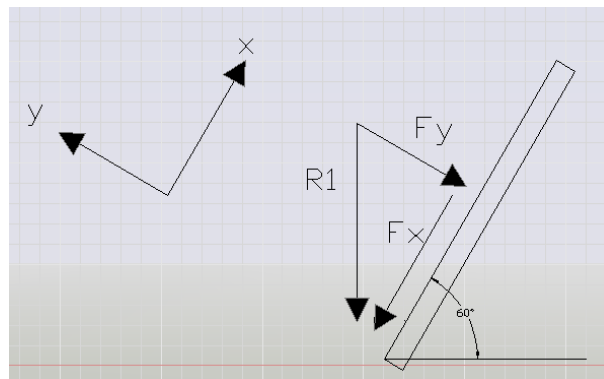


Fig. 6.43 Componentes de Carga en cada pared de la Tolva
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Dónde:

$$R1 = 329.27 \text{ N}$$

Podemos considerar que la componente e_y es la que produce flexión en la pared lateral de la tolva.

$$F_y = R1 * \cos 60$$

$$F_y = 329.27 * \cos 60$$

$$F_y = 164.63 \text{ N}$$

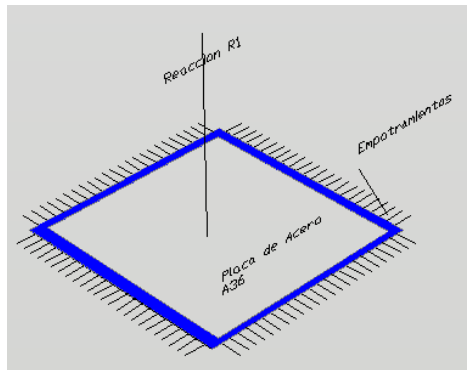


Fig. 6.44 Carga en las paredes laterales de la tolva de alimentación.

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

A continuación, se calculará el espesor de las placas laterales de la tolva para lo cual se aplicará la siguiente ecuación del Momento Máximo:

$$M_{\max_x} = \frac{F \cdot l}{8}$$

$$M_{\max_x} = \frac{329.27 \text{ N} \cdot 1.1 \text{ m}}{8}$$

$$M_{\max_x} = 45.27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max_x} \cdot 6 \cdot e}{0.5 \cdot e^3}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{45.27 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 6 \cdot (e)}{(0.5) \cdot e^3}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{543.24}{e^2}$$

$$M_{\max_y} = \frac{F \cdot l}{8}$$

$$M_{\max_y} = \frac{329.27 \text{ N} \cdot 1.1 \text{ m}}{8}$$

$$M_{\max_y} = 45.27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{\max_y} = \frac{M_{\max_x} \cdot 6 \cdot e}{0.5 \cdot e^3}$$

$$\sigma_{\text{may}} = \frac{45.27 \text{ N.m} * 6 * (e)}{0.5 * e^3}$$

$$\sigma_{\text{may}} = \frac{543.24}{e^2}$$

Debido a que la placa lateral de la tolva se encuentra en un estado biaxial es necesario determinar los esfuerzos 1, 2.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}^2 + 3\tau_{xy}}$$

$$\sigma_{1,2} = \sigma_x = \sigma_y$$

Se asume un factor de seguridad de 4, y el material es una plancha de acero ASTM A-36, con un $S_y = 250 \text{ MPa}$ ANEXO A 18

Dónde:

$$\sigma_1 \leq \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{543.24}{e^2} \leq \frac{250 * 10^6}{4}$$

$$e^2 = \frac{543.24 * 4}{250 * 10^6}$$

$$e = \sqrt{\frac{543.24 * 4}{250 * 10^6}}$$

$$e = 2.98 \text{ mm}$$

La placa a utilizarse es una de espesor de 3 mm, que se ha encontrado en el mercado.

6.7 METODOLOGÍA

MODELO OPERATIVO

El desarrollo de la presente propuesta se encuentra sustentado el marco teórico investigado en el capítulo II, donde se encuentran las referencias y ecuaciones que nos permiten realizar el diseño del sistema de elevación de materia prima mediante banda transportadora, pero lo se debe seguir la siguiente secuencia de construcción.

- ✓ Selección de la Banda transportadora y construcción de partes que constituyen la misma.

- ✓ Construcción de la estructura de soporte del sistema de elevación y transporte.
- ✓ Construcción de la tolva de almacenamiento de la materia prima.

ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

En la selección de la estructura que soportara las cargas como son: peso del material, peso de los rodillos, peso de la banda, etc se selecciono un perfil tipo correa ASTM A36 que se lo encuentra en los catálogos de ANDEC, el cual lo encontramos en el mercado local, el cual lo encontramos en el Anexo A 18. La estructura se inicia con el corte de dos tramos de perfil de longitud de 5 metros, estos son la base primordial del sistema, ya que en ellos se soldara una base de un ángulo que servirá como soporte de los rodillos.

TABLA 6.6 MATERIALES UTILIZADOS EN LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

Material	Dimensiones	Cantidad
Perfil Estructural Correa ASTM A36	200*50*5 (mm) Longitud 5 metros	2
Angulo Estructural ASTM A36	50*50*5 (mm)	4
Chumaceras		2
Plancha AISI 1018	e = 3mm	1

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

En su extremo se realizaron los agujeros para las chumaceras en las que van los tambores de accionamiento y tambor tensor, la cual se realiza la unión con pernos 5/8 para facilitar el mantenimiento. Además se realizaron unos agujeros en forma de guías en la parte del tambor tensor a fin de poder realizar el templado de la banda. Para la colocación del reductor y el motor se lo realizo en la parte superior donde se encuentra el tabor accionado a fin de permitir el correcto desempeño de la banda transportadora.



Fig. 6.45 Guías en el Perfil
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

A continuación se corto una sección de ángulo de 0.74 metros (ancho del elevador), que se ensamblara con el perfil mediante soldadura a fin de que sirva de soporte para los rodillos.

Soporte Base del Rodillo



Fig. 6.46 Soporte del Rodillo
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Estas bases laterales de longitud de 0.74 m, se irá acoplado a la estructura a una distancia de 1.25 m desde el centro del tambor accionador y a una distancia de 8 cm de la parte superior a fin de dar un ángulo de inclinación a los rodillos.

La soldadura se lo realiza con electrodo (E 6011 ANEXO C), el cual se utiliza para realizar el proceso de soldadura en toda la estructura, además se corta una sección de ángulo de 18 cm para colocarla en el tambor tensor y al se lo adjunta un tornillo que servirá para tensar la banda.

Se cortaron secciones bases para la estructura, dos de 0,3 m y dos de 2.9 m, que van a formar los soportes en los extremos de la estructura, al cual se le adquiere una plancha que se soldara al perfil a fin que sirva como base para asentar el reductor y el motor. El motor se asentara en una plancha de tol de 3mm de espesor (AISI 1020).

Una vez que se encuentran cortados todos los tramos de perfil que conforman la estructura es necesario realizar una pulida de los mismos para evitar que existan superficies cortantes que puedan producir cortes al operador al momento de realizar el proceso de soldadura, al igual que después de haber realizado la soldadura de las diferentes partes de la estructura es necesario de realizar una pulida de la estructura a fin de que no existan incrustaciones de material y dejar la estructura lisa y perfecta a fin de poder realizar el proceso de pintado.



Fig. 6.47 Pulida de las Rebabas de Soldadura
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Dentro del ensamble de la estructura se presento cambios a lo que en inicio de la estructura no se considero, como es el de colocar ángulos, platinas, planchas de tol como parte de la estructura para reforzar diferentes partes de la estructura. Es el caso que se cortó dos secciones de 40 cm de largo por 18 cm de ancho, a la cual se la realizo unas guías, a fin de soldarlas en el mismo sentido de las guías del perfil para reforzar ese tramo, y colocar las chumaceras y el tambor tensor.



Fig. 6.48 Unión de la Placa
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)



Fig. 6.49 Perforación de los agujeros para la chumacera
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

SISTEMA DE TRANSPORTE POR BANDA

La adquisición de la platina así como los demás materiales estructurales se lo realizaron refiriéndose a los catálogos de Aceros DIPAC, el cual presenta sus características en los anexos A. Las platinas se cortaron en pedazos de 5cm x 5cm que servirán para realizar el proceso de soldadura de los ejes de los rodillos desviadores, en el centro del ángulo de soporte de los rodillos descrito en el proceso de construcción de la estructura de soporte.

Los rodillos desviadores tienen las siguientes dimensiones, el eje del rodillo tiene una distancia de 44 cm con un diámetro de 22 mm, en el van un tubo de diámetro 50 mm, con una distancia de 36 cm.

Los rodillos de la parte superior son conocidos como rodillos locos, ya que estos por el peso del material y al contacto con la banda transportadora producen el giro de los mismos, y existen tres rodillos de longitud de eje de 84 cm y diámetro de 22 mm, con un diámetro de rodillo de 50 mm y 70 cm de longitud que son los encargados de evitar que la banda se cuelgue en la parte inferior y estos van distribuidos a una distancia de 1.50 m.

Los tambores accionador, tensor fueron adquiridos, y posteriormente torneados para que queden del diámetro del eje requerido que es de 45 mm, y diámetro del tambor en sí que es de 20 cm, el cual nos garantiza un correcto funcionamiento de la banda, así como una longitud de 100 cm de eje, el mismo que va alojado en las chumaceras, una distancia de 67 cm que es del tambor, con una distancia de 13 cm de eje sobresalido para el reductor.



Fig. 6.50 Tambores desviadores y accionador de la banda
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Se establecieron holguras de 1 cm de separación entre el perfil y el eje de los tambores a fin de disminuir la fricción entre las partes móviles y fijas del sistema de banda transportadora. Para la instalación de la chumacera, primero se colocara los tambores, y la chumacera por la parte de adentro del perfil y como el eje del tambor dentro en el eje de la chumacera se procede a ir ajustando con los pernos y las tuercas.

Ya ensamblados los tambores a la estructura, con sus respectivas chumaceras, se procede a colocar los rodillos los mismos que se unen

mediante soldadura en sus extremos con las placas antes mencionadas, y a una placa que se encuentra soldada en el medio de un ángulo que servirá de soporte para los rodillos.



Fig. 6.51 Colocación de Tambores y chumaceras
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Los rodillos desviadores constan del eje, el rodillo y los rodamientos que permiten el giro de los mismos, al contacto con la banda transportadora y por peso del material. Las perforaciones que se realizaron en el perfil se lo realizo con una broca de 3/4" a la distancia que se encuentran de acuerdo a la chumacera que se adquirió.



Fig. 6.52 Rodillos colocados en la Estructura
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

El templador de la banda se lo realiza de un perno de diámetro 3 cm y se lo corto la cabeza para utilizarlo como templador el mismo que se une a un ángulo que se encuentre unido a la chumacera mediante los pernos de la misma, la unión del templador y el ángulo se lo realiza mediante soldadura.

Los rodillos se deben verificar que traspasen el eje sin problema, algún que no exista fricción en el momento del giro, caso contrario se le rebaja una mínima medida hasta que el rodillo gire libremente.

El motor fue seleccionado de acuerdo a las características descritas en el ítem anterior que fueron calculados, a fin de tener una velocidad óptima de rendimiento, y un torque suficiente para transportar el material hasta la altura máxima de la tolva.

Ya unidas todas las partes mediante soldadura se procede a realizar el proceso de pulido de las rebabas de soldadura que existieran, a fin dejar lisas todas las superficies para su posterior proceso de pintado.



Fig. 6.53 Estructura de la Banda Armada
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

El motor, así como el reductor se instaló en la parte superior de la estructura, para la cual se construyó una pequeña base para soportar el peso de los mismos.

ESTRUCTURA DE SOPORTE LA TOLVA DE DESCARGA

En esta sección se adquirió Tubo Estructural Cuadrado ASTM A 36, de acuerdo a la selección realizada en los cálculos para lo cual los datos del mismo los encontramos en el Anexo A. El mismo que se encuentra en los catálogos de la empresa ANDEC, el que se corto cuatro tramos de 2,90 metros que es la altura a la que se encontrara la tolva, además se corto 4

tramos de 1,4 metros y 4 de 1,30 metros, que servirán como soporte en la estructura. Los mismos que en la parte superior van soldados y empernados, a fin de garantizar mayor seguridad y rigidez a la estructura.



Fig. 6.54 Cortado de Soporte para la Tolva
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

A continuación se cortara las planchas de tol a fin de ir dando la forma de tolva para lo cual se cortan 2 segmentos de 1,30 x 0,50 m, 2 segmentos de 1,4 x 0,22 m, 2 partes de 0.50 x 0.20 m, 2 partes de 0.2 x 0.22 m.



Fig. 6.55 Tolva Construída
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

A continuación se corto un tubo estructural redondo para realizar una escalera, para poder verificar el estado de la tolva o limpiarla, si fuera necesario, para lo cual se corto 3 tramos de 50 cm y 2 tramos de 1,30 metros. Después de haber cortado los tubos se procede a soldar contra la estructura, a fin de poder construir la escalera.



Fig. 6.56 Construcción de Escalera de la Tolva

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

A continuación de haber ya soldado las planchas de tol, los tubos y tener ya formada la estructura de la tolva se procede a pulir los excesos de soldadura que existieran y demás incrustaciones de material.



Fig. 6.57 Estructura de la Tolva

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Para luego de haber pulido, retirado excesos de material se realizara la pintada de la tolva y a su vez de la estructura.



Fig. 6.58 Tolva

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

A continuación se detalla una imagen del sistema de transporte de material, y ya con la implementación en la fábrica.



Fig. 6.59 Implementación de la Banda Transportadora y Tolva

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

SOLDADURA DE LA ESTRUCTURA DE LA TOLVA

El proceso de soldadura de la tolva se realiza de acuerdo a las normas AWS, que para este caso se realiza soldadura a tope, para lo cual se determinan las siguientes dimensiones. El electrodo utilizado en la unión de los tubos cuadrados, redondos, y planchas que conforman la estructura de la tolva se lo realiza con electrodo E6011.

Soldadura de la Tolva - Electrodo E 6011

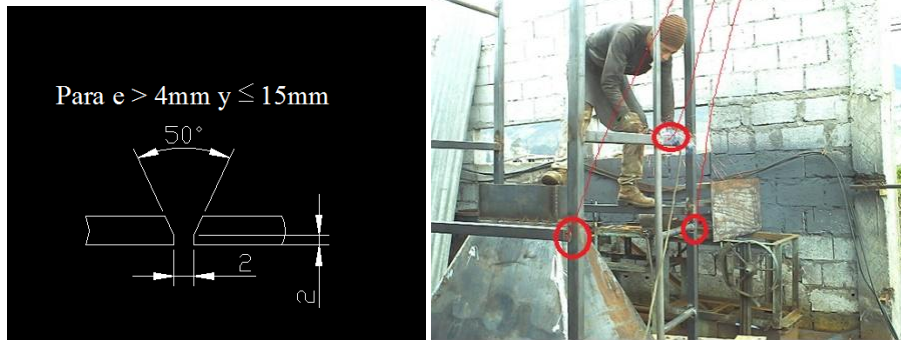


Fig. 6.60 Proceso de Soldadura de la Tolva de Almacenamiento
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

SOLDADURA DE LA ESTRUCTURA DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Al igual que el caso de la estructura de la Tolva, en la estructura de soporte para la banda transportadora, se utilizara electrodos E6011, que son los más utilizados y adecuados para este proceso de soldadura, ya que todos los materiales utilizados tienen un bajo contenido de carbono. El proceso de soldadura SMAW, es el utilizado para el trabajo realizado en la unión de las partes de la estructura.

Soldadura del Perfil tipo C y el ángulo de Soporte de los Rodillos

Soldadura a Tope

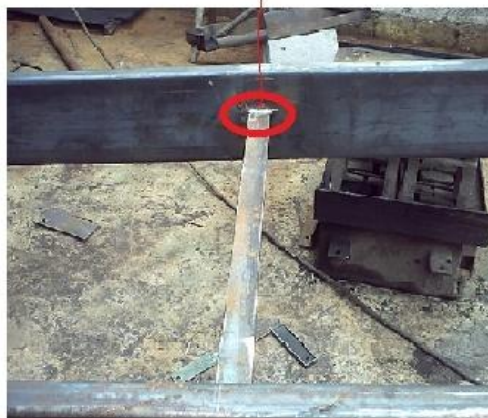


Fig. 6.61 Proceso de Soldadura del Soporte de los Rodillos
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Los rodillos se realiza una soldadura en forma de esquina y con formando un ángulo.



Fig. 6.62 Proceso de Soldadura de los Rodillos
(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

6.8 ADMINISTRACIÓN

En la administración de una empresa o fábrica es primordial el realizar un estudio económico del gasto que se incurre al tratar de incrementar la producción, para lo cual es de imperiosa necesidad realizar un análisis de los costos directos e indirectos que se presentan en el momento de la construcción, gastos de material, gastos del uso de maquinaria y costos de mano de obra.

COSTOS DIRECTOS

Son los gastos que influyen directamente son el proyecto, entre los cuales se consideran costos de material, mano de obra y equipo necesarios para la realización de un proceso productivo. En nuestro caso de los materiales empleados directamente en la construcción.

Costo directo preliminar.- Es la suma de gastos de material, mano de obra y equipo necesarios para la realización del sistema de transportador de material.

Costo directo final.- Es la suma de gastos de material, mano de obra, equipo y subproductos para la realización de un producto.

Costos de Materiales. (C.M)

En la tabla siguiente se muestran los costos unitarios de cada material y equipo utilizado para realizar la construcción de la Banda transportadora y tolva de almacenamiento.

Los costos de materiales utilizados para la banda transportadora, como la tolva de almacenamiento ascienden a C.M. = 2194.50 usd.

Tabla 6.7 COSTOS DE MATERIALES UTILIZADOS

COSTOS DE MATERIAL UTILIZADO PARA LA CONSTRUCCION DEL SISTEMA TRANSPORTADOR DE MATERIAL					
Material	Dimensiones	Cantidad(m)	Cantidad (u)	Precio Unitario	Precio Total
Perfil Estructural Correa ASTM A36	200*50*5 (mm), Longitud 6 metros	10		130	216.67
Angulo Estructural ASTM A36	50*50*5 (mm) Longitud 65 cm	5		25	20.83
Chumaceras			4	15	60.00
Platina ASTM A36	50*50*3 mm	1		20	3.33
Plancha AISI 1018	e = 3mm		1	40	40.00
Banda de Caucho	60 cm*1 m	12		50	600.00
PINTURA DE FONDO GALÓN			1	15	15.00
PINTURA COLOR CELESTE			2	15	30.00
Tambores diametro 20 cm			2	80	160.00
Eje de diametro 1 pulg		5		3	15.00
Reductor de velocidades de ejes cruzados con polea 5plg incluida.			1	180	180.00
Pernos hexagonal, rodela, tuercas	5/16*1plg		16	0.25	4.00
Pernos hexagonal, rodela, tuercas	5/8 * 6plg		12	0.25	3.00
Plancha negra de tool	3mm		3	60	180.00
Tubo diametro 2 pulg	d= 2 pulg e=3mm	10		40	66.67
Tubo estructural cuadrado	5*5 cm, e= 3mm	30		60	300.00
Motor Trifasico 3 hp			1	300	300.00
Electrodos E 6011			3	5	15.00
Electrodo E 7018			1	5	5.00
COSTOS TOTALES					2194.50

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Costos Indirectos (C.I)

Los costos indirectos están relacionados con aquellos gastos correspondientes a la utilización de maquinaria, mano de obra; entre otros gastos que no influyen o no se ven reflejados directamente en la

construcción pero igualmente fueron indispensables para la culminación y construcción del proyecto.

Costo Por Utilización de Máquinas Herramientas (C.M.H)

Para el costo de maquinaria y herramientas se va a tomar en cuenta un valor estimado de todas las máquinas que se va a utilizar, teniendo en cuenta las horas de trabajo que se va a necesitar:

Costos de máquinas herramientas empleadas (C.M.H)

Tabla 6.8 COSTOS DE UTILIZACIÓN DE MAQUINARIA POR HORA

MAQUINARIA	COSTO/HORA	ORAS EMPLEADA	SUB-TOTAL (USD)
Soldadora	3.00	30	90.00
Taladro	1.50	10	15.00
Torno	6	10	60.00
Pulidora	1.5	20	30.00
Cortadora	1.5	15	22.50
SUBTOTAL			217.50
Otros			43.00
TOTAL			260.50

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

COSTO DE MANO DE OBRA (C.M.O)

Para la construcción del sistema de transporte de material, conformado por banda transportadora y tolva de descarga, se ha considerado los siguientes costos que se describen a continuación.

Tabla 6.9 COSTOS DE MANO DE OBRA

TABLA COSTOS DE MANO DE OBRA			
Trabajador	Salario/Hora	Horas/Hombre	Costo
Maestro Mecanico	2.5	60	150
Ayudante Mecanico	1.5	120	180
Maestro Electrico	3	5	15
			345

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

A los costos de la mano de obra, costos de utilización de las máquinas y herramientas del taller se le sumara el costo de transporte del material, máquina.

Tabla 6.10 COSTOS DE TRANSPORTE DE MATERIAL

COSTOS POR TRANSPORTE			
Transporte	Costo/Flete	Cantidad	Costo
Material al Taller	20	3	60
Máquina a la Planta	40	1	40
Otros	15	1	15
Total de Transporte			115

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Los costos totales de inversión para la construcción del sistema de transporte de material para la elaboración de bloques son de 2915 usd, para lo cual detallamos en la siguiente tabla:

Costo Total del Sistema de Transporte de Material en la Máquina Bloquera (C.T.P)

TABLA 6.11 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.

COSTOS	VALOR (USD)
Directos	2194.5
Indirectos	720.5
TOTAL	2915

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

ANÁLISIS DENTRO DEL PUNTO DE VISTA ECONÓMICO

Una vez realizado el presupuesto utilizado para la ejecución de la propuesta, ya mencionada en el Capítulo 6, se determina la tasa de retorno con las proyecciones de producción para los años subsiguientes.

La demanda de los bloques de concreto liviano en los últimos años ha ido en aumento considerablemente puesto que se trata de un elemento utilizado en las construcciones civiles, para lo cual suponiendo que la fábrica produce durante 8 horas al día, los 5 días de la semana, en el año

podemos obtener una producción no menor a 500000 unidades, esto alcanzaría un 30% de la capacidad que actualmente producida.

Con este análisis se determinara la tasa de retorno dando como resultado un aseguramiento del capital en un tiempo no mayor a 3años. El estudio económico indica que el proyecto es rentable y luego del plazo estimado para el retorno de la inversión, convertirse en una importante fuente de ingreso para la empresa.

TASA DE RETORNO

Mide la tasa máxima que se puede pagar en los créditos de inversión. Para realizar este cálculo es necesario estimar los ingresos anuales, los costos operacionales, los gastos administrativos y la producción esperada para los años subsiguientes a la implementación del sistema de transporte de material.

Como primer paso determinaremos la cantidad de dinero que necesitamos para la inversión, este dato lo obtenemos del presupuesto referencial descrito en la sección 6.8.1 y 6.8.2

Seguido a esto se hará un sondeo del interés de los bancos que puedan financiar esta inversión y amortizarlo en el tiempo dependiendo del estimado de las ventas por año

En la tabla se muestra la amortización del proyecto con una tasa de interés del 16% anual (1.33 % mensual) para tres años en el que se tiene estimado que retorne la inversión.

TABLA 6.12 AMORTIZACIÓN DEL PRESTAMO

Años	Intereses Anuales (usd)	Dividendos Anuales (usd)
1	265.65	1265.65
2	265.65	1265.65
3	265.65	1265.65
Total	796.95	3796.95

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Como se puede apreciar, la empresa estaría dispuesta a invertir 3796.95 USD, considerando que anualmente revertirá en ingresos un valor aproximado de 107712.00 USD. Para lograr este objetivo, la empresa tendrá que generar una producción mínima equivalente a 500000 unidades.

Para obtener estos valores se realiza un estimado de la producción y de los consumos por año, incluyendo los pagos exigidos por la ley para este tipo de compañías, con lo que se presenta el siguiente Flujo de Caja.

TABLA 6.13 FLUJO DE CAJA ANUAL

FLUJO DE CAJA ANUAL				
	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3
Inversion	3000			
Ingresos		107712.00	110943.36	113097.60
Costos Fijos		9504.00	9789.12	9979.20
Costos Variables		75258.00	75543.12	79020.90
Costos de Mantenimiento		200.00	200.00	200.00
Costo Financiero		1265.65	1265.65	1265.65
Depreciacion		270.00	270.00	270.00
Utilidad		21214.35	23875.47	22361.85
Impuesto a la Renta		5303.59	5968.87	5590.46
Utilidad 15 %		2386.61	2685.99	2515.71
Utilidad Neta		13524.15	15220.61	14255.68
Depreciacion		270.00	270.00	270.00
Flujo de Efectivo		13794.15	15490.61	14525.68

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

SALVAMENTO DE LA MÁQUINA

Para determinar la rentabilidad de una máquina, en términos económicos es necesario determinar un valor de salvamento de la máquina, por lo que el valor de salvamento se estima un 10% del costo de la misma. Se tiene:
Inversión: $P = 3000$ usd. Salvamento de la máquina:

$$S = 10\% * P$$

$$S = 0,10 * 3000 \text{ usd}$$

$$S = 300 \text{ usd.}$$

DEPRECIACIÓN DE LA MÁQUINA

La depreciación es la pérdida de valor contable que sufren los activos fijos por el uso a que se les somete y su función productora de renta. En la medida en que avance el tiempo de servicio, decrece el valor contable de

dichos activos. La vida contable de un activo fijo depreciable comienza desde la fecha en que la empresa lo compra y lo empieza a explotar económicamente hasta la fecha en que se cumple su depreciación total.

Las leyes tributarias de nuestro país determinan una vida legal para maquinaria y equipos de 10 años. El método de depreciación en línea recta es el método más utilizado y con este se supone que los activos se usan más o menos con la misma intensidad año por año, a lo largo de su vida útil; por tanto, la depreciación periódica debe ser del mismo monto. Aplicando este método se tiene una depreciación anual.

Inversión: $P = 3000$ usd

Salvamento: $S = 300$ usd

Vida útil contable: $n = 10$ años

Depreciación anual

$$Da = \frac{P - S}{n}$$

$$Da = \frac{3000 - 300}{10}$$

$$Da = 270 \text{ usd}$$

La depreciación anual, acumulada de la maquinaria se presenta en cada uno de los años de vida útil, se pueden apreciar en la siguiente tabla:

TABLA 6.14 DEPRECIACIÓN ANUAL

Depreciación Anual			
Año	Depr. Anual (usd)	Depr. Acumulada (usd)	Valor en libros (usd)
0	0	0	3000
1	270	270	2730
2	270	540	2460
3	270	810	2190
4	270	1080	1920
5	270	1350	1650
6	270	1620	1380
7	270	1890	1110
8	270	2160	840
9	270	2430	570
10	270	2700	300

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

VALOR ACTUAL NETO (VAN)

Este índice financiero nos permitirá calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por la inversión inicial.

- VAN > 0 La inversión produciría ganancias por encima de la rentabilidad exigida (r)

- VAN < 0 La inversión produciría pérdidas por encima de la rentabilidad exigida (r)

- VAN = 0 La inversión no produciría ni ganancias ni pérdidas

La fórmula que nos permite calcular el Valor Actual Neto es:

$$VAN = -I + \sum_{n=1}^N \frac{Q_n}{(1+r)^n}$$

Donde:

Qn: Flujos de caja.

P: Valor del desembolso inicial de la inversión.

n : Número de períodos considerado.

i : tasa de interés (Tmar)

Visualizando el flujo de caja podemos considerar que este proyecto no tiene riesgo, por lo que i se tomará como referencia el tipo de la renta fija financiera del Ecuador (16%).

$$VAN = -I + \sum_{n=1}^N \frac{Q_n}{(1+i)^n}$$
$$VAN = -3000 + \frac{13794.15}{(1+0.16)^1} + \frac{15490.61}{(1+0.16)^2} + \frac{14525.68}{(1+0.16)^3}$$
$$VAN = 29709.54 \text{ usd}$$

La Tasa Interna de Retorno es el tipo de descuento que hace igual a cero el VAN:

$$VAN = -I + \sum_{n=1}^N \frac{Q_n}{(1+TIR)^n}$$

Si $TIR \geq i$ Se aceptará el proyecto. La razón es que el proyecto da una rentabilidad mayor que la rentabilidad mínima requerida.

Si $TIR \leq i$ Se rechazará el proyecto. La razón es que el proyecto da una rentabilidad menor que la rentabilidad mínima requerida.

Mediante iteraciones de las tasas de interés, realizamos el cálculo con la formula TIR y obtenemos los resultados del TIR de 46 %, que es un valor alto y que sobrepasa la rentabilidad mínima, por lo que podemos concluir que la inversión realizada por la Fábrica de Bloques “Virgen del Cisne”, es segura y rentable.

6.9 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN

6.9.1 MANTENIMIENTO PREVENTIVO QUE SE REALIZA A LA BANDA TRANSPORTADORA

Indicaciones Básicas para el Montaje

El Sistema de Elevación de materia prima mediante la banda transportadora y la tolva de almacenamiento son partes importantes de la fábrica, al cual se instalara en una área cubierta para proteger de la lluvia, además el tablero de encendido de la banda deberá colocarse en un área seca, libre de aceite, o ambientes que afecten al funcionamiento de la máquina.

Ensamble

Se debe observar y verificar que todas las partes mecánicas y eléctricas de la banda transportadora estén conectadas adecuadamente. De igual forma es importante verificar que la banda transportadora se coloque justo en la boca de la mezcladora, para que toda la mezcla caiga completamente en la banda y no se derrame nada hacia el piso.

Acometidas

Hay que verificar que se encuentre correctamente conectadas todas las acometidas del motor hacia la línea principal de energía, la acometida es

trifásica a 220 V con neutro y una frecuencia de 60 Hz, el cual será conectado con cable concéntrico AWG8.

OPERACIÓN INICIAL DE LA MÁQUINA

Antes de proceder a una producción continúa de la fabricación de bloques utilizando la banda transportadora se debe observar los siguientes pasos para su correcto funcionamiento.

- ✓ Verificar que la banda no se encuentre objetos extraños que puedan afectar su correcto funcionamiento.
- ✓ Verificar que las acometidas se encuentren en buen estado para el correcto funcionamiento del motor.
- ✓ Comprobar que todos los elementos funcionen correctamente para esto se utiliza los pulsadores manuales.
- ✓ Encender el motor de la mezcladora y la banda para iniciar el funcionamiento del proceso de elaboración de los bloques.
- ✓ Verificar que la tolva de descarga se encuentre en perfecto estado, no exista objetos extraños que perjudiquen el normal funcionamiento.

El mantenimiento mecánico que se requiere para esta máquina no es tan riguroso. Sin embargo se prevé un mantenimiento de tipo preventivo, en las partes eléctricas, mecánicas, para garantizar su buen funcionamiento.

Trimestre se realiza:

- Lubricación y engrase de los rodamientos
- Revisión de corriente del motor.
- Revisión de bandas

Semestre se realiza:

- Limpieza general de la máquina.

Anual se realiza:

- Chequeo de rodamientos

- Cambio de rodamientos dependiendo del estado de estos.
- Inspección general del motor.

LISTADO DE ACTIVIDADES

EMPRESA: “Bloquera Virgen del Cisne”

FABRICANTE: Egdo. Paul Quispe

DESCRIPCIÓN DE EQUIPO: Sistema de Elevación de Materia prima mediante banda transportadora.

Nº	ACTIVIDADES	FRECUENCIA
1	Observar que los cables de encendido no estén quemados o pelados.	Todos los Días
2	Observar el estado de los fusibles del breacker que encienden los motores de la banda transportadora, mezcladora y máquina se encuentre en perfecto estado.	Todos los Días
3	Verificar que la banda transportadora no encuentre objetos extraños.	Todos los Días
6	Verificar el apriete de las tuercas de sujeción de las chumaceras, templador y del motor de la máquina.	Cada 15 días
8	Verificar el nivel del aceite del reductor	Cada 1 meses
9	Lubricar el reductor de velocidades	Cada 3 meses

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LA PROPUESTA IMPLEMENTADA

Luego de haber realizado el estudio a la producción de bloques y su incidencia en la productividad, se pudo observar que durante el proceso de elaboración de bloques se pueden suscitar diferentes necesidades para mejorar la producción, con lo cual se determino que la solución más

óptima que se podía dar es el realizar un sistema de transporte de materia prima para el proceso de llenado de los moldes con la mezcla, ya que este es el más crítico, debido al tiempo que se emplea, a los problemas de enfermedades que se podía ocasionarse en el trabajador debido a los movimientos repetitivos, desperdicio de materia prima.

Por lo que ya implementada la propuesta se pudo observar que el tiempo que se demora en realizar el llenado de la mezcla en el molde es de 50 seg, por lo se incrementa la producción de 160 bloques que era anteriormente a 220 en la actualidad, lo que representa un incremento del 37.5%. Lo que implica un aumento en la productividad de la empresa, incremento en las ganancias anuales, disminución de los desperdicios de material.

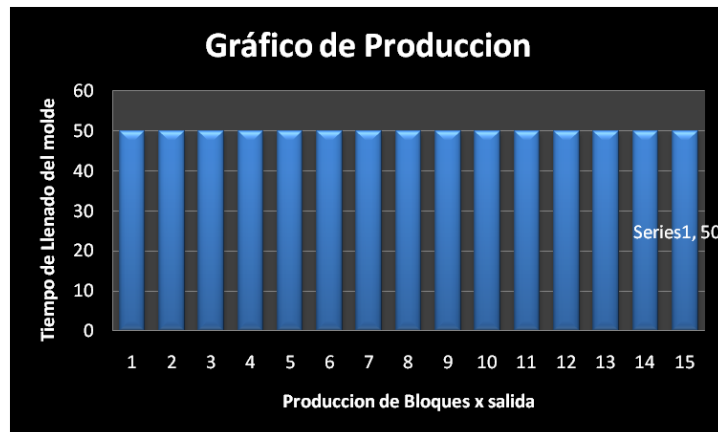
TABLA 6.15 TIEMPOS DE PRODUCCIÓN YA IMPLEMENTADA LA BANDA TRANSPORTADORA

TIEMPOS DE PRODUCCION LUEGO DE LA IMPLEMENTACION				
	08:00-09:00	09:00-10:00	13:00-14:00	16:00-17:00
Frecuencia de salidas	tiempo 2 (seg)	tiempo 2 (seg)	tiempo 2 (seg)	tiempo 2 (seg)
1	50	50	50	50
2	50	50	50	50
3	50	50	50	50
4	50	50	50	50
5	50	50	50	50
6	50	50	50	50
7	50	50	50	50
8	50	50	50	50
9	50	50	50	50
10	50	50	50	50
11	50	50	50	50
12	50	50	50	50
13	50	50	50	50
14	50	50	50	50
15	50	50	50	50

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

La siguiente gráfica representa tiempo de llenado de los moldes luego de la implementación de la banda transportadora que se encuentra entre 50 – 60 seg.

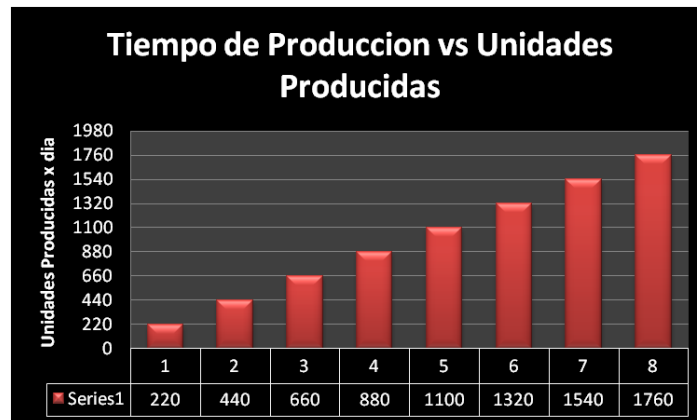
Gráfico 6.7 Tiempo de llenado del Molde



(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

La grafica que se detalla a continuación representa el tiempo de producción en horas vs las unidades producidas.

Gráfico 6.8 Tiempo de Producción vs Unidades de Bloques Producidas

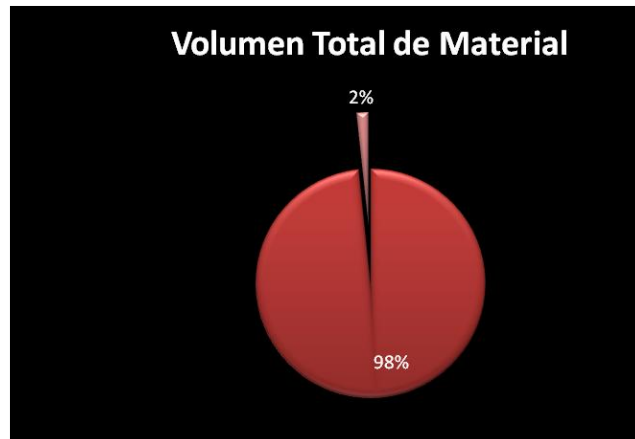


(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Con la implementación de la banda transportadora se reduce el desperdicio de materia prima a lo mínimo, que se produciría solo al momento de la vibración, que no representa un gasto mayor para la producción. Se mejora la calidad de la mezcla al estar en contacto solo con la banda no existiría preocupación de que se adhiriera tierra, o otros elementos extraños que no se han componentes de la misma.

Existe una diferencia en cuanto a la producción para un volumen de 33.18 m³, se produce 3400 bloques, lo que representa que solo el 1.63 % existe de desperdicio de material, debido a que este volumen se debería producir 3500 unidades de bloques.

Gráfico 6.9 Volumen de Material Utilizado



(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

TABLA 6.16 VOLUMEN DE MATERIAL UTILIZADO- MATERIAL DESPERDICIADO

Volumen del Material m ³		
Volumen Total	33.18	100%
Volumen de Bloques	32.64	98,37%
Desperdicios	0.54	1,63%

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

Se observa también que reduciría los costos de energía debido a que la mezcladora ya tendría la necesidad de estar encendida durante todo el proceso de producción, por lo que la banda sería la encargada de transportar toda la mezcla realizada en la mezcladora y almacenarse en la tolva.

TABLA 6.17 COMPARACIÓN DE PRODUCCIÓN

FABRICACIÓN DE BLOQUES ANTES DE LA IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSPORTE.	FABRICACIÓN DE BLOQUES DESPUÉS DE LA IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSPORTE.
Tiempo de llenado del molde demora 80 seg.	Tiempo de llenado del molde demora 50 seg.
Producción de Bloques perforados es de 160 unidades por hora.	Producción de Bloques perforados es de 220 unidades por hora
Existencia de desperdicio de material.	Disminución de desperdicio de material.

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

CONCLUSIONES

- ✓ Se llega a la conclusión de que después de la implementación del sistema de transporte de material el proceso de llenado de los moldes deja de ser el más crítico, reduciéndose enormemente los desperdicios de materia prima.
- ✓ Los clientes tendrían satisfacción al saber que la fábrica incrementara la producción de bloques, incrementando la oferta de los mismos.
- ✓ La producción de bloques se incrementa de 160 bloques a 220 bloques, lo que representa un incremento en la productividad de la empresa.

ANEXOS

ANEXO A TABLA DETERMINACIÓN CHI CUADRADO

Fórmulas y tablas

para *Estadística, décima edición*, de Mario Triola

D.R. © 2006 Pearson Educación de México S.A. de C.V.

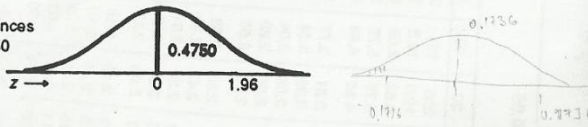
TABLA A-4 Distribución chi cuadrada (χ^2)										
Área a la derecha del valor crítico										
Grados de libertad	0.995	0.99	0.975	0.95	0.90	0.10	0.05	0.025	0.01	0.005
1	—	—	0.001	0.004	0.016	2.706	3.841	5.024	6.635	7.879
2	0.010	0.020	0.051	0.103	0.211	4.605	5.991	7.378	9.210	10.597
3	0.072	0.115	0.216	0.352	0.584	6.251	7.815	9.348	11.345	12.838
4	0.207	0.297	0.484	0.711	1.064	7.779	9.488	11.143	13.277	14.860
5	0.412	0.554	0.831	1.145	1.610	9.236	11.071	12.833	15.086	16.750
6	0.676	0.872	1.237	1.635	2.204	10.645	12.592	14.449	16.812	18.548
7	0.989	1.239	1.690	2.167	2.833	12.017	14.067	16.013	18.475	20.278
8	1.344	1.646	2.180	2.733	3.490	13.362	15.507	17.535	20.090	21.955
9	1.735	2.088	2.700	3.325	4.168	14.684	16.919	19.023	21.666	23.589
10	2.156	2.558	3.247	3.940	4.865	15.987	18.307	20.483	23.209	25.188
11	2.603	3.053	3.816	4.575	5.578	17.275	19.675	21.920	24.725	26.757
12	3.074	3.571	4.404	5.226	6.304	18.549	21.026	23.337	26.217	28.299
13	3.565	4.107	5.009	5.892	7.042	19.812	22.362	24.736	27.688	29.819
14	4.075	4.660	5.629	6.571	7.790	21.064	23.685	26.119	29.141	31.319
15	4.601	5.229	6.262	7.261	8.547	22.307	24.996	27.488	30.578	32.801
16	5.142	5.812	6.908	7.962	9.312	23.542	26.296	28.845	32.000	34.267
17	5.697	6.408	7.564	8.672	10.085	24.769	27.587	30.191	33.409	35.718
18	6.265	7.015	8.231	9.390	10.865	25.989	28.869	31.526	34.805	37.156
19	6.844	7.633	8.907	10.117	11.651	27.204	30.144	32.852	36.191	38.582
20	7.434	8.260	9.591	10.851	12.443	28.412	31.410	34.170	37.566	39.997
21	8.034	8.897	10.283	11.591	13.240	29.615	32.671	35.479	38.932	41.401
22	8.643	9.542	10.982	12.338	14.042	30.813	33.924	36.781	40.289	42.796
23	9.260	10.196	11.689	13.091	14.848	32.007	35.172	38.076	41.638	44.181
24	9.886	10.856	12.401	13.848	15.659	33.196	36.415	39.364	42.980	45.559
25	10.520	11.524	13.120	14.611	16.473	34.382	37.652	40.646	44.314	46.928
26	11.160	12.198	13.844	15.379	17.292	35.563	38.885	41.923	45.642	48.290
27	11.808	12.879	14.573	16.151	18.114	36.741	40.113	43.194	46.963	49.645
28	12.461	13.565	15.308	16.928	18.939	37.916	41.337	44.461	48.278	50.993
29	13.121	14.257	16.047	17.708	19.768	39.087	42.557	45.722	49.588	52.336
30	13.787	14.954	16.791	18.493	20.599	40.256	43.773	46.979	50.892	53.672
40	20.707	22.164	24.433	26.509	29.051	51.805	55.758	59.342	63.691	66.766
50	27.991	29.707	32.357	34.764	37.689	63.167	67.505	71.420	76.154	79.490
60	35.534	37.485	40.482	43.188	46.459	74.397	79.082	83.298	88.379	91.952
70	43.275	45.442	48.758	51.739	55.329	85.527	90.531	95.023	100.425	104.215
80	51.172	53.540	57.153	60.391	64.278	96.578	101.879	106.629	112.329	116.321
90	59.196	61.754	65.647	69.126	73.291	107.565	113.145	118.136	124.116	128.299
100	67.328	70.065	74.222	77.929	82.358	118.498	124.342	129.561	135.807	140.169

De Donald B. Owen, *Handbook of Statistical Tables*, © 1962 Addison-Wesley Publishing Co., Reading, MA. Reproducido con permiso del editor.

APENDICE D

Areas bajo la curva normal

Ejemplo
Si $z = 1.96$, entonces
 $P(0 \leq z) = 0.4750$



z	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
0.0	0.0000	0.0040	0.0080	0.0120	0.0160	0.0199	0.0239	0.0279	0.0319	0.0359
0.1	0.0398	0.0438	0.0478	0.0517	0.0557	0.0596	0.0636	0.0675	0.0714	0.0753
0.2	0.0793	0.0832	0.0871	0.0910	0.0948	0.0987	0.1026	0.1064	0.1103	0.1141
0.3	0.1179	0.1217	0.1255	0.1293	0.1331	0.1368	0.1406	0.1443	0.1480	0.1517
0.4	0.1554	0.1591	0.1628	0.1664	0.1700	0.1736	0.1772	0.1808	0.1844	0.1879
0.5	0.1915	0.1950	0.1985	0.2019	0.2054	0.2088	0.2123	0.2157	0.2190	0.2224
0.6	0.2257	0.2291	0.2324	0.2357	0.2389	0.2422	0.2454	0.2486	0.2517	0.2549
0.7	0.2580	0.2611	0.2642	0.2673	0.2704	0.2734	0.2764	0.2794	0.2823	0.2852
0.8	0.2881	0.2910	0.2939	0.2967	0.2995	0.3023	0.3051	0.3078	0.3106	0.3133
0.9	0.3159	0.3186	0.3212	0.3238	0.3264	0.3289	0.3315	0.3340	0.3365	0.3389
1.0	0.3413	0.3438	0.3461	0.3485	0.3508	0.3531	0.3554	0.3577	0.3599	0.3621
1.1	0.3643	0.3665	0.3686	0.3708	0.3729	0.3749	0.3770	0.3790	0.3810	0.3830
1.2	0.3849	0.3869	0.3888	0.3907	0.3925	0.3944	0.3962	0.3980	0.3997	0.4015
1.3	0.4032	0.4049	0.4066	0.4082	0.4099	0.4115	0.4131	0.4147	0.4162	0.4177
1.4	0.4192	0.4207	0.4222	0.4236	0.4251	0.4265	0.4279	0.4292	0.4306	0.4319
1.5	0.4332	0.4345	0.4357	0.4370	0.4382	0.4394	0.4406	0.4418	0.4429	0.4441
1.6	0.4452	0.4463	0.4474	0.4484	0.4495	0.4505	0.4515	0.4525	0.4535	0.4545
1.7	0.4554	0.4564	0.4573	0.4582	0.4591	0.4599	0.4608	0.4616	0.4625	0.4633
1.8	0.4641	0.4649	0.4656	0.4664	0.4671	0.4678	0.4686	0.4693	0.4699	0.4706
1.9	0.4713	0.4719	0.4726	0.4732	0.4738	0.4744	0.4750	0.4756	0.4761	0.4767
2.0	0.4772	0.4778	0.4783	0.4788	0.4793	0.4798	0.4803	0.4808	0.4812	0.4817
2.1	0.4821	0.4826	0.4830	0.4834	0.4838	0.4842	0.4846	0.4850	0.4854	0.4857
2.2	0.4861	0.4864	0.4868	0.4871	0.4875	0.4878	0.4881	0.4884	0.4887	0.4890
2.3	0.4893	0.4896	0.4898	0.4901	0.4904	0.4906	0.4909	0.4911	0.4913	0.4916
2.4	0.4918	0.4920	0.4922	0.4925	0.4927	0.4929	0.4931	0.4932	0.4934	0.4936
2.5	0.4938	0.4940	0.4941	0.4943	0.4945	0.4946	0.4948	0.4949	0.4951	0.4952
2.6	0.4953	0.4955	0.4956	0.4957	0.4959	0.4960	0.4961	0.4962	0.4963	0.4964
2.7	0.4965	0.4966	0.4967	0.4968	0.4969	0.4970	0.4971	0.4972	0.4973	0.4974
2.8	0.4974	0.4975	0.4976	0.4977	0.4977	0.4978	0.4979	0.4979	0.4980	0.4981
2.9	0.4981	0.4982	0.4982	0.4983	0.4984	0.4984	0.4985	0.4985	0.4986	0.4986
3.0	0.4987	0.4987	0.4987	0.4988	0.4988	0.4989	0.4989	0.4989	0.4990	0.4990

APENDICE E

Tabla de números aleatorios

75421	11182	31304	08036	86922	77941	88944	30226	60766	90951
06692	19591	14171	04356	06744	46546	99184	97684	43285	86345
66065	12379	70386	09035	90126	74677	39885	84335	09442	21772
01098	06343	88773	94702	07203	60936	54445	12423	64560	99694
93526	56837	42025	45578	95193	97695	53146	51370	79913	83145
85129	31088	36253	40011	62078	72245	58783	47555	55681	45450
74312	81501	94303	30800	60660	69979	57625	00050	69795	15120
67348	11345	13361	40573	75687	78415	42407	97830	98069	98605
29241	77892	67728	60876	53046	75840	18933	18108	73509	76958
04366	94984	95131	22993	17240	63185	54786	31607	50705	61581
54205	61584	99698	74013	88263	96563	18003	77390	05762	40975
52801	44366	19745	74219	20982	91400	50685	56541	68392	96624
02573	59494	26362	40769	39340	19677	16923	04761	65952	03630
15896	32426	64984	99029	58073	28814	44849	39871	00825	29966
26032	33340	54573	55786	75383	14546	37499	43894	86358	19706
41349	18921	50835	65861	79521	38319	33999	74851	97319	17221
31246	35797	89051	36319	38137	11101	02808	36771	63163	00816
55704	87671	81967	18984	94617	89097	91625	49172	07106	06218
09107	53117	75664	25300	98186	29702	73632	77044	08238	08097
57779	05917	99367	58743	33981	66547	45685	11168	81086	29458
05252	99475	70537	29636	46984	49231	73571	64092	26162	26361
92966	81458	79792	39399	39278	20247	45367	76937	64563	73930
68109	88529	70116	11782	24198	68334	83184	26202	49315	38471
53118	70359	68973	95173	29213	29969	00445	24846	50957	80443
60924	44136	71034	80642	62977	93957	21006	66422	96753	69814
11151	59784	77446	64703	22038	40357	57749	62349	88018	20160
32731	14203	36222	13436	16935	26412	09878	27931	54679	35275
04037	48341	95595	26036	57521	16245	71204	44232	09527	49083
75807	89169	30622	23911	73689	50718	33796	30145	97763	75437
93509	65893	82351	54938	26829	04823	71697	46159	43465	99156
93528	38008	53069	29029	36617	09019	95758	52955	75018	83253
10603	93078	11673	36373	71957	89710	15378	52022	57934	86236
99155	30214	58351	16606	08569	19665	22531	58753	22759	90501
97268	87653	40124	51615	27365	26827	70255	23368	78952	05519
93564	66965	91850	25093	53517	39997	17521	57074	76743	11610
06959	27612	66188	19351	17367	84340	00247	49881	01997	33756
11372	61241	53558	59919	15082	75692	43138	22677	55844	70034
03690	57173	38889	03032	69496	42566	23096	43416	78732	12420
38005	70085	74744	32644	88440	12489	39538	64712	92792	51310
28758	45596	59049	79799	68763	49827	57854	76334	99237	11386
84260	58136	31250	88953	04929	06903	21175	42463	15227	15209
77800	77252	68397	37935	53941	59771	92875	37004	57044	18210
99505	24764	22807	54083	90303	43362	71223	96233	88058	03266
53803	68932	38510	87838	68543	73671	57403	50077	63351	55781
68379	47885	33501	10666	74222	81999	16699	51745	84672	11640
30033	45809	69655	31679	56931	40579	53867	22586	00794	67306
73888	69685	91050	60898	06171	01165	04192	03700	27979	76516
50935	51867	76172	52543	38383	43396	67725	68868	15571	78654
04689	09839	31801	18560	21328	87664	08203	82426	23946	82792
65860	84568	88383	49927	52267	63736	01964	86914	14949	55467

ANEXO A1 FACTOR DE INCLINACIÓN K

Capacidad de transporte volumétrica corregida con factores de inclinaciones y de alimentación.

En caso de bandas inclinadas, los valores de capacidad de transporte volumétrica lv [m^3/h] se tienen que corregir según la siguiente relación:

$$lv = lv \times K \times K_i \quad [m^3/h]$$

donde:

lv es la capacidad de transporte volumétrica corregida en relación con la inclinación y con la irregularidad de alimentación en m^3/h con $v = 1$ m/s

lv es la capacidad de transporte teórica en volumen para $v = 1$ m/s

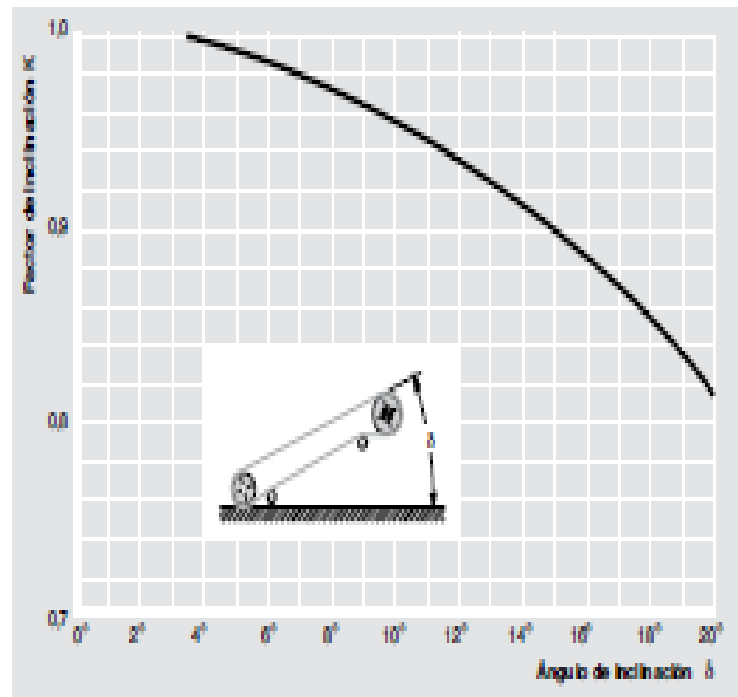
K es el factor de inclinación

K_i es el factor de corrección debido a la irregularidad de alimentación

El factor de inclinación K que se incluye en el informe, tiene en cuenta la reducción de sección del material transportado por la banda cuando el transporte está en pendiente.

El diagrama de la Fig.8 proporciona el factor K en función del ángulo de inclinación de la banda transportadora a aplicarse sólo con bandas lisas.

Fig. 8 - Factor de inclinación K



En general, también es necesario tener en cuenta el tipo de alimentación, es decir su constancia y regularidad, introduciendo un factor de corrección K_i cuyos valores son:

- $K_i = 1$ para alimentación regular
- $K_i = 0.95$ para alimentación poco regular
- $K_i = 0.90 - 0.80$ para alimentación muy irregular

Si se considera la capacidad de transporte corregida mediante los factores citados más arriba, la capacidad de transporte volumétrica efectiva a la velocidad deseada viene dada por:

$$lv = lv \times v \quad [m^3/h]$$

Una vez establecido el ancho de la banda, se verificará que la relación ancho banda / máximo tamaño del material cumpla la siguiente relación:

$$\text{ancho banda} \geq 2.5 \text{ máx. tamaño}$$



ANEXO. A2 TABLAS DE VALORES DE K PARA DIFERENTES VALORES DE INCLINACIÓN

Tabla Valores de "K"	
Inclinación α	K
0	1
2	1
4	0,99
6	0,98
8	0,97
10	0,95
12	0,93
14	0,91
16	0,89
18	0,85
20	0,81
21	0,78
22	0,76
23	0,73
24	0,71
25	0,68
26	0,66
27	0,64
28	0,61
29	0,59
30	0,56

http://www.kauman.com/es/products/bt_denominacion_es.asp

ANEXO A3 ANGULO DE SOBRECARGA, DE REPOSO Y FLUIDEZ DEL MATERIAL.

Tab. 1 - Ángulo de sobrecarga, de reposo y fluidez del material

Fluidez					
Muy elevada	Elevada	Media	Baja	Perfil en la banda plana	
Ángulo de sobrecarga β					
5°	10°	20°	25°	30°	β
Ángulo de reposo					
0-19°	20-29°	30-34°	35-39°	40° y más	otros
Características del material					
Dimensión uniforme, particular redondas muy pequeñas, muy húmedas, o muy secas como arena silícea seca, cemento y hormigón húmedo, etc.	Particular redondeadas, secas y lisas, con peso medio como, por ejemplo, semillas de cereales, trigo y judías.	Material irregular, granular en tamaño de peso medio, como, por ejemplo, carbón de antracita, harina de semillas de algodón, arcilla, etc.	Materiales típicos comunes, como, por ejemplo, carbón bituminoso, grava, la mayor parte de los minerales, etc.	Material irregular, viscoso, fibroso y que tiende a entrelazarse (virutas de madera, bagazos exprimidos), arena de fundición, etc.	Pueden incluir material con cualquier característica indicada a continuación en la Tab.2.

ANEXO A4 TIPOS DE BANDAS

Tipos de Bandas Lisas más usuales		
Ancho (mm.)	Lonas	Recubrim. (mm.)
400	2 EP-125	2+1,5
400	3 EP-125	3+1,5
500	2 EP-125	2+1,5
500	3 EP-125	3+1,5
600	3 EP-125	3+1,5
650	3 EP-125	3+1,5
800	3 EP-125	3+1,5
800	4 EP-125	4 + 2
1000	3 EP-125	3+1,5
1000	4 EP-125	4 + 2
1200	4 EP-125	4 + 2

ANEXO A 4.1 Tabla 6.3 Valores de PI. (Kg/ m²)

Valores de PI (Kg/ m ² , capa)	
Tipo de Lona	PI (Kg/m ²)
EP-100	1,12
EP-125	1,40
EP-160	1,41
EP-200	1,56
EP-250	1,89
EP-315	2,31
EP-400	2,65
EP-500	3,21
EP-630	4,06

ANEXO A 4.2 Tabla 6.4 Peso de los rodillos

COLOCACION EN ARTESA					
Banda	A	B	C	Peso Rodillo d=89	Peso Partes Moviles d=89
300					
400	160	168	192	3,03	2,28
500	200	208	232	3,41	2,5
650	250	258	282	3,95	2,86
800	315	323	347	4,62	3,27
1000	380	388	412	5,28	3,68
1200	465	473	497	6,16	4,22
1400	530	538	562	6,82	4,63
1600	600	608	632	7,55	5,08
1800	670	678	702	8,26	5,52
2000	750	758	782	9,08	6,03

Anexo A 4.3 Tabla. 6.6 Coeficiente de rozamiento de los rodillos respecto a la banda

Tabla VII .- Coeficientes de Fricción en los Rodillos (f)		
Tipo de Cojinete	Estado	Valor de f
Rodamiento	Favorable	0,018
	Normal	0,020
	Desfavorable	0,023 – 0,030
Fricción		0,050

Anexo A 4.4 Tabla. 6.5 Coeficiente C en función de la Longitud de transporte, en metros

Tabla VI.- Valores del Coeficiente "C"(L, longitud de transporte, metros)												
L	3	4	5	6	8	10	12,5	16	20	25	32	40
C	9	7,6	6,6	5,9	5,1	4,5	4	3,6	3,2	2,9	2,6	2,4
L	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400	500	1000
C	2,2	2	1,85	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,05	1,05

Anexo 4.5 Tabla 6.7 Coeficiente de Rozamiento μ

Tabla 6.7 Coeficientes de Rozamiento entre Banda y Tambor Motriz (Valor de μ)		
Condiciones del Tambor	Condiciones de Ambiente	Valor de μ
	mojado	0,10
Sin Recubrir	húmedo	0,10 ÷ 0,20
	seco	0,30
	mojado	0,25
Recubierto	húmedo	0,25 ÷ 0,30
	seco	0,35

ANEXO A 4.6 Coeficientes de seguridad para bandas textiles

Tabla 6.8 Coeficientes de Seguridad para Bandas de Carcasa textil			
Número de Capas (z)	de 3 a 5	de 6 a 9	más de 9
Coeficiente Seguridad (S)	11	12	13

ANEXO A5 SELECCIONAMIENTO DEL MOTOR

Velocidad 1800 rpm, 4 polos, 60 Hz															
Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In		Eficiencia η %	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m ²	Peso kg
			HP	kW		220V A	440V A								
25000001108	1LA7 070-4YC60	71M	0,4	0,30	1,05	1,60	0,80	66	0,77	1640	1,74	1,8	2,8	0,0006	4,7
25000001109	1LA7 070-4YA60	71M	0,5	0,37	1,15	1,90	0,95	66	0,81	1590	2,24	1,3	2,7	0,0006	5,5
25000001110	1LA7 071-4YA60	71M	0,6	0,45	1,05	2,20	1,10	69	0,76	1680	2,54	1,8	3,4	0,0008	6
25000001111	1LA7 073-4YA60	71M	0,75	0,56	1,15	2,90	1,45	65	0,79	1650	3,24	1,9	3,7	0,0008	6
25000001113	1LA7 080-4YA60	80M	1	0,75	1,15	3,50	1,75	69,2	0,87	1660	4,29	1,9	3,7	0,0015	8,1
25000001114	1LA7 081-4YA60	80M	1,2	0,90	1,05	4,00	2,00	70	0,85	1675	5,10	2,2	3,7	0,0018	9,3
25000001115	1LA7 083-4YA60	80M	1,5	1,12	1,15	5,00	2,50	72	0,89	1650	6,48	1,8	3	0,0018	9,3
25000001117	1LA7 090-4YA60	90S/L	2	1,49	1,15	7,00	3,50	77	0,80	1700	8,38	2,2	4,4	0,0028	12,1
25000001118	1LA7 094-4YA60	90S/L	2,4	1,79	1,05	7,40	3,70	77	0,86	1690	10,12	2	4,5	0,0035	14,9
25000001119	1LA7 096-4YA60	90S/L	3	2,24	1,15	9,60	4,80	79	0,83	1708	12,51	1,8	3,6	0,0035	14,9
25000001120	1LA7 111-4YA60	112M	4	2,98	1,15	13,00	6,50	76,3	0,79	1750	16,28	2,2	5,6	0,0048	27,1
25000001121	1LA7 112-4YA60	112M	5	3,73	1,15	15,80	7,90	80,5	0,78	1740	20,47	2,3	6,5	0,0058	28,7
25000001122	1LA7 113-4YA60	112M	6,6	4,92	1,05	19,60	9,80	78	0,83	1740	27,02	2	6	0,011	31
25000001123	1LA7 114-4YA60	112M	7,5	5,60	1,15	23,20	11,60	80	0,79	1740	30,71	2,2	5,6	0,011	32,7
25000001124	1LA7 131-4YA70	132S/M	10	7,46	1,15	28,80	14,40	81	0,84	1750	40,71	2,3	6	0,018	46,5
25000001125	1LA7 133-4YA70	132S/M	12	8,95	1,05	34	17,00	81,2	0,83	1750	48,85	2,5	6,6	0,024	49
25000001126	1LA7 134-4YA70	132S/M	15	11,19	1,15	43	21,50	82,5	0,84	1750	61,06	1,8	5	0,024	62
25000001127	1LA7 164-4YA70	160 MIL	20	14,92	1,15	56,8	28,40	85	0,85	1760	80,95	1,8	6,3	0,04	77,5
25000001128	1LA7 167-4YA70	160 MIL	25	18,65	1,15	66	33,00	89	0,87	1755	101,48	1,8	5,4	0,052	85,5
25000001129	1LA5 183-4YA80	180M	30	22,38	1,05	78	39,00	90,7	0,83	1755	121,77	2	4,9	0,13	170
25000001130	1LA5 186-4YA80	180L	36	26,86	1,05	93	46,50	91,3	0,83	1760	145,71	2,8	6,8	0,15	190
25000001131	1LA5 187-4YA80	180L	40	29,84	1,05	104	52,00	91,3	0,83	1750	162,83	2	5,6	0,15	190
25000001132	1LA5 207-4YA80	200L	50	37,30	1,15	126	63,00	92,4	0,84	1770	202,00	2,7	6,6	0,24	250
25000001133	1LA5 220-4YA80	225S	60	44,76	1,15	146	73,00	95,0	0,84	1776	241,00	2,7	6,6	0,44	314
25000001134	1LA5 223-4YA80	225M	75	55,95	1,15	200	100,00	91,7	0,80	1770	301,00	2	5,1	0,52	321
26697 ¹⁾	1LG4 253-4AA60	250M	100	75,00	1,00		120,00	93,3	0,85	1780	355	2,5	6,3	0,69	390
26698 ¹⁾	1LG4 280-4AA60	280S	125	93,00	1,00		145,00	94,2	0,85	1785	482	2,5	7,4	1,29	520
26699 ¹⁾	1LG4 283-4AA60	280M	150	111,90	1,00		177,50	94,6	0,86	1785	579	2,5	7,4	1,47	565
26700 ¹⁾³⁾	1LG4 310-4AA60	315S	200	150	1,00		240,00	94,5	0,84	1783	707	2,6	6,5	2	700
26701 ¹⁾³⁾	1LG4 313-4AA60	315M	225	168	1,00		265,20	94,8	0,85	1783	848	2,8	6,9	2,46	775
26702 ¹⁾³⁾	1LG4 316-4AA90-Z	315L	275	205	1,10		323,10	95,4	0,86	1783	1,028	2,8	6,9	3,01	955
26703 ¹⁾³⁾	1LG4 317-4AA90-Z	315L	350	261	1,10		409,50	95,7	0,88	1785	1,285	2,8	7	3,91	1050

1) Para tensión de servicio a 220V, favor consultar.

3) Consultar tiempo de entrega.

ANEXO A6 MOTORES JAULA DE ARDILLA

Motores trifásicos jaula de ardilla, alta eficiencia, totalmente cerrados

Totalmente cerrados con ventilación exterior
 Montaje: Horizontal (F1)
 Aislamiento Clase F
 Diseño Nema B según Norma MG-1
 33°C temp. ambiente a una altitud de 2300msnm
 40°C temp. ambiente a una altitud de 1000msnm

Motores a prueba de explosión para atmósferas de División 1, Clase 1, Grupo D - Clase 2, Grupos F&G
 Para otra clasificación, favor de consultarnos.
 Factor de Servicio:
 1.0 Motores RGZESD
 1.15 Motores RGZE y RGZESD
 1.25 Motores RGZE y RGZESD
 Amazonas 143T a 256T en 2y 4 Polos



Potencia en HP	Descripción			Modelo		
	Velocidad en RPM	Tensión a 60 Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA	RGZE Uso general Catálogo Spiridon	RGZESD Servicio pesado No. de parte	RGZESD A prueba de explosión Catálogo Spiridon
0.5	900	220/440	143T	1LA01438YIG0	N/A	N/A
	1800	220/440	143T	1LA01434YIG0	N/A	1MJ91434YF30
0.75	1200	220/440	143T	1LA01436YIG0	N/A	1MJ91436YF30
	900	220/440	145T	1LA01458YIG0	N/A	N/A
1	3600	220/440	143T	1LA01432YIG0	1LA91432YK30*	1MJ91432YF30
	1800	220/440	143T	1LA01444YIG0	1LA91444YK30*	1MJ91444YF30
	1200	220/440	145T	1LA01456YIG0	1LA91456YK30*	1MJ91456YF30
	900	220/440	182T	1LA01828YIG0	1LA91828YK30*	1MJ91828YF30
1.5	3600	220/440	143T	1LA01442YIG0	1LA91442YK30*	1MJ91442YF30
	1800	220/440	145T	1LA01454YIG0	1LA91454YK30*	1MJ91454YF30
	1200	220/440	182T	1LA01826YIG0	1LA91826YK30*	1MJ91826YF30
	900	220/440	184T	1LA01848YIG0	1LA91848YK30*	1MJ91848YF30
2	3600	220/440	145T	1LA01452YIG0	1LA91452YK30*	1MJ91452YF30
	1800	220/440	145T	1LA01464YIG0	1LA91464YK30*	1MJ91464YF30
	1200	220/440	184T	1LA01846YIG0	1LA91846YK30*	1MJ91846YF30
	900	220/440	213T	1LA02138YIG0	1LA92138YK30*	1MJ92138YF30
3	3600	220/440	182T	A788250000668E	1LA91822YK30*	1MJ91822YF30
	1800	220/440	182T	1LA01824YIG0	1LA91824YK30*	1MJ91824YF30
	1200	220/440	213T	1LA02136YIG0	1LA92136YK30*	1MJ92136YF30
	900	220/440	215T	1LA02158YIG0	1LA92158YK30*	1MJ92158YF30
5	3600	220/440	184T	1LA01842YIG0	1LA91842YK30*	1MJ91842YF30
	1800	220/440	184T	1LA01844YIG0	1LA91844YK30*	1MJ91844YF30
	1200	220/440	215T	1LA02156YIG0	1LA92156YK30*	1MJ92156YF30
	900	220/440	254T	1LA02548YIG0	1LA92548YK30*	1MJ92548YF30
7.5	3600	220/440	213T	1LA02132YIG0	1LA92132YK30*	1MJ92132YF30
	1800	220/440	213T	1LA02134YIG0	1LA92134YK30*	1MJ92134YF30
	1200	220/440	254T	1LA02546YIG0	1LA92546YK30*	1MJ92546YF30
	900	220/440	256T	1LA02568YIG0	1LA92568YK30*	1MJ92568YF30
10	3600	220/440	215T	1LA02152YIG0	1LA92152YK30*	1MJ92152YF30
	1800	220/440	215T	1LA02154YIG0	1LA92154YK30*	1MJ92154YF30
	1200	220/440	256T	1LA02566YIG0	1LA92566YK30*	1MJ92566YF30
	900	220/440	284T	1LA02848FE71	1LA02848FE71*	*
15	3600	220/440	254T	1LA02542FE71	1LA92542YK30*	1MJ92542YF30
	1800	220/440	254T	1LA02544FE71	1LA92544YK30*	1MJ92544YF30
	1200	220/440	284T	1LA02846FE71	1LA02846FE71*	*
	900	220/440	286T	1LA02868FE71	1LA02868FE71*	*
20	3600	220/440	256T	1LA02562FE71	1LA92562YK30*	1MJ92562YF30
	1800	220/440	256T	1LA02564FE71	1LA92564YK30*	1MJ92564YF30
	1200	220/440	286T	1LA02866FE71	1LA02866FE71*	*
	900	220/440	324T	1LA03248FE71	1LA03248FE71*	*
25	3600	220/440	284T5	1LA02842FE72	1LA02842FE72*	*
	1800	220/440	284T	1LA02844FE71	1LA02844FE71*	*
	1200	220/440	324T	1LA03246FE71	1LA03246FE71*	*
	900	220/440	326T	1LA03268FE71	1LA03268FE71*	*
30	3600	220/440	286T5	1LA02862FE72	1LA02862FE72*	*
	1800	220/440	286T	1LA02864FE71	1LA02864FE71*	*
	1200	220/440	326T	1LA03266FE71	1LA03266FE71*	*
	900	220/440	364T	*	1LA03648FE71*	*
40	3600	220/440	324T5	1LA03242FE72	1LA03242FE72*	*
	1800	220/440	324T	1LA03244FE71	1LA03244FE71*	*
	1200	220/440	364T	1LA03646FE71	1LA03646FE71*	*
	900	220/440	365T	*	1LA03658FE71*	*

*5 sobre pedido especial

Table 4-2

End-Condition Constants for Euler Columns [to Be Used with Eq. (4-40)]

Column End Conditions	End-Condition Constant C		
	Theoretical Value	Conservative Value	Recommended Value*
Fixed-free	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$
Rounded-rounded	1	1	1
Fixed-rounded	2	1	1.2
Fixed-fixed	4	1	1.2

*To be used only with liberal factors of safety when the column load is accurately known.

ANEXO A7 ACEROS DE TRANSMISIÓN BOHLER E 920

BÖHLER E 920 TRANSMISIÓN



Tipo de aleación: C 0.18 Si 0.25 Mn

Color de identificación: Naranja

Estado de suministro: Trefilado h 11

Equivalencia	AISt: 1018
	DIN: --
	No. Mat. --

PROPIEDADES:

Acero para cementación no aleado para piezas pequeñas exigidas principalmente al desgaste, donde la tenacidad del núcleo no sea importante. Buena soldabilidad.

EMPLEO:

Para la construcción de levas uniones, bujes, pines, pivotes, partes prensadas o troqueladas, pernos grado 2, ejes de transmisión con baja exigencia la torque.

TRATAMIENTO TÉRMICO:

Forjado:	1050 - 850 °C
Recocido:	650 - 700 °C
enfriamiento lento en el horno	
Normalizado:	890 - 920 °C
Cementación:	880 - 950 °C
Temple:	770 - 800 °C
enfriamiento en: agua	
Dureza obtenible:	
En el núcleo	20 - 25 HRC
En la capa cementada	55 - 58 HRC
Revenido:	150 - 200 °C

PROPIEDADES MECÁNICAS EN ESTADO RECOCIDO

Dureza Brinell	Limite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (L=5d) %		Resistencia al Cizallamiento DVM Joule			Resistencia a la tracción en estado templado N/mm ²
			Long.	Transv.	Long.	Tang.	Transv.	
HB								
143 máx.	235	410 - 520	20	19	48	31	24	480 - 620

ANEXO A8 DIMENSIONES MÍNIMAS DE LOS RODILLOS SELECCIONADOS

Colocación en "V"



BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø63.5	Peso partes móviles Ø63.5
300	200	208	226	2,09	1,50
400	250	258	276	2,44	1,75
500	315	323	341	2,90	2,05
650	380	388	406	3,35	2,35
800	465	473	491	3,95	2,73
1000	600	608	626	4,90	3,34
1200	700	708	726	5,61	3,79
1400	800	808	826	6,31	4,24
1600	900	908	926	7,01	4,69
1800	1000	1008	1026	7,72	5,14
2000	1100	1108	1126	8,42	5,60

ANEXO A9 DETERMINACIÓN DE LOS VALORES DE S_{ut} Y S_y

Table A-20

Deterministic ASTM Minimum Tensile and Yield Strengths for Some Hot-Rolled (HR) and Cold-Drawn (CD) Steels [The strengths listed are estimated ASTM minimum values in the size range 18 to 32 mm ($\frac{3}{4}$ to $1\frac{1}{4}$ in). These strengths are suitable for use with the design factor defined in Sec. 1-10, provided the materials conform to ASTM A6 or A568 requirements or are required in the purchase specifications. Remember that a numbering system is not a specification.] Source: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS No.	SAE and/or AISI No.	Processing	Tensile Strength, MPa (kpsi)	Yield Strength, MPa (kpsi)	Elongation in 2 in, %	Reduction in Area, %	Brinell Hardness
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

ANEXO A10 FACTORES DE ACABADO SUPERFICIAL

Table 6-2
Parameters for Marin
Surface Modification
Factor, Eq. (6-19)

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ur} kpsi	S_{ur} MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hotrolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

From C.J. Noll and C. Lipson, "Allowable Working Stresses," *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3, no. 2, 1946 p. 29. Reproduced by O.J. Horgan (ed.) *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1953 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.

ANEXO A11 FACTOR DE CARGA k_c

Loading Factor k_c

When fatigue tests are carried out with rotating bending, axial (push-pull), and torsional loading, the endurance limits differ with S_{ur} . This is discussed further in Sec. 6-17. Here, we will specify average values of the load factor as

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{bending} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion}^{17} \end{cases} \quad (6-26)$$

ANEXO A12 FACTOR DE TEMPERATURA k_d

$$k_d = \begin{cases} 1.0 & T \leq 450^\circ\text{C} \text{ (840}^\circ\text{F)} \\ 1 - 5.8(10)^{-3}(T - 450) & 450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C} \\ 1 - 3.2(10)^{-3}(T - 840) & 840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F} \end{cases} \quad (7-22)$$

ANEXO A13 FACTOR DE CONFIABILIDAD

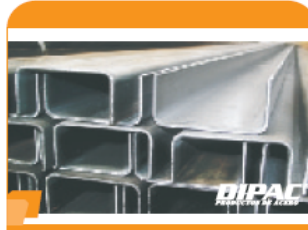
Table 6-5
Reliability Factors k_e
Corresponding to
8 Percent Standard
Deviation of the
Endurance Limit

Reliability, %	Transformation Variate z_α	Reliability Factor k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

ANEXO A14 FACTOR DE TAMAÑO

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$

ANEXO 15. PERFIL ESTRUCTURAL TIPO C



Continuación del cuadro anterior

DIMENSIONES			PESOS			TIPOS							
A	B	e	6metros	1 metro	SECCION	EJE X-X			EJE Y-Y				
mm	mm	mm	kg	kg	cm2	I	W	I	I	W	I	x	
						cm4	cm3	cm	cm4	cm3	cm	cm	
150	80	12	157.80	26.30	32.47	1012.95	135.06	5.59	189.27	35.31	2.41	2.64	
200	50	2	27.56	4.61	5.87	316.00	31.60	7.34	11.80	2.88	1.42	0.92	
200	50	3	40.98	6.83	8.70	462.00	46.20	7.29	17.10	4.23	1.40	0.96	
200	50	4	54.06	9.01	11.60	600.00	60.00	7.33	23.10	5.63	1.38	1.00	
200	50	5	66.60	11.10	14.20	729.00	72.90	7.17	26.70	6.75	1.37	1.05	
200	50	6	80.70	13.45	16.81	850.82	85.08	7.11	31.18	7.97	1.36	1.09	
200	60	5	71.46	11.91	15.18	853.31	85.33	7.50	45.29	9.72	1.73	1.34	
200	60	6	86.52	14.42	18.01	963.76	96.37	7.31	53.04	11.50	1.71	1.39	
200	60	8	112.80	18.80	23.50	1218.58	121.85	7.20	66.96	14.96	1.68	1.53	
200	80	6	96.04	16.34	20.42	1189.65	118.96	7.63	120.77	20.61	2.43	2.14	
200	80	8	128.10	21.35	26.69	1513.67	151.36	7.53	153.94	26.27	2.40	2.14	
200	80	10	156.96	26.16	32.71	1303.27	180.32	7.42	183.91	31.87	2.37	2.23	
200	80	12	186.96	31.16	38.47	2060.24	206.02	7.32	210.38	37.04	2.34	2.32	
200	100	6	109.56	18.26	22.82	1415.55	141.55	7.87	225.25	31.19	3.14	2.78	
200	100	8	143.46	23.91	29.89	1808.75	180.87	7.77	289.60	40.61	3.11	2.87	
200	100	10	176.16	29.36	36.71	2184.60	218.46	7.67	348.64	49.59	3.08	2.97	
200	100	12	210.30	35.05	43.28	2484.70	248.47	7.58	420.78	60.72	3.12	3.07	
250	60	3	50.82	8.47	10.80	894.47	71.56	9.10	30.27	6.18	1.67	1.10	
250	60	4	76.20	11.20	14.27	1166.90	93.35	9.04	39.31	8.09	1.66	1.14	
250	60	5	83.22	13.87	17.68	1426.75	114.14	8.98	47.85	9.95	1.65	1.19	
250	60	6	102.12	17.02	21.02	1674.23	133.94	8.92	55.89	11.72	1.63	1.23	
250	60	8	133.50	22.25	27.48	2132.71	170.62	8.81	70.52	15.07	1.60	1.32	
250	80	6	112.44	18.74	23.42	203.09	162.48	9.31	128.98	21.28	2.34	1.82	
250	80	8	147.30	24.55	30.69	2600.80	208.06	9.20	164.65	27.03	2.31	1.91	
250	80	10	180.96	30.16	37.71	3119.15	249.53	9.67	197.30	32.88	2.28	2.00	
250	80	12	216.12	36.02	44.47	3588.54	287.07	9.57	225.78	38.20	2.25	2.09	
250	100	6	123.96	20.66	25.82	2388.38	191.07	9.46	241.61	32.17	3.05	2.49	
250	100	8	162.66	27.11	33.89	3069.49	245.55	11.06	311.36	41.96	3.03	2.58	
250	100	10	200.16	33.36	41.71	3695.48	295.64	11.00	375.84	51.27	3.00	2.67	
250	100	12	239.46	39.91	49.27	4268.34	341.47	10.94	450.31	62.28	3.02	2.77	
250	120	10	222.12	37.02	45.71	4271.77	341.74	10.71	629.61	73.21	3.71	3.40	
250	120	12	262.74	43.79	54.07	4947.99	395.94	10.60	732.59	86.09	3.68	3.49	
300	80	4	84.12	14.02	17.87	2186.18	145.75	11.20	93.35	14.50	2.29	1.56	
300	80	5	104.46	17.41	22.18	2685.33	179.02	11.09	114.40	17.90	2.27	1.61	
300	80	6	126.84	21.14	26.42	3165.24	211.01	11.00	134.55	21.19	2.26	1.65	
300	80	8	166.50	27.75	34.69	4071.64	271.44	10.94	172.94	27.62	2.23	1.74	
300	80	10	205.02	34.17	42.71	4906.43	327.09	10.83	207.65	33.60	2.20	1.82	
300	80	12	245.28	40.88	50.47	5672.90	378.19	10.71	237.51	39.00	2.17	1.91	
300	100	6	138.36	23.06	28.82	3683.91	245.59	10.60	254.58	32.89	2.97	2.26	
300	100	8	181.86	30.31	37.89	4753.93	316.92	11.30	328.58	42.95	2.94	2.35	
300	100	10	224.16	37.36	46.71	5747.76	383.18	11.20	397.3	52.55	2.91	2.44	
300	100	12	268.68	44.78	55.30	6670.00	445.00	11.09	459.00	61.50	2.88	2.53	
300	120	10	246.42	41.07	50.71	6589.61	439.31	10.87	667.52	75.09	3.63	3.11	
300	120	12	291.90	48.65	60.07	7663.55	510.90	11.40	777.84	88.49	3.60	3.21	
300	150	10	275.58	45.93	56.71	7851.11	523.41	11.19	1250.73	115.92	4.70	4.21	
300	150	12	326.88	54.48	67.27	9156.55	610.44	11.77	1464.63	137.01	4.67	4.31	

También en galvanizado e inoxidable

ANEXO A 16 PERFIL ESTRUCTURAL VIGA SUPERIOR, INFERIOR, COLUMNAS



DIPAC

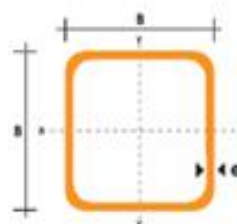
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma:	ASTM A-500
Recubrimiento:	Negro o galvanizado 6 mt.
Longitud nominal:	6 mt.
Otros largos:	Previa Consulta
Dimensiones:	Desde 20mm a 100mm
Espesor:	Desde 2.0mm a 3.0mm

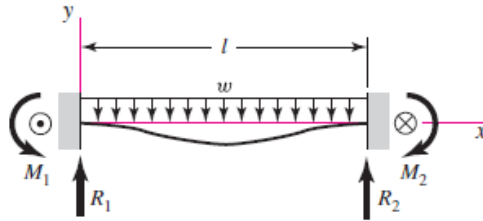


DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94
50	3.0	4.48	5.61	21.20	8.48	1.91
60	2.0	3.66	3.74	21.26	7.09	2.39
60	3.0	5.42	6.61	35.06	11.69	2.34
75	2.0	4.52	5.74	50.47	13.46	2.97
75	3.0	6.71	8.41	71.54	19.08	2.92
75	4.0	8.59	10.95	89.98	24.00	2.87
100	2.0	6.17	7.74	122.99	24.60	3.99
100	3.0	9.17	11.41	176.95	35.39	3.94
100	4.0	12.13	14.95	226.09	45.22	3.89
100	5.0	14.40	18.36	270.57	54.11	3.84



ANEXO A 17. DETERMINACIÓN DE MOMENTOS EN LA VIGA PARA LA CONDICIÓN APOYOS FIJOS, CON CARGA UNIFORME

16 Fixed supports—uniform load



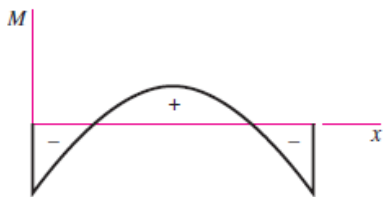
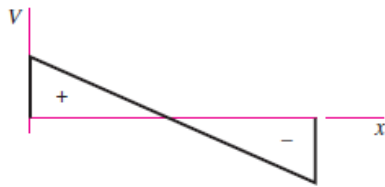
$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12}$$

$$V = \frac{w}{2}(l - 2x)$$

$$M = \frac{w}{12}(6lx - 6x^2 - l^2)$$

$$y = -\frac{wx^2}{24EI}(l - x)^2$$

$$y_{\max} = -\frac{wl^4}{384EI}$$



ANEXO A 18. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL PERFIL A36

Calidad Estructural

NORMA	COMPOSICION QUIMICA							PROPIEDADES MECANICAS				
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%CU	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°	NORMA EQUIVALENTE
ASTM A-588M GRADO A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni 0,15-0,35 Cr 0,40-0,65 V 0,02-0,10	345 min	485 min	18 min		
ASTM A-283 GRADO C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max		205 min	380 516 max	25 min	0=1,5e	SAE 1015
JIS G-3101 SS41 M	0,17 0,23	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,25 max		250 min	400 min 550 max	21 min		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 36
A 36	0,25 0,29	0,80 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,20 max		250 min	400 min 550 max	20 min		

ANEXO A 15. PERFILES ESTRUCTURALES TIPO CORREA C

Productos estructurales



Canales UPN | Características técnicas

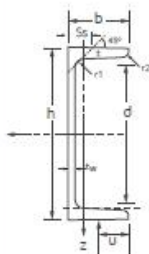
Perfiles "U" de alas inclinadas, según el estándar europeo UPN.

Canales UPN disponibles en longitudes estándar de 6 metros.

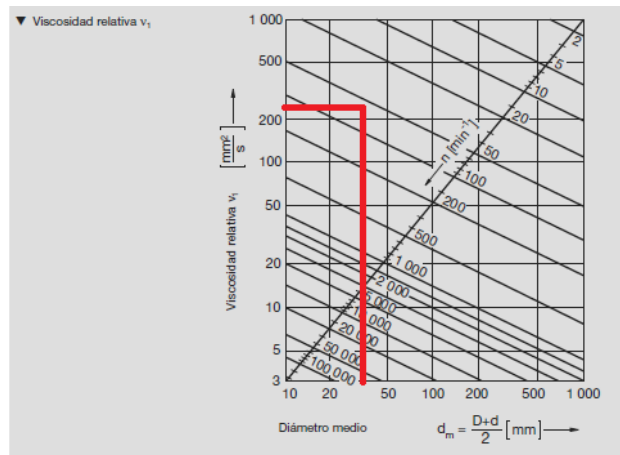
Calidad del acero: ASTM A-36 y S-275-JR
Dimensiones: DIN 1026-1
Tolerancias: EN 10279-2000
Inclinación de las alas: 8%

	Dimensiones (mm)			Masa Linear kg/m	Unidades por Paquete
	Altura (h) mm	Ancho (b) mm	Espesor (tw) mm		
■	80	45	6	8,64	40
▲	100	50	6	10,60	30
▲	120	55	7	13,40	25
■	140	60	8	16,73	20
■	160	65	8	19,75	18
■	180	68	8	20,17	16
■	200	75	8	25,77	12

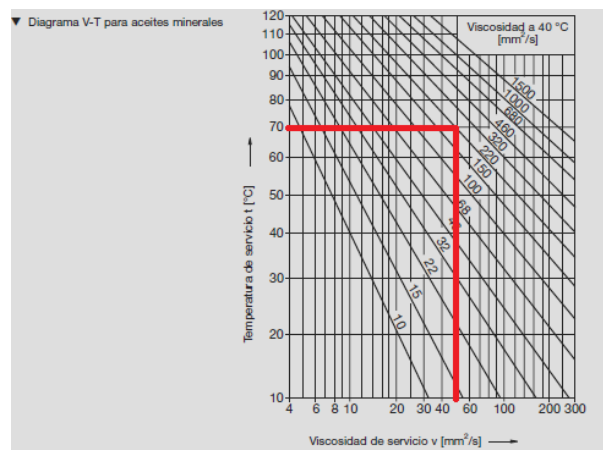
▲ Disponible en stock
■ Productos fabricados contra pedido



ANEXO B1 VALORES DE VISCOSIDAD RELATIVA



ANEXO B 2 VALORES DE VISCOSIDAD DE SERVICIO



ANEXO B3 ECUACIONES DE CARGA EQUIVALENTE

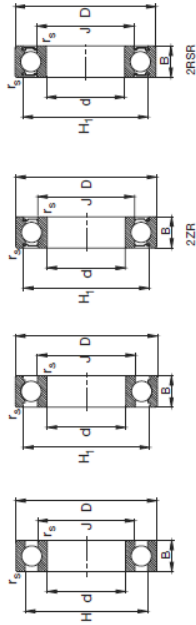
Carga estática equivalente

$$P_0 = F_r \quad \left[\text{k} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 0,8 \right]$$

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a \quad \left[\text{kN} \right] \text{ para } \frac{F_a}{F_r} > 0,8$$

ANEXO B4 RODAMIENTOS DE BOLAS

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

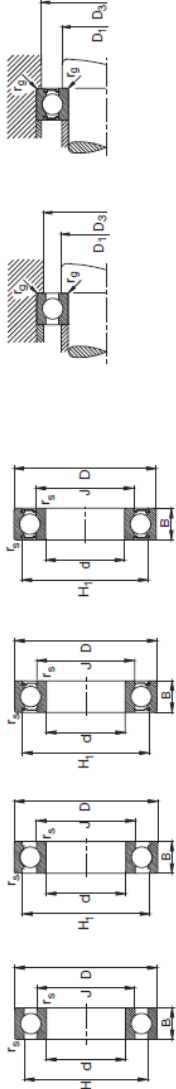


Los rodamientos pueden estar con una duración de vida limitada, si $C_{10}P \leq 8$, ver Pág. 41.

Eje	Dimensiones		B	fs	r _s min	H ₁	H ₂	J	Peso m	Capacidad de carga		Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares		
	d	D								dyn. C	stat. C ₀				D ₁ min	D ₂ max	D ₃ max
20	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55	15000	19000	19000	6204	25,6	41,4	
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,105	12,7	6,55	15000	19000	19000	S6204.W2038	25,6	41,4	
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55	15000	19000	19000	6204-ZFR	25,6	41,4	
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,109	12,7	6,55	15000	19000	19000	6204-ZFRS	25,6	41,4	
	20	47	14	1	38,4	41	28,8	0,108	12,7	6,55	15000	19000	19000	S6204.ZFRS.W2038	25,6	41,4	
	20	47	18	1	38,4	41	28,8	0,139	12,7	6,55	15000	19000	19000	6204-ZRSR	25,6	41,4	
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,151	16	7,8	18000	24000	24000	6305	27	45	
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,151	16	7,8	18000	24000	24000	S6305.W2038	27	45	
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8	18000	24000	24000	6305-ZFR	27	45	
	20	52	15	1,1	41,9	44,4	30,3	0,155	16	7,8	18000	24000	24000	6305-ZFRS	27	45	
	20	52	21	1,1	42,1	44,4	30,3	0,209	16	7,8	9500	9500	9500	6204-ZRSR	27	45	
	20	72	19	1,1	55	55	37	0,415	30,5	15	26000	15000	26000	6404	29	63	
25	25	47	8	0,3	39,7	41,1	32,2	0,055	7,2	4,65	10000	14000	14000	16095	27	45	
	25	47	8	0,3	39,7	41,1	32,2	0,055	7,2	4,65	10000	14000	14000	16095	27	45	
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,08	10	5,85	9500	17000	17000	6005	29,2	43,8	
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85	9500	17000	17000	S6005.W2038	29,2	43,8	
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,084	10	5,85	9500	17000	17000	6005-ZFR	29,2	43,8	
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85	9500	17000	17000	6005-ZFRS	29,2	43,8	
	25	47	12	0,6	40,2	42,5	32	0,083	10	5,85	9500	17000	17000	S6005.ZFRS.W2038	29,2	43,8	
	25	52	15	1	43,8	45,4	33,5	0,128	14	7,8	17000	17000	17000	6305	30,6	46,4	
	25	52	15	1	43,8	45,4	33,5	0,132	14	7,8	17000	17000	17000	S6305.W2038	30,6	46,4	
	25	52	15	1	43,8	45,4	33,5	0,132	14	7,8	17000	17000	17000	6305-ZFR	30,6	46,4	
	25	52	15	1	43,8	45,4	33,5	0,132	14	7,8	9000	9000	9000	6305-ZFRS	30,6	46,4	
	25	52	18	1	43,8	45,4	33,5	0,152	14	7,8	9000	9000	9000	S6305.ZFRS.W2038	30,6	46,4	
30	30	62	17	1,1	50,2	52,5	38,4	0,291	22,4	11,4	20000	15000	20000	6305	32	55	
	30	62	17	1,1	50,2	52,5	38,4	0,297	22,4	11,4	20000	15000	20000	S6305.W2038	32	55	
	30	62	17	1,1	50,2	52,5	38,4	0,294	22,4	11,4	20000	15000	20000	6305-ZFR	32	55	
	30	62	17	1,1	50,2	52,5	38,4	0,294	22,4	11,4	20000	15000	20000	6305-ZFRS	32	55	
	30	62	17	1,1	50,2	52,5	38,4	0,292	22,4	11,4	20000	15000	20000	S6305.ZFRS.W2038	32	55	
	30	62	24	1,1	50,2	52,5	38,4	0,272	22,4	11,4	7500	7500	7500	6206-ZRSR	32	55	
	30	80	21	1,5	63,1	63,1	45,4	0,56	36	19,3	22000	14000	22000	6405	36	69	
	30	55	9	0,3	47,5	48,8	37,7	0,082	11,2	7,35	16000	12000	16000	16096	32	53	
	30	55	13	1	47,2	49,2	38,3	0,122	12,7	8	8	20000	15000	20000	6006	34,6	50,4
	30	55	13	1	47,2	49,2	38,3	0,125	12,7	8	8	20000	15000	20000	S6006.W2038	34,6	50,4
	30	55	13	1	47,2	49,2	38,3	0,125	12,7	8	8	19000	15000	19000	6006-ZFR	34,6	50,4
	30	55	13	1	47,2	49,2	38,3	0,125	12,7	8	8	8500	8500	8500	6006-ZFRS	34,6	50,4

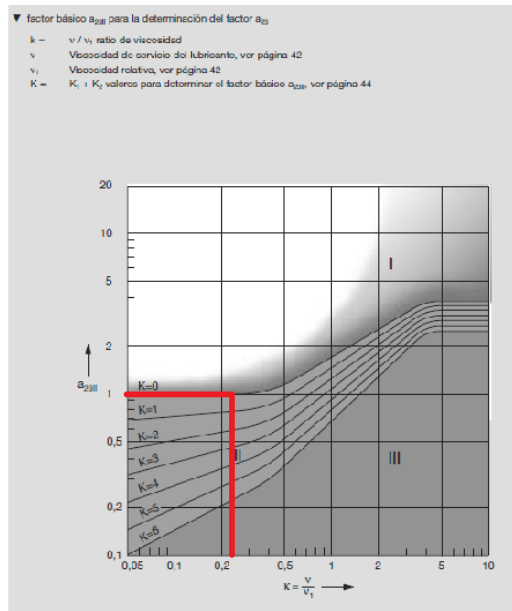
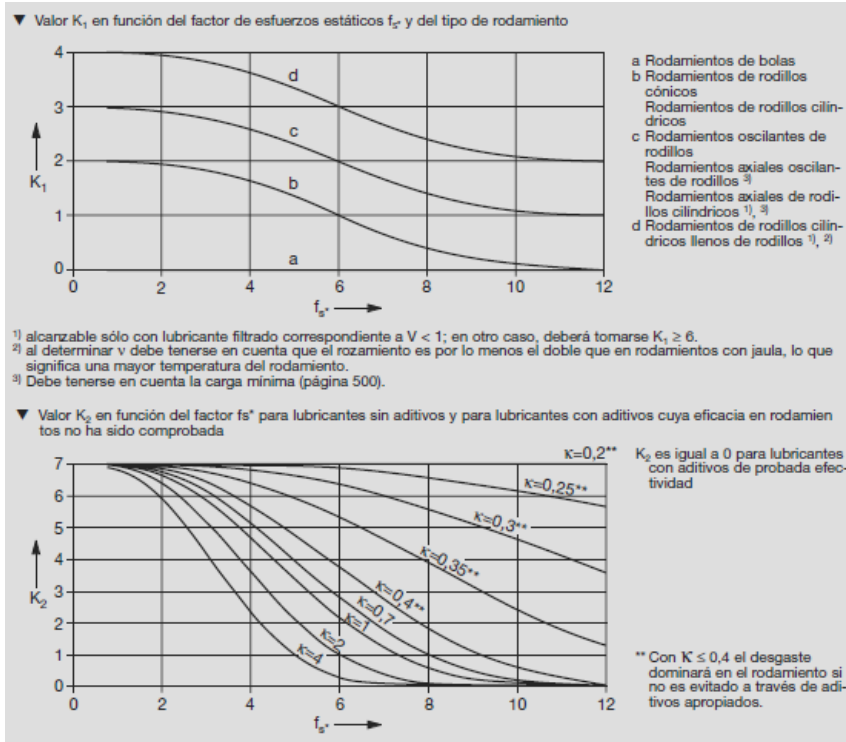
Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si $C_e/P_e \leq 8$, ver Pág. 41.



Eje	Dimensiones		f _s	B	f _s min	H ₁	H ₂	J	Peso m ₀ kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares	
	d	D								d _{yn} C	stat. C ₀				D ₁ min	D ₂ max
40	40	60	18	18	1,1	67,5	70,4	53	0,371	29	18	2000	1000	6203	47	73
	40	60	18	18	1,1	67,5	70,4	53	0,371	29	18	2000	1000	6203-2RS	47	73
	40	60	18	18	1,1	67,5	70,4	53	0,382	29	18	2000	1000	6203-2RSR	47	73
	40	60	18	18	1,1	67,5	70,4	53	0,384	29	18	2000	1000	6203-2RSR-WZ03B	47	73
	40	60	23	23	1,1	67,5	70,4	53	0,384	29	18	2000	1000	6203-2RSR	47	73
	40	60	23	23	1,1	67,5	70,4	53	0,477	29	18	2000	1000	6203-2RSR	47	73
	40	90	23	23	1,5	74,6	76,5	55,5	0,64	42,5	25	1600	1000	6303	49	81
	40	90	23	23	1,5	74,6	76,5	55,5	0,641	42,5	25	1600	1000	6303-WZ03B	49	81
	40	90	23	23	1,5	74,6	76,5	55,5	0,654	42,5	25	1600	1000	6303-2RS	49	81
	40	90	23	23	1,5	74,6	76,5	55,5	0,654	42,5	25	1600	1000	6303-2RSR	49	81
	40	90	33	33	1,5	74,6	76,5	55,5	0,903	42,5	25	900	500	6203-2RSR	49	81
	40	110	27	27	2	91,6	96,1	68	1,12	62	38	1400	1000	6403	53	97
45	45	75	16	16	1	65,5	68	55	0,167	15,6	12,2	2200	850	6009	48,2	71,8
	45	75	16	16	1	65,5	67,9	54,2	0,247	20	14,3	2200	1000	6009-WZ03B	49,6	70,4
	45	75	16	16	1	65,5	68	54,2	0,254	20	14,3	2200	1000	6009-2ZR	49,6	70,4
	45	75	16	16	1	65,5	68	54,2	0,257	20	14,3	2200	1000	6009-2RSR	49,6	70,4
	45	75	16	16	1	65,5	68	54,2	0,264	20	14,3	2200	1000	6009-2RSR-WZ03B	49,6	70,4
	45	85	19	19	1,1	71,8	74,6	57,2	0,429	31	20,4	1900	1000	6209	52	78
	45	85	19	19	1,1	71,8	74,6	57,2	0,459	31	20,4	1900	1000	6209-WZ03B	52	78
	45	85	19	19	1,1	71,8	74,6	57,2	0,461	31	20,4	1900	1000	6209-2RSR	52	78
	45	85	19	19	1,1	71,8	74,6	57,2	0,441	31	20,4	1900	1000	6209-2RSR-WZ03B	52	78
	45	85	19	19	1,1	71,8	74,6	57,2	0,441	31	20,4	1900	1000	6209-2RSR	52	78
	45	85	23	23	1,1	71,8	74,6	57,2	0,522	31	20,4	1900	1000	6209-2RSR	52	78
	45	100	25	25	1,5	83,3	85,8	62	0,847	53	31,5	1600	1000	6309	54	91
45	100	25	25	1,5	83,3	85,8	62	0,859	53	31,5	1600	1000	6309-WZ03B	54	91	
45	100	25	25	1,5	83,3	85,8	62	0,869	53	31,5	1600	1000	6309-2RS	54	91	
45	100	25	25	1,5	83,3	85,8	62	0,879	53	31,5	1600	1000	6309-2RSR	54	91	
45	100	36	36	1,5	83,3	85,8	62	1,2	53	31,5	4500	9500	6209-2RSR	54	91	
45	120	29	29	2	100,9	104,3	76,2	1,97	76,5	47,5	1300	9500	6409	58	107	
50	50	80	16	16	1	70,5	72,9	60,1	0,181	16	13,2	2000	750	6010	53,2	76,8
	50	80	16	16	1	70,5	72,9	59,8	0,272	20,8	15,6	2000	1000	6010-WZ03B	54,6	75,4
	50	80	16	16	1	70,5	72,9	59,8	0,282	20,8	15,6	2000	1000	6010-2ZR	54,6	75,4
	50	80	16	16	1	70,5	72,9	59,8	0,282	20,8	15,6	2000	1000	6010-2RSR	54,6	75,4
	50	80	16	16	1	70,5	72,9	59,8	0,282	20,8	15,6	2000	1000	6010-2RSR-WZ03B	54,6	75,4
	50	80	16	16	1	70,5	72,9	59,8	0,271	20,8	15,6	2000	1000	6010-2RSR	54,6	75,4
	50	80	16	16	1	70,5	72,9	59,8	0,271	20,8	15,6	2000	1000	6010-2RSR-WZ03B	54,6	75,4
	50	80	16	16	1	70,5	72,9	59,8	0,271	20,8	15,6	2000	1000	6010-2RSR	54,6	75,4
	50	80	16	16	1	70,5	72,9	59,8	0,271	20,8	15,6	2000	1000	6010-2RSR-WZ03B	54,6	75,4
	50	80	16	16	1	70,5	72,9	59,8	0,271	20,8	15,6	2000	1000	6010-2RSR	54,6	75,4
	50	80	16	16	1	70,5	72,9	59,8	0,271	20,8	15,6	2000	1000	6010-2RSR-WZ03B	54,6	75,4
	50	80	16	16	1	70,5	72,9	59,8	0,271	20,8	15,6	2000	1000	6010-2RSR	54,6	75,4

ANEXO B5 VALORES DE K1, K2, K3



ANEXO C TIEMPOS DE PRODUCCIÓN DE LOS BLOQUES

TIEMPOS DE PRODUCCION DE LA FABRICA DE BLOQUES				
08:00-09:00	09:00-10:00	13:00-14:00	14:00-15:00	15:00-16:00
tiempo 2 (seg)	tiempo 2 (seg)	tiempo 2 (seg)	tiempo 2 (seg)	tiempo 2 (seg)
80	82	94	97	100
80	82	94	98	101
80	83	94	97	99
80	82	94	97	100
80	82	95	97	100
81	83	95	97	100
80	83	96	96	100
81	82	96	96	101
81	82	94	96	99
81	82	94	96	100
80	82	94	97	100
80	83	94	97	100
80	83	94	97	99
80	82	95	97	99
80	82	95	97	100
80	82	94	98	100
80	82	94	98	100
80	82	94	98	100
81	82	96	97	101
80	82	94	97	100
80	83	96	97	100
81	84	94	97	99
80	83	94	98	100
81	82	94	97	99
80	82	95	97	101
81	83	94	97	100
80	83	94	97	100

ANEXO D TABLA DE COSTOS DE PRODUCCION DE LA FABRICACION DE BLOQUES

TABLA DE COSTOS DE PRODUCCION DE LA FABRICACION DE BLOQUES						
		Materia Prima	Cantidad Mensual de Materia Prima	Costo Unitario	Costo Total Mensual	Costo Total
BLOQUES MACIZOS						
	12X20X40	Arena (Volquetas)	2,0	45	90,00	1080,00
		Cemento (quintales)	70,0	6,75	472,50	5670,00
		Chasqui(volquetas)	3,5	120	420,00	5040,00
		Cascajo (volquetas)	3,5	80	280,00	3360,00
		Polvo (volquetas)	3,5	70	245,00	2940,00
BLOQUES PERFORAD						
	10X20X40	Arena (Volquetas)	2,0	45	90,00	1080,00
		Cemento (quintales)	44,0	6,75	297,00	3564,00
		Chasqui(volquetas)	3,00	120	360,00	4320,00
		Cascajo (volquetas)	3,00	80	240,00	2880,00
		Polvo (volquetas)	3,00	70	210,00	2520,00
	12X20X40	Arena (Volquetas)	2,0	45	90,00	1080,00
		Cemento (quintales)	110,0	6,75	742,50	8910,00
		Chasqui(volquetas)	4,0	120	480,00	5760,00
		Cascajo (volquetas)	4,0	80	320,00	3840,00
		Polvo (volquetas)	4,0	70	280,00	3360,00
	15x20x40	Arena (Volquetas)	2,00	45	90,00	1080,00
		Cemento (quintales)	54,0	6,75	364,50	4374,00
		Chasqui(volquetas)	4,00	120	480,00	5760,00
		Cascajo (volquetas)	4,00	80	320,00	3840,00
		Polvo (volquetas)	4,00	70	280,00	3360,00
					6151,5	73818,00

ANALISIS DE COSTOS FIJOS Y VARIABLES				
Concepto	Costo Fijos Mensuales	Costos Variables Mensuales	Costo Fijos Anuales	Costos Variables Anuales
Consumo eléctrico		30,00		360,00
Arriendo de la planta				0,00
Operario	792,00		9504,00	0,00
Consumo de chasqui		1740,00		20880,00
Consumo de polvo		1015,00		12180,00
Consumo de arena		360,00		4320,00
Consumo de Cascajo		1160,00		13920,00
Consumo de cemento		1876,50		22518,00
Consumo de agua		40,00		480,00
Grasa		25,00		300,00
Materiales para limpieza		25,00		300,00
TOTAL COSTOS	792,00	6271,50	9504,00	75258,00
	TOTAL	7063,50		84762,00

BIBLIOGRAFÍA

- NARANJO, GALO, (2004). Tutoría de la Investigación Científica. Ambato-Ecuador.
- TEODORE, BAUMEISTER-MARK,(1995). “Manual del Ingeniero Mecánico”, Novena Edición, McGraw-Hill.
- JOSEPH, SHIGLEY, (2002) “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Sexta Edición, McGraw-Hill.
- SHIGLEY, J,(1990).Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ta.Edicion. México: McGraw-Hill.
- GODOY CAGUANA P. “Diseño y Construcción de una Máquina Automática para la Fabricación de prefabricados de hormigón” Riobamba Epoch - Ecuador 2009 (tesis).
- ARTHUR G. ERDMAN- GEORGE N. SANDOR. Ddiseño de Mecanismos, Análisis y Síntesis. Tercera Edición.
- RAMÓN PIEDRA MORENO. Ingeniería de la Automatización Industrial. Segunda Edición Ampliada y Actualizada.
- CODIFICACIÓN DEL CÓDIGO DEL TRABAJO. CODIFICACIÓN 17, REGISTRO OFICIAL SUPLEMENTO 167 DE 16 DE DICIEMBRE DEL 2005.
- MIRAVETE; EMILIO LARRODÉ; (1998), Elevadores Principios e Innovaciones. Cinta Transportadora.
- DALE H. BESTERFIELD,(1995). Control de Calidad. Cuarta Edición- Editorial Assistant: Gloria Schaffer.
- HUMBERTO GUTIÉRREZ PULIDO, (2005), Calidad Total y Productividad. Segunda Edición. Editorial McGraw –Hill.
- Ing. Com. MILTON MERINO Z, (2010), Administración de Operaciones. Recopilación de varios Autores.
- ROBERT MOTT, (2006).Diseño de Elementos de Máquinas. Cuarta Edición, Impreso en México.
- BERNARD J. HAMROCK, (2000). BOB JACOBSON. Elementos de Máquinas. México, Editorial Mc. Graw Hill.

- ROBERT MASON, KIND DOUGLAS. Estadística para Administración y Economía. Editorial Alfa Omega.
- CIRO MARTÍNEZ BENCANDINO, (2000). Estadística Básica Aplicada. Segunda Edición. Impreso en Colombia.
- ROBERT C. JUVINAL, (2002). Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica. Editorial Limusa S.A. Grupo Noriega. México.

PAGINAS WEB

- <http://www.profesores.frc.utn.edu.ar/industrial/sistemasinteligentes>
- <http://books.google.com.ec/books?id=dSCnjfbKg4C&pg=PA35&dq=miravete>
- http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/03/03_0803.pdf
- <http://www.vidadigitalradio.com/tag/sensores-de-movimiento/>
- <http://www.google.com/imgres?imgurl>
- <http://www.esbelt.com/products/MostrarUpload.php?Upload=493&ARTICLE=594>
mostrar uloop
- http://www.dismet.com/industrial/catalogos/catalogo_pesadora.html
- http://www.poleasybandas.com.co/index.php?option=com_content&task=view&id=19&Itemid=51
- <http://www.gomafiltros.com/productos/cintas/transp/ep250.php>
- <http://www.mjv.es/caucho.htm>
- <http://www.mediafire.com/?qqmk2bhh99ie5tv>
- <http://es.scribd.com/doc/43374706/Manual-PIRELLI-Diseno-de-cintas-transportadoras>.
- <http://www.cmb-nealtican.galeon.com/productos2077649.html>

FUENTE

- 1.- [Http://Biblioteca .Usac.edu.gt/Tesis/03/03_0803.Pdf](http://Biblioteca .Usac.edu.gt/Tesis/03/03_0803.Pdf)
- 2.- Manual Del Ingeniero Mecánico, Eugene A. Avallone, Theodore Baumeister. Novena Edición.
- 3.- [Http://Www.Google.Com/Imgres?Imgurl=Http://3.Bp.Blogspot.Com/.](http://Www.Google.Com/Imgres?Imgurl=Http://3.Bp.Blogspot.Com/)
- 4.- Diseño En Ingeniería Mecánica, Shigley, 4ta Edición
- 5.- Diseño De Elementos De Máquinas Robert Mott, 4ta Edición
- 6.- Cinta Transportadora. Miravete; Emilio Larrodé; (1998). Elevadores Principios E Innovaciones.
- 7.- Departamento De Ingeniería Mecánica Universidad Carlos III De Madrid
- 8.[Http://Www.Rulmeca.Com/Download_Cms/Catalogues/Rc/Spanish/1.Info-Tec.Pdf](http://Www.Rulmeca.Com/Download_Cms/Catalogues/Rc/Spanish/1.Info-Tec.Pdf)
- 9.- Mecánica De Fluidos, Frank M. White, 5ta Edición
- 10.[Http://Www.Rulmeca.Com/Download_Cms/Catalogues/Rc/Spanish/1.Info-Tec.Pdf](http://Www.Rulmeca.Com/Download_Cms/Catalogues/Rc/Spanish/1.Info-Tec.Pdf)
- 11.[Http://Www.Rulmeca.Com/Download_Cms/Catalogues/Rc/Spanish/1.Info-Tec.Pdf](http://Www.Rulmeca.Com/Download_Cms/Catalogues/Rc/Spanish/1.Info-Tec.Pdf)
- 12.[Http://Www.Rulmeca.Com/Download_Cms/Catalogues/Rc/Spanish/1.Info-Tec.Pdf](http://Www.Rulmeca.Com/Download_Cms/Catalogues/Rc/Spanish/1.Info-Tec.Pdf)
- 13.- [Http://Www.Kauman.Com/Es/Products/Calc_Selbanda_Es.Asp](http://Www.Kauman.Com/Es/Products/Calc_Selbanda_Es.Asp)
- 14.- Weg-W22-Motor-Trifasico-Comercial-Mercado-Latinoamericano-008-Catalogo-Espanol
- 15.- Diseño De Shigley, Pág. 246 Teoría De La Energía De La Distorsión
- 16.- Shigley, J. Diseño En Ingeniería Mecánica. 4 Ta...Ed. México: McGraw-Hill, 1990.
- 17.- Catálogo FAG, Catálogo WL 41 520/3 SB
- 18.- Estructuras Metálicas. Mc Cormac. Cuarta Edición. Capitulo 10, Pág. 261.
- 19.- Arcos Y Pórticos. Valentín Leontovich. Sección 3. Pág. 54 -54

ENCUESTA

Dirigido al Propietario y Encargado de la fábrica a la cual se le formulará y evaluará el proyecto de mejoramiento de la producción de bloques de concreto liviano.

Nombre de la Fábrica: Empresa Bloquera Virgen del Cisne

Dirección: Salcedo – Barrio la Victoria

Nombre del encargado: Luis Alberto Lema Barriga

Nombre del Encuestador: Paul Quispe G.

¿Qué tipo de maquinaria utilizan para fabricar bloques?

La máquina que se utiliza es denominada Máquina Bloquera Prensadora Industrial del Tipo Pirámide.

¿Cuánto tiempo dura el ciclo de vibro compactado?

El ciclo de vibro compactado se demora 45 a 60 segundos dependiendo de la mezcla que se esté utilizando.

¿Cuántos bloques producen por bacheada?

Por bacheada o salida de los bloques se producen 6, 7,5 dependiendo de la medida que se esté fabricando los bloques 12, 10 y 15.

¿Cuánto cemento utilizan por bacheada?

Para los 160 bloques se utiliza 1 quintal de cemento.

¿Cuánto tiempo dura la jornada de trabajo?

La jornada de trabajo dura entre 7 y 8 horas de trabajo dependiendo de la demanda que se necesite satisfacer.

¿Cuántos bloques producen por hora?

En la fábrica se produce 160 bloques por hora cuando se elabora de la medida de 12, de la de 15 se produce 140, y de bloques macizos se producen 80 bloques por hora.

¿Qué materiales utilizan para la mezcla de bloques?

En la elaboración de bloques se utilizan materiales como son: cemento, chasqui, polvo, arena, cascajo, y agua. Además de aceite quemado para los moldes de madera.

¿Cuál es el desperdicio de bloques diario?

El desperdicio diario se considera que de cada 1000 bloques es un 2% de la producción diaria, que salen defectuosos o en mal compactados.

¿Cuál es su oferta mensual de bloques?

La oferta de la fábrica esta alrededor de 6500 bloques macizos, 5200 bloques perforados de 10, perforados de 20 unos 8500 y perforados de 15 unos 5500.

¿Satisface la demanda de sus clientes?

En ocasiones si se satisface la demanda de los mismos, en otras no debido a que no se pueden producir lo que los clientes requieren.

Los clientes a fin de satisfacer su demanda busca otras fábrica de bloques que le puedan proveer la cantidad necesaria, o compran parte en una y lo demás en otras.

¿Cuál es el precio de venta del bloque de pómez?

Tipo de bloque	Precio de Venta
Macizo de 12*20*40 cm	0.24 usd
Perforado 10*20*40 cm	0.20 usd
Perforado 12*20*40 cm	0.22 usd
Perforado 15*20*40 cm	0.25 usd

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

ENCUESTA

Dirigido al Propietario y Encargado de la fábrica a la cual se le formulará y evaluará el proyecto de mejoramiento de la producción de bloques de concreto liviano.

Nombre de la Fábrica: Empresa Bloquera Virgen del Cisne

Dirección: Salcedo – Barrio la Victoria

Nombre del encargado: Pedro Lema

Nombre del Encuestador: Paul Quispe G.

¿Qué tipo de maquinaria utilizan para fabricar bloques?

La máquina que se utiliza es denominada Máquina Bloquera Prensadora Industrial del Tipo Pirámide.

¿Cuánto tiempo dura el ciclo de vibro compactado?

El ciclo de vibro compactado se demora 50 segundos.

¿Cuántos bloques producen por bacheada?

Por bacheada o salida de los bloques se producen 6, 7, 5 dependiendo de la medida que se esté fabricando los bloques 12, 10 y 15.

¿Cuánto cemento utilizan por bacheada?

Para los 160 bloques se utiliza 1 quintal de cemento.

¿Cuánto tiempo dura la jornada de trabajo?

La jornada de trabajo dura entre 8 horas de trabajo dependiendo de la demanda que se necesite satisfacer.

¿Cuántos bloques producen por hora?

En la fábrica se produce 160 bloques por hora cuando se elabora de la medida de 12, de la de 15 se produce 140, y de bloques macizos se producen 80 bloques por hora.

¿Qué materiales utilizan para la mezcla de bloques?

En la elaboración de bloques se utilizan materiales como son: cemento, chasqui, polvo, arena, cascajo, y agua. Además de aceite quemado para los moldes de madera.

¿Cuál es el desperdicio de bloques diario?

El desperdicio diario se considera que de cada 1000 bloques es un 2% de la producción diaria, que salen defectuosos o en mal compactados.

¿Cuál es su oferta mensual de bloques?

La oferta de la fábrica esta alrededor de 6500 bloques macizos, 5200 bloques perforados de 10, perforados de 20 unos 8500 y perforados de 15 unos 5500.

¿Satisface la demanda de sus clientes?

En ocasiones si se satisface la demanda de los mismos, en otras no debido a que no se pueden producir lo que los clientes requieren.

Los clientes a fin de satisfacer su demanda busca otras fábrica de bloques que le puedan proveer la cantidad necesaria, o compran parte en una y lo demás en otras.

¿Cuál es el precio de venta del bloque de pómez?

Tipo de bloque	Precio de Venta
Macizo de 12*20*40 cm	0.24 usd
Perforado 10*20*40 cm	0.20 usd
Perforado 12*20*40 cm	0.22 usd
Perforado 15*20*40 cm	0.25 usd

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

ENCUESTA

Dirigido al Propietario y Encargado de la fábrica a la cual se le formulará y evaluará el proyecto de mejoramiento de la producción de bloques de concreto liviano.

Nombre de la Fábrica: Empresa Bloquera Virgen del Cisne

Dirección: Salcedo – Barrio la Victoria

Nombre del encargado: Nancy Calo

Nombre del Encuestador: Paul Quispe G.

¿Qué tipo de maquinaria utilizan para fabricar bloques?

La máquina que se utiliza es denominada Máquina Bloquera Prensadora Industrial del Tipo Pirámide.

¿Cuánto tiempo dura el ciclo de vibro compactado?

El ciclo de vibro compactado se demora 50 segundos.

¿Cuántos bloques producen por bacheada?

Por bacheada o salida de los bloques se producen 6, 7, 5 dependiendo de la medida que se esté fabricando los bloques 12, 10 y 15.

¿Cuánto cemento utilizan por bacheada?

Para los 160 bloques se utiliza 1 quintal de cemento.

¿Cuánto tiempo dura la jornada de trabajo?

La jornada de trabajo dura entre 8 horas de trabajo dependiendo de la demanda que se necesite satisfacer.

¿Cuántos bloques producen por hora?

En la fábrica se produce 160 bloques por hora cuando se elabora de la medida de 12, de la de 15 se produce 140, y de bloques macizos se producen 80 bloques por hora.

¿Qué materiales utilizan para la mezcla de bloques?

En la elaboración de bloques se utilizan materiales como son: cemento, chasqui, polvo, arena, cascajo, y agua. Además de aceite quemado para los moldes de madera.

¿Cuál es el desperdicio de bloques diario?

El desperdicio diario se considera que de cada 1000 bloques es un 2% de la producción diaria, que salen defectuosos o en mal compactados.

¿Cuál es su oferta mensual de bloques?

La oferta de la fábrica esta alrededor de 6500 bloques macizos, 5200 bloques perforados de 10, perforados de 20 unos 8500 y perforados de 15 unos 5500.

¿Satisface la demanda de sus clientes?

En ocasiones si se satisface la demanda de los mismos, en otras no debido a que no se pueden producir lo que los clientes requieren.

Los clientes a fin de satisfacer su demanda busca otras fábrica de bloques que le puedan proveer la cantidad necesaria, o compran parte en una y lo demás en otras.

¿Cuál es el precio de venta del bloque de pómez?

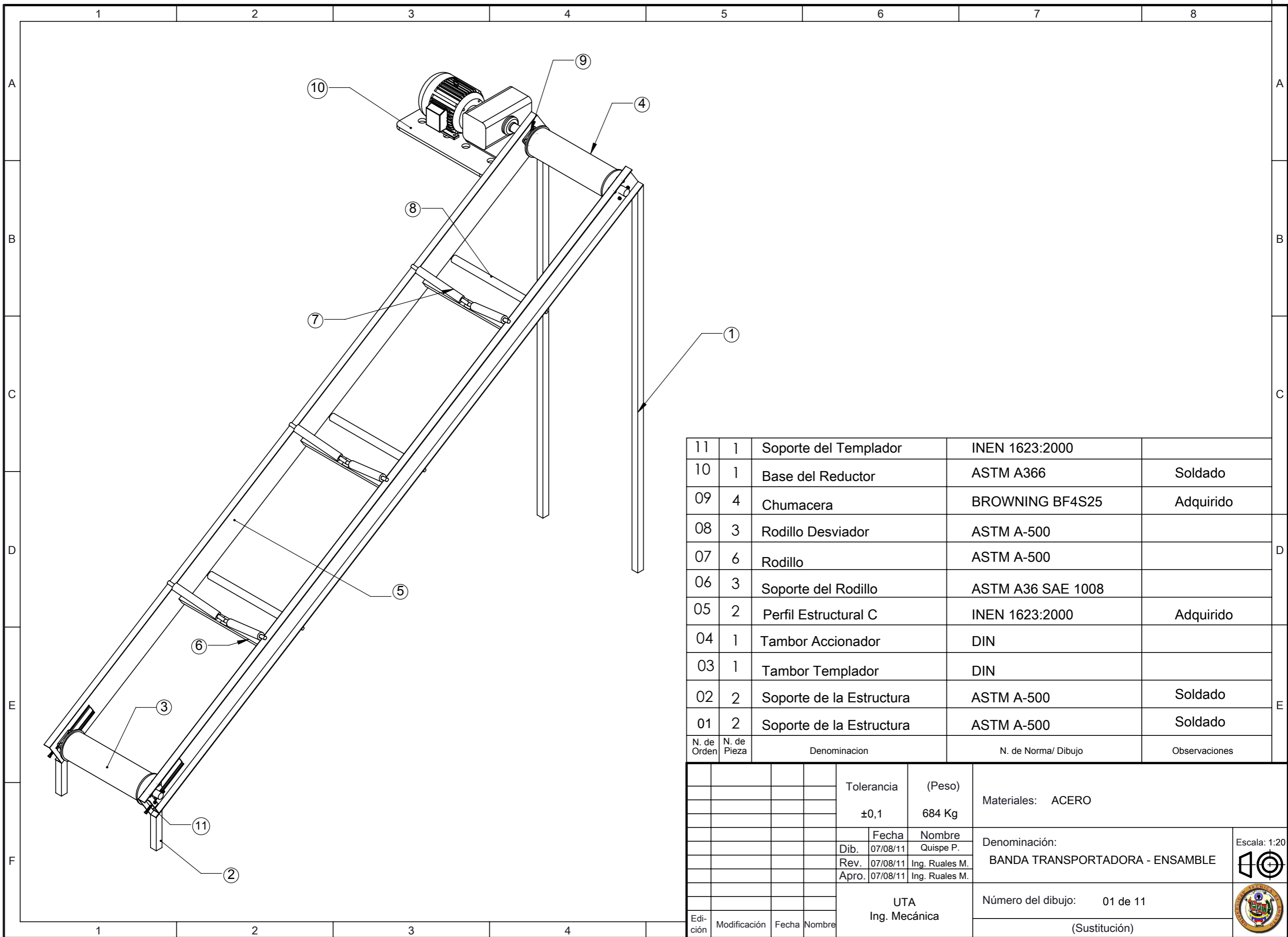
Tipo de bloque	Precio de Venta
Macizo de 12*20*40 cm	0.24 usd
Perforado 10*20*40 cm	0.20 usd
Perforado 12*20*40 cm	0.22 usd
Perforado 15*20*40 cm	0.25 usd

(Fuente: Egdo. Paul Quispe)

PLANOS

BANDA

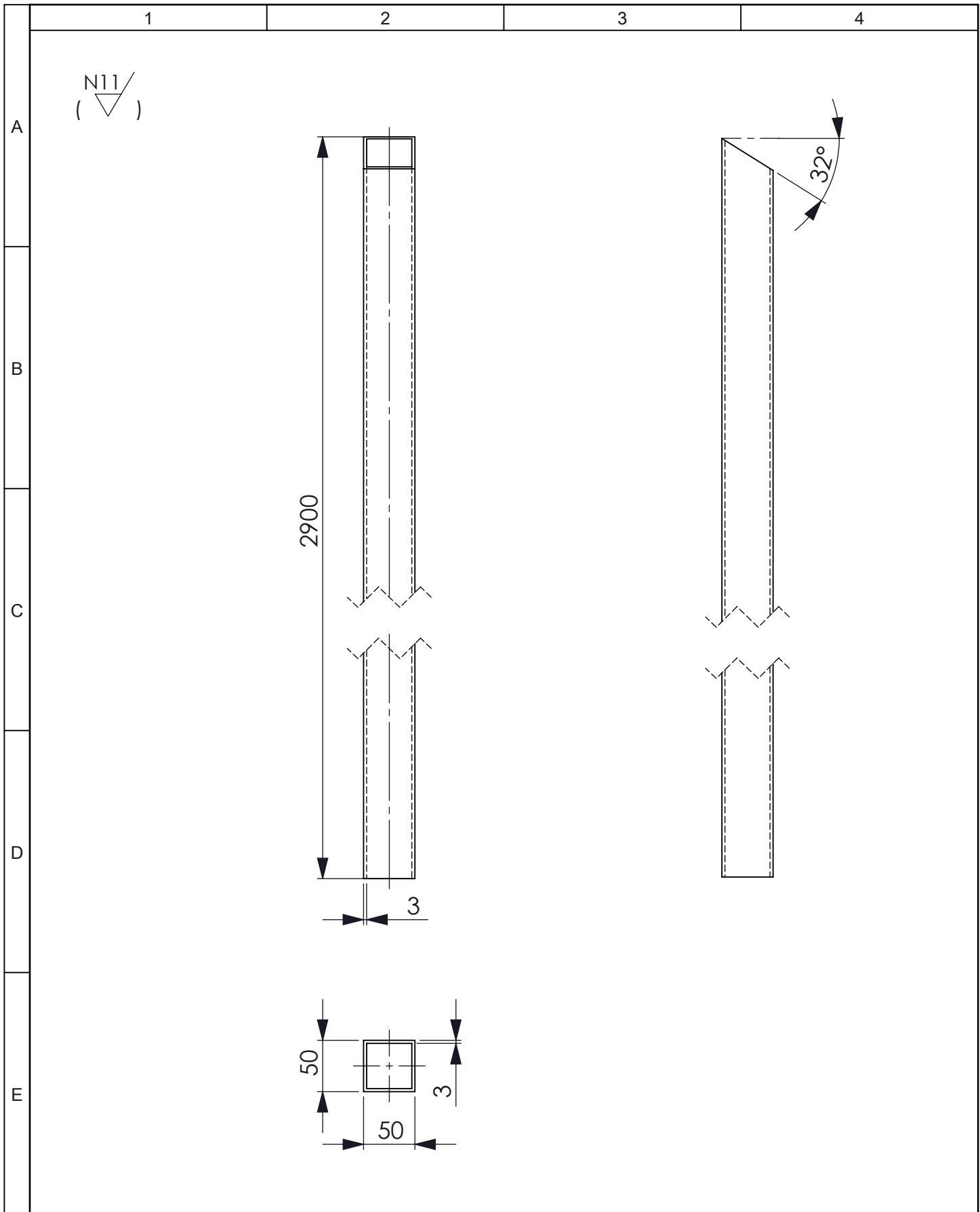
TRANSPORTADORA



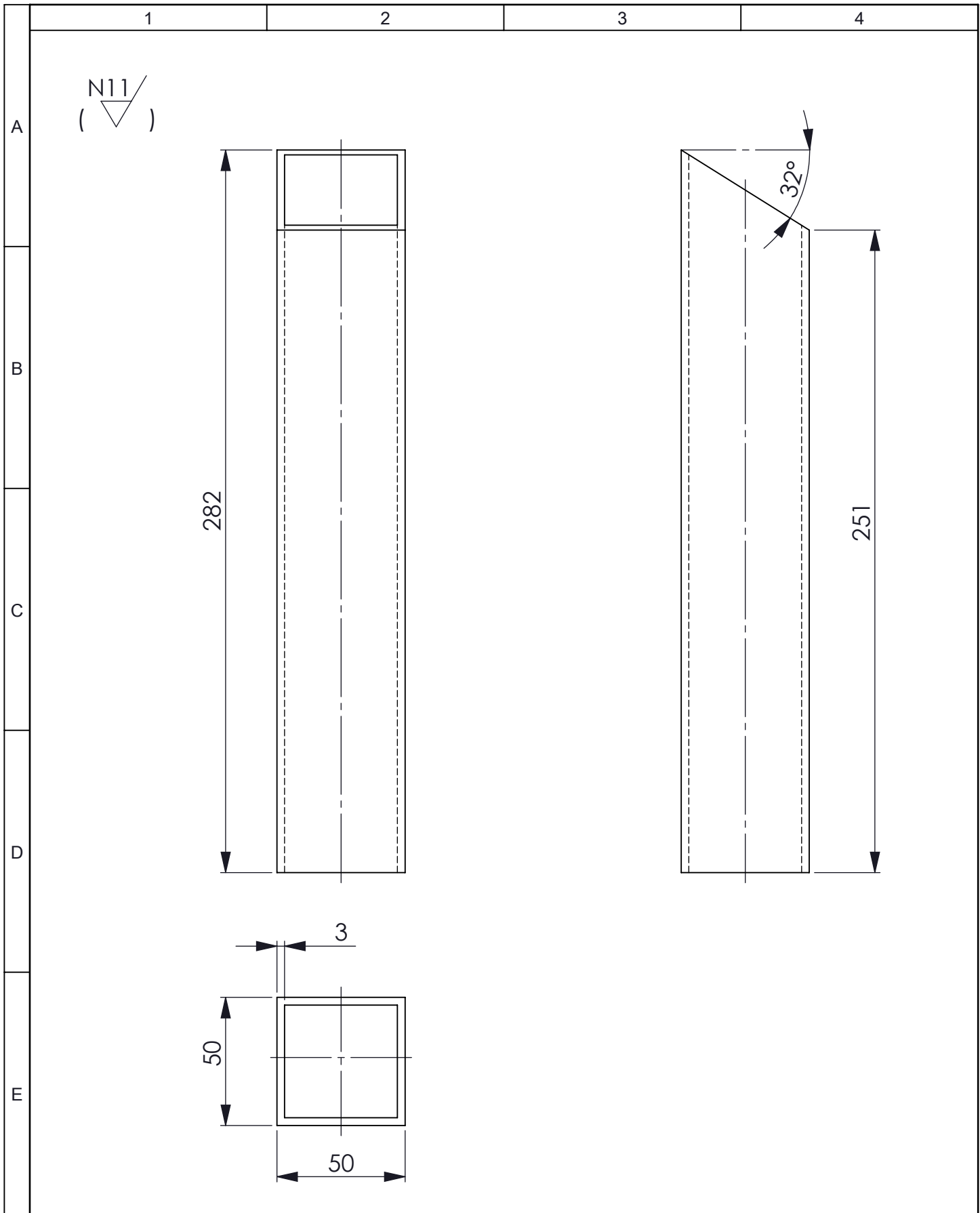
11	1	Soporte del Templador	INEN 1623:2000	
10	1	Base del Reductor	ASTM A366	Soldado
09	4	Chumacera	BROWNING BF4S25	Adquirido
08	3	Rodillo Desviador	ASTM A-500	
07	6	Rodillo	ASTM A-500	
06	3	Soporte del Rodillo	ASTM A36 SAE 1008	
05	2	Perfil Estructural C	INEN 1623:2000	Adquirido
04	1	Tambor Accionador	DIN	
03	1	Tambor Templador	DIN	
02	2	Soporte de la Estructura	ASTM A-500	Soldado
01	2	Soporte de la Estructura	ASTM A-500	Soldado
N. de Orden	N. de Pieza	Denominacion	N. de Norma/ Dibujo	Observaciones

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO
				±0,1	684 Kg	
				Fecha	Nombre	Denominación: BANDA TRANSPORTADORA - ENSAMBLE
				Dib. 07/08/11	Quispe P.	
				Rev. 07/08/11	Ing. Ruales M.	
				Apro. 07/08/11	Ing. Ruales M.	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 01 de 11
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)





				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	ACERO ASTM A36
				±1	14 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala: 1:5
				Dib. 07/08/11	Quispe P.		
				Rev. 07/08/11	Ing. M. Ruales		
				Apro. 07/08/11	Ing. M. Ruales	SOPORTE DE LA ESTRUCTURA	
				UTA Ing. Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A 36	
				±1	5 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: SOPORTE DE LA ESTRUCTURA	Escala: 1:2
			Dib.	07/08/11	Quispe P.		
			Rev.	07/08/11	Ing. M. Ruales		
			Apro.	07/08/11	Ing. M. Ruales		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 03 de 11	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

N9/
(∇)

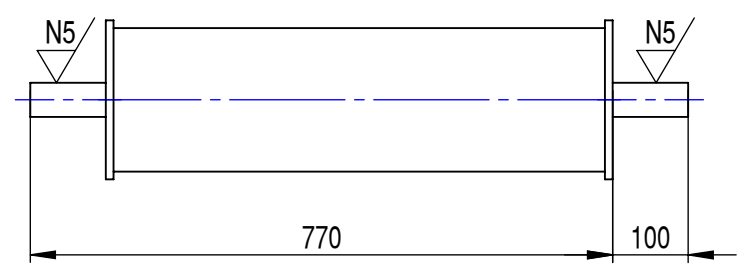
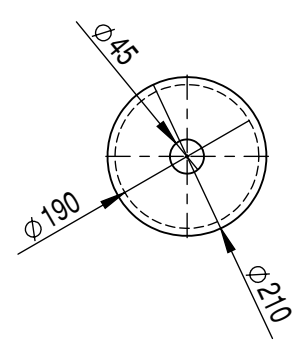
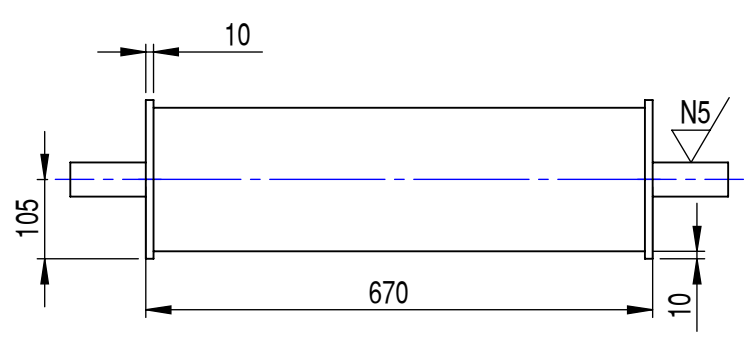
A

B

C

D

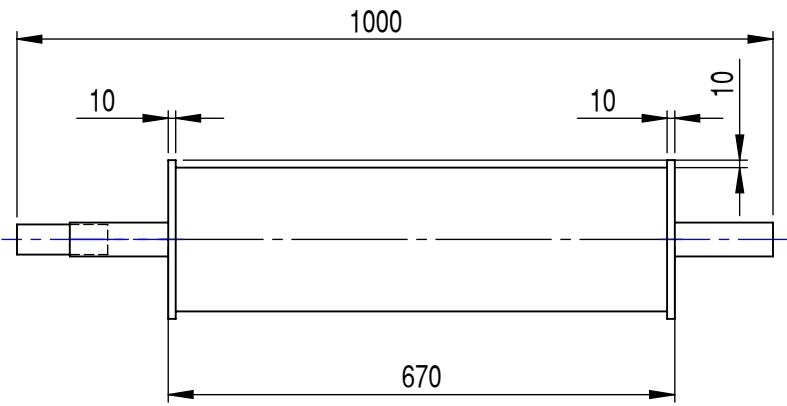
E



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO		Escala: 1:10
				±0,1	27 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación: TAMBOR TENSOR		
			Dib.	07/08/11	Quispe P.			
			Rev.	07/08/11	Ing. Ruales M.			
				Apro.	07/08/11	Ing. Ruales M.	Número del dibujo: 04 de 11	
				UTA Ing. Mecánica		(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					

N9
(∇)

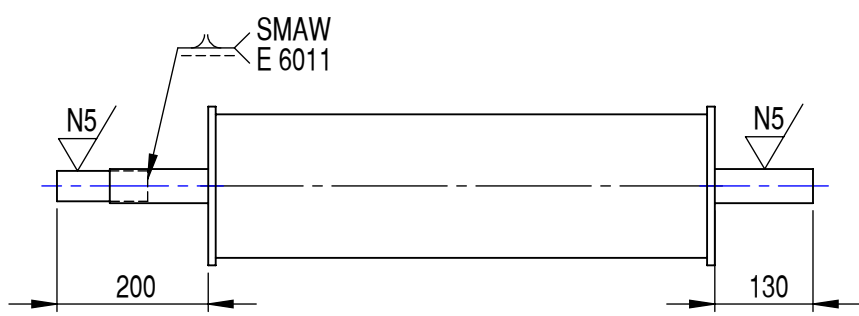
A



B

C

D



E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO AISI 1018	Escala: 1:10
				±0,1	27 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: TAMBOR ACCIONADOR	
			Dib.	07/08/11	Quispe P.		
			Rev.	07/08/11	Ing. Ruales M.		
			Apro.	07/08/11	Ing. Ruales M.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 05 de 11	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

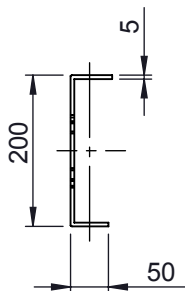
2

3

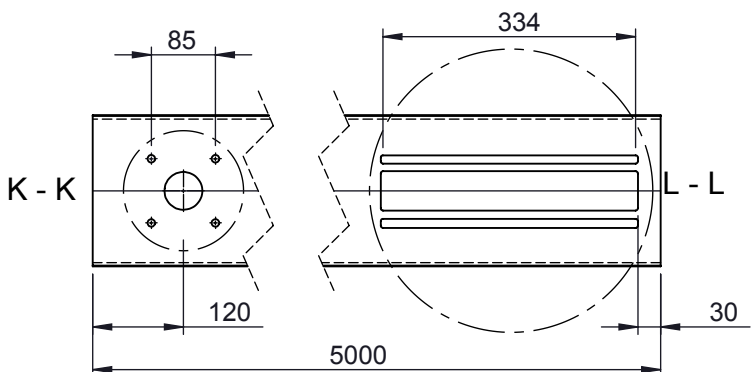
4

A

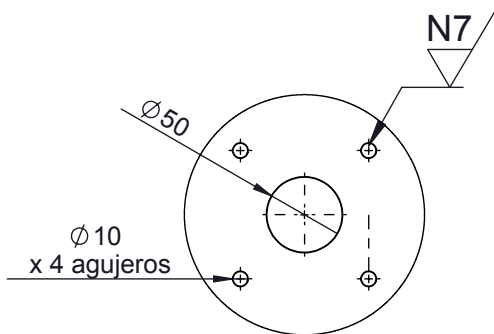
(N11 / )



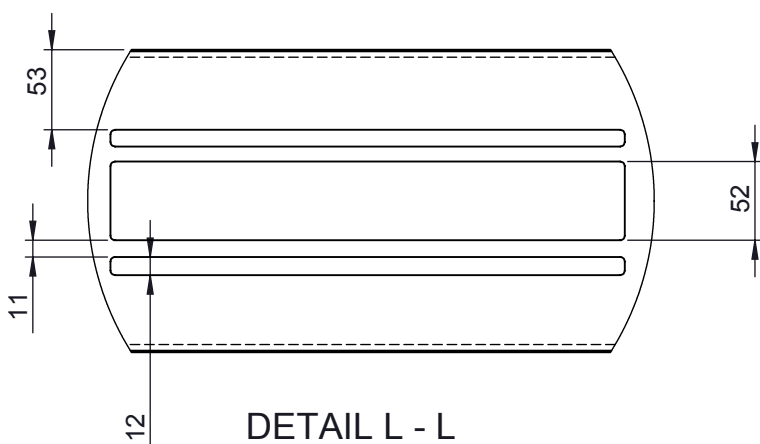
B



C



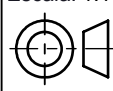

DETALLE K - K
SCALE 1:5

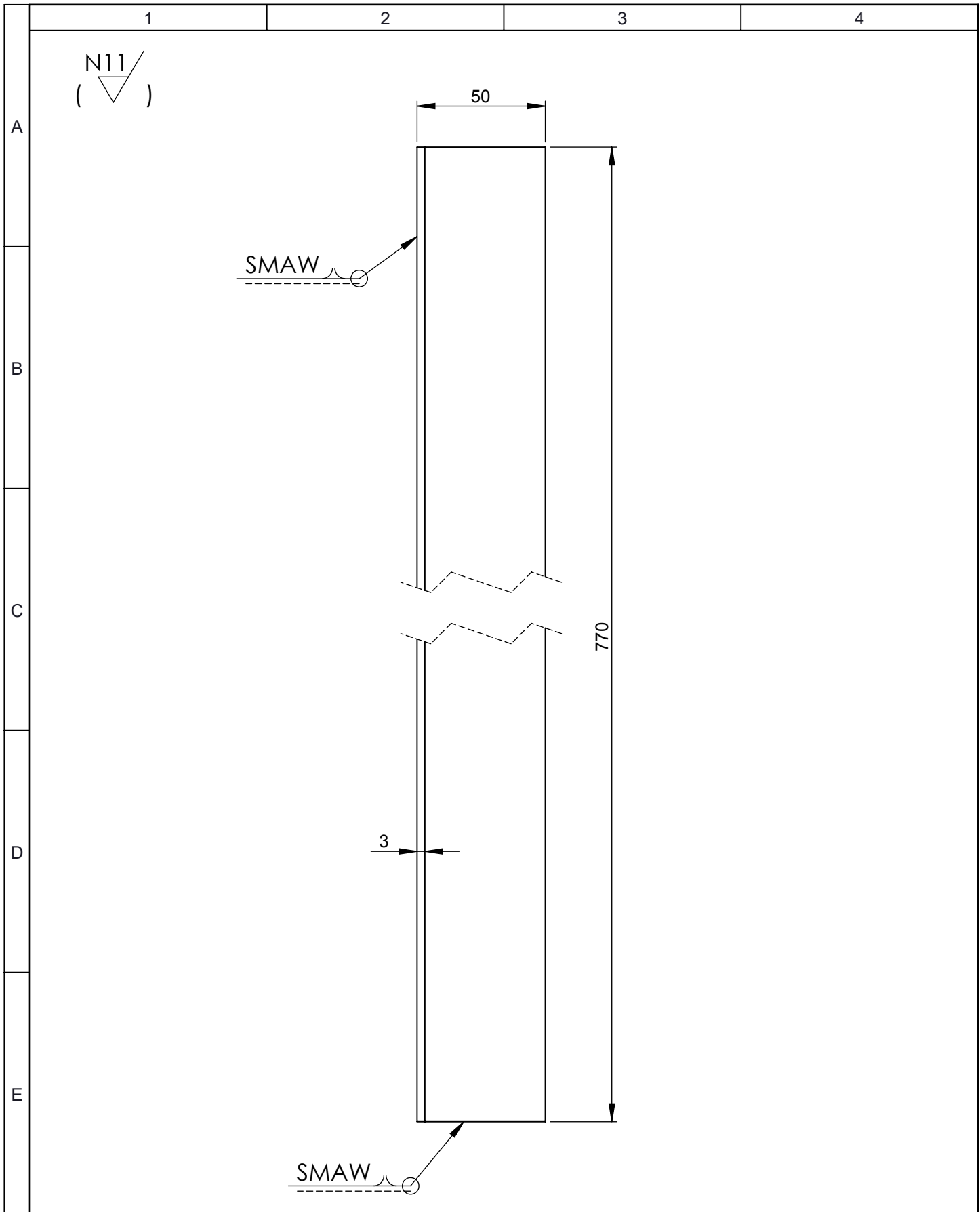


DETAIL L - L
SCALE 1 : 5

D

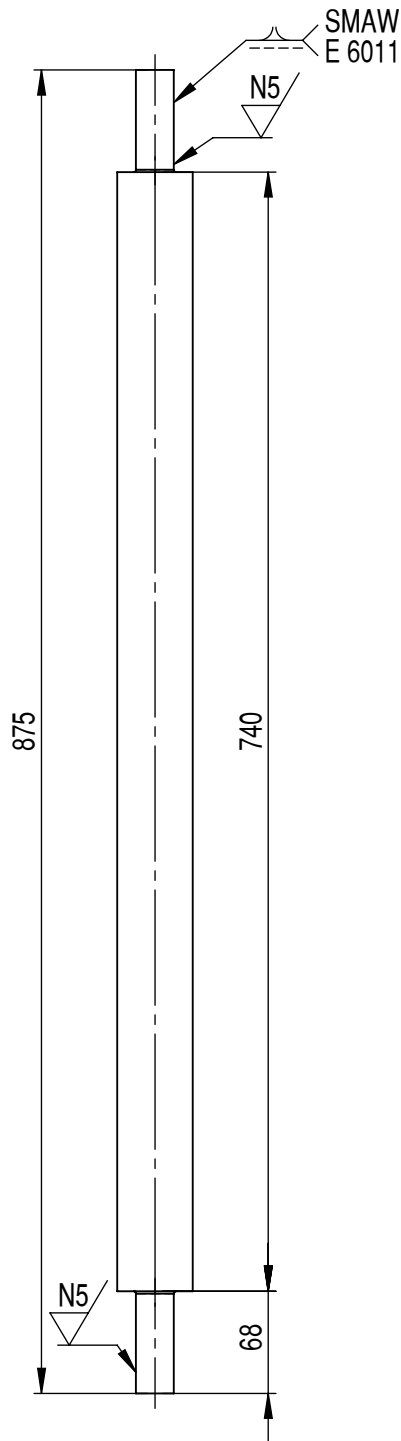
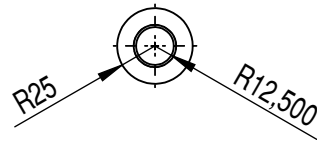
E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A36	Escala: 1:10
				±1	57 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: PERFIL C	
			Dib.	07/08/11	Quispe P.		
			Rev.	07/08/11	Ing. M. Ruales		
			Apro.	07/08/11	Ing. M. Ruales	Número del dibujo: 06 de 11	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica			



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36	Escala: 1:1
				±1	1.4 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: SOPORTE DEL RODILLO	
				Dib. 07/08/11	Quispe P.		
				Rev. 07/08/11	Ing. M. Ruales		
				Apro. 07/08/11	Ing. M. Ruales	Número del dibujo: 07 de 11	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica			

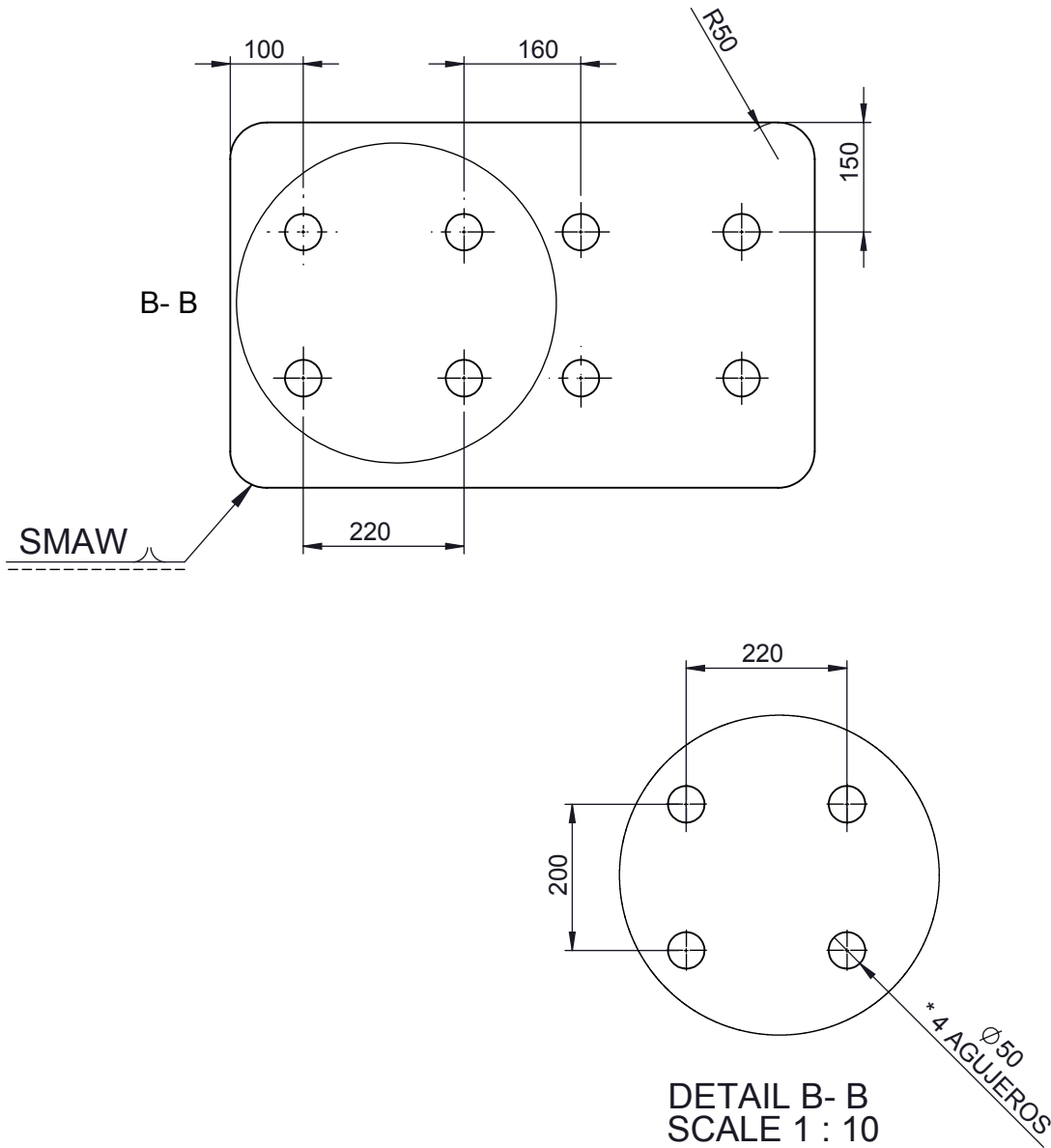
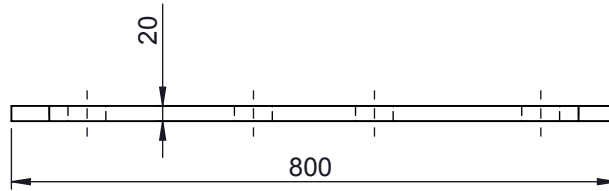
N9
(∇)



A
B
C
D
E

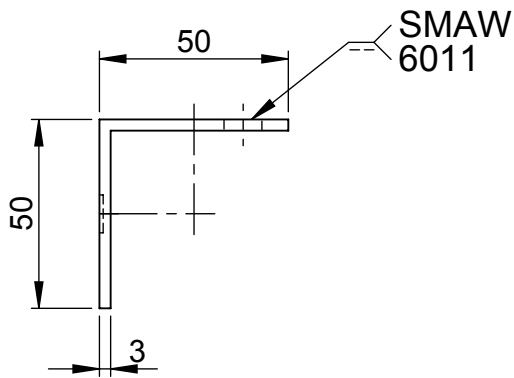
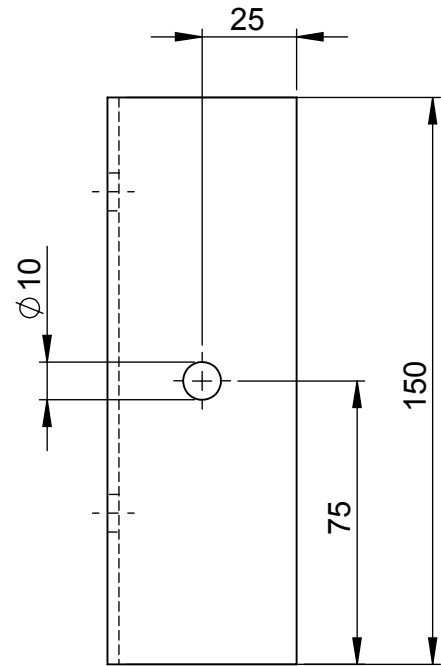
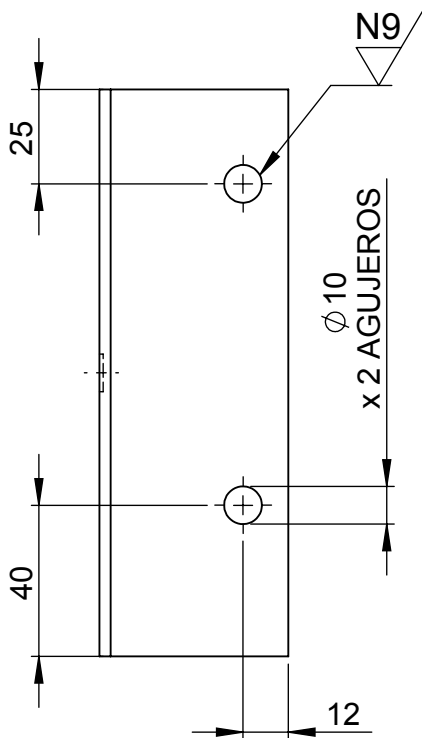
				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO AISI 1018	
				$\pm 0,5$	5.10 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: RODILLOS DESVIADORES	Escala: 1:5
			Dib.	07/08/11	Quispe P.		
			Rev.	07/08/11	Ing. Ruales M.		
				Apro.	07/08/11	Ing. Ruales M.	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 09 de 11	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

N9
(∇)



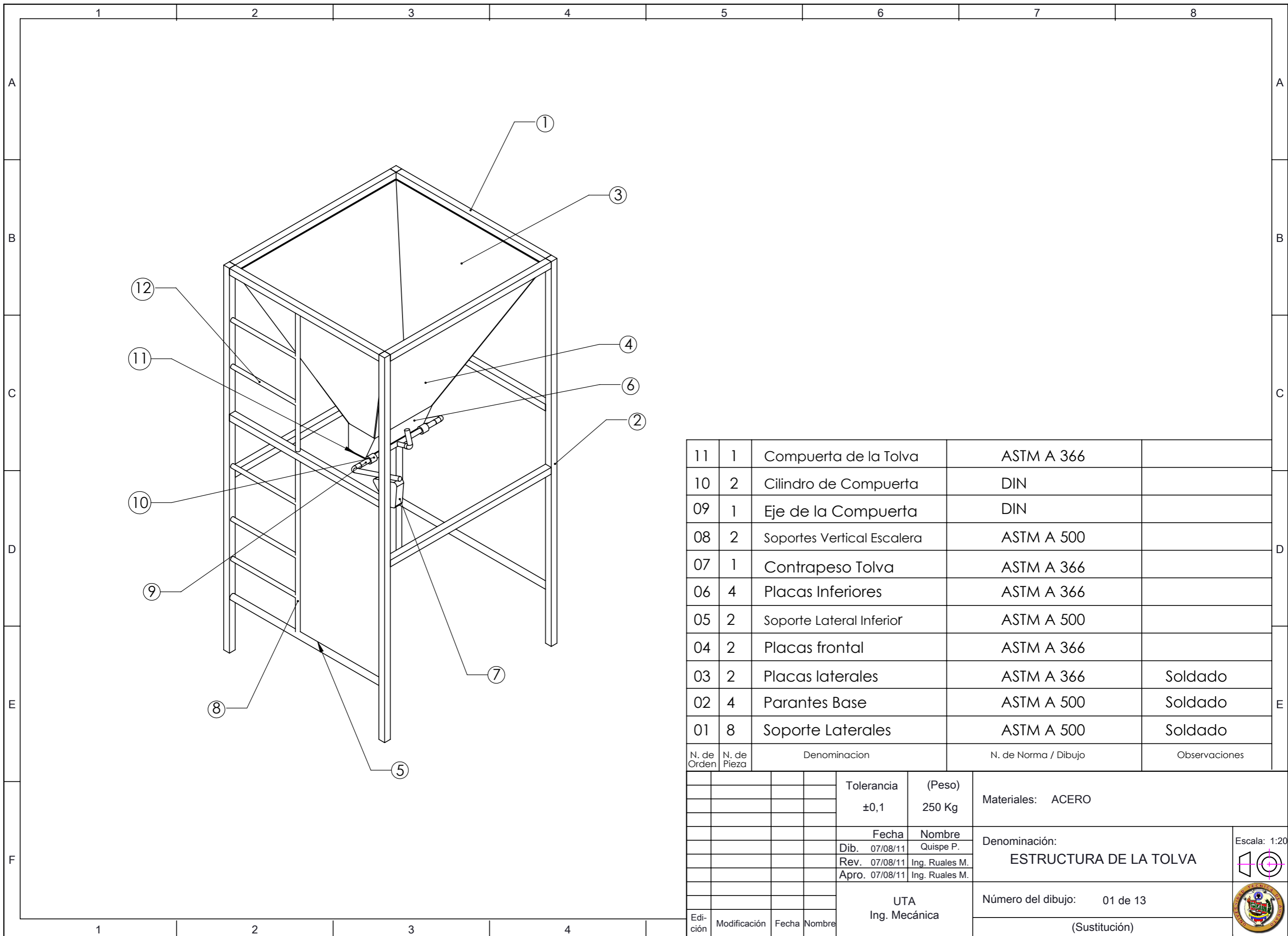
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	ACERO ASTM A36	Escala: 1:10
				±1	2.8 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación:	BASE DEL REDUCTOR	
				Dib. 07/08/11	Quispe P.			
				Rev. 07/08/11	Ing. M. Ruales			
				Apro. 07/08/11	Ing. M. Ruales	Número del dibujo:	10 de 11	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica				

(N11 /
▽)



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A 36	Escala: 1:2
				±1	1.4 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: SOPORTE DEL TEMPLADOR	
			Dib.	07/08/11	Quispe P.		
			Rev.	07/08/11	Ing. M. Ruales		
				Apro.	07/08/11	Ing. M. Ruales	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 11 de 11	
						(Sustitución)	

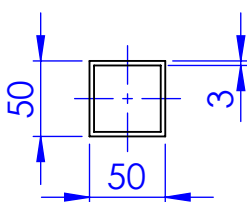
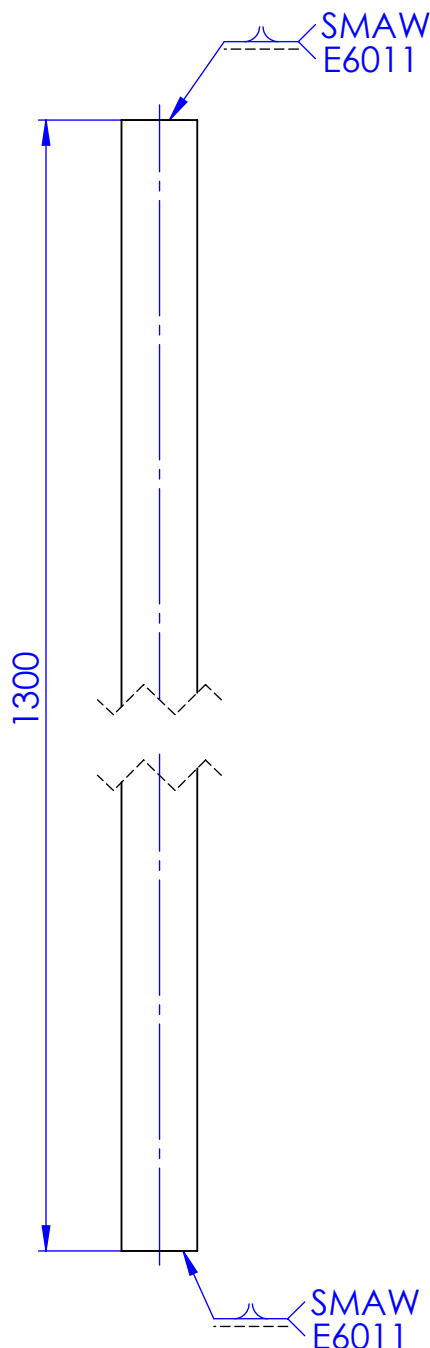
TOLVA DE ALMACENAMIENTO



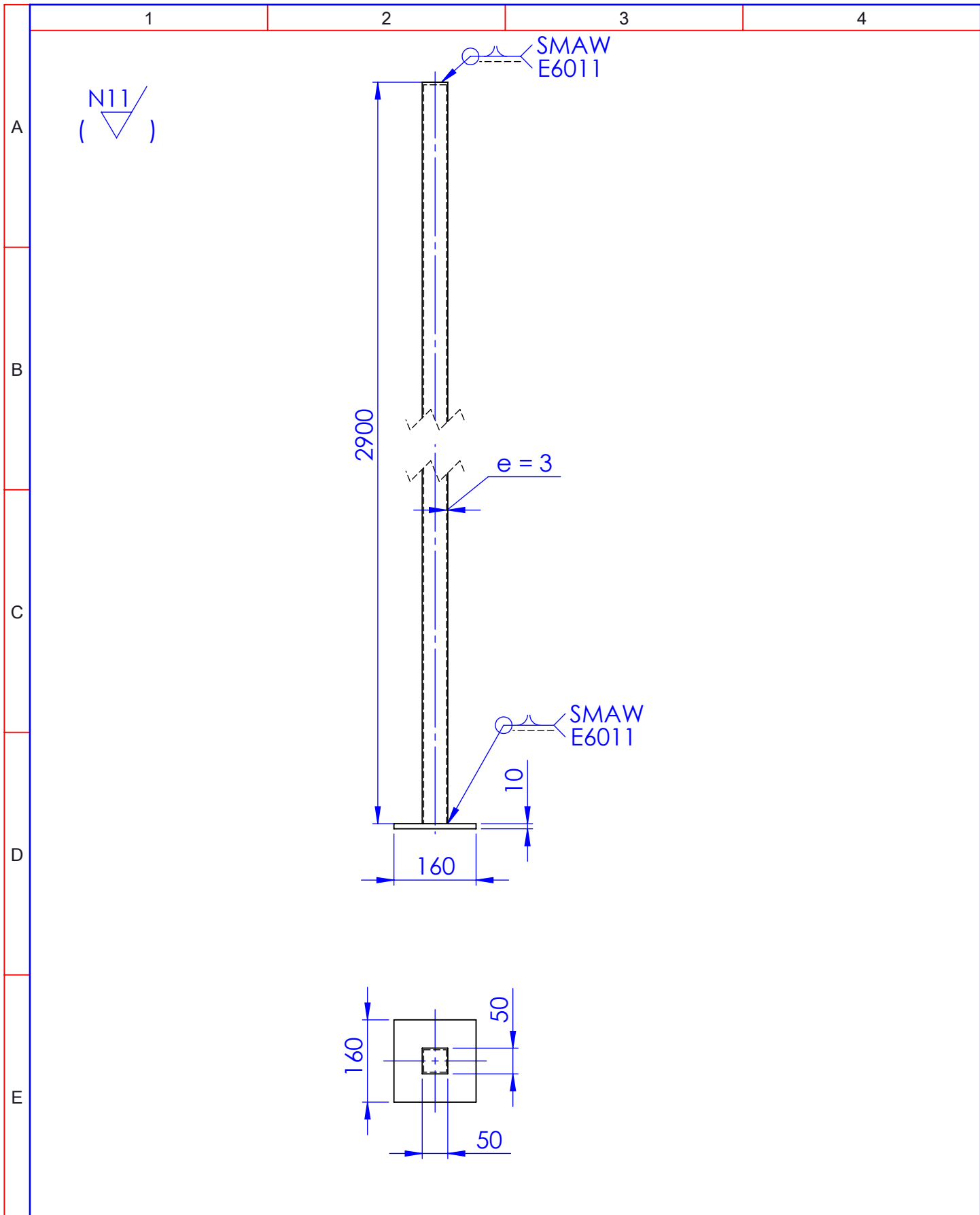
11	1	Compuerta de la Tolva	ASTM A 366	
10	2	Cilindro de Compuerta	DIN	
09	1	Eje de la Compuerta	DIN	
08	2	Soportes Vertical Escalera	ASTM A 500	
07	1	Contrapeso Tolva	ASTM A 366	
06	4	Placas Inferiores	ASTM A 366	
05	2	Soporte Lateral Inferior	ASTM A 500	
04	2	Placas frontal	ASTM A 366	
03	2	Placas laterales	ASTM A 366	Soldado
02	4	Parantes Base	ASTM A 500	Soldado
01	8	Soporte Laterales	ASTM A 500	Soldado
N. de Orden	N. de Pieza	Denominación	N. de Norma / Dibujo	Observaciones

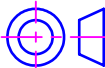

				Tolerancia ±0,1	(Peso) 250 Kg	Materiales: ACERO	
				Fecha Dib. 07/08/11	Nombre Quispe P.	Denominación: ESTRUCTURA DE LA TOLVA	
				Rev. 07/08/11	Ing. Ruales M.		
				Apro. 07/08/11	Ing. Ruales M.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 01 de 13	Escala: 1:20
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

N11
(∇)



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A 36	Escala: 1:1
				$\pm 0,1$	10 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: SOPORTE DE LA ESTRUCTURA	
				Dib. 07/08/11	Quispe P.		
				Rev. 07/08/11	Ing. M. Ruales		
				Apro. 07/08/11	Ing. M. Ruales	Número del dibujo: 02 de 13	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica			



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A 36 - TUBO CUADRADO	Escala: 1:10
				$\pm 0,1$	12 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: PARANTES BASE	
			Dib.	07/08/11	Quispe P.		
			Rev.	07/08/11	Ing. M. Ruales		
			Apro.	07/08/11	Ing. M. Ruales	Número del dibujo: 03 de 13	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica			

1

2

3

4

A

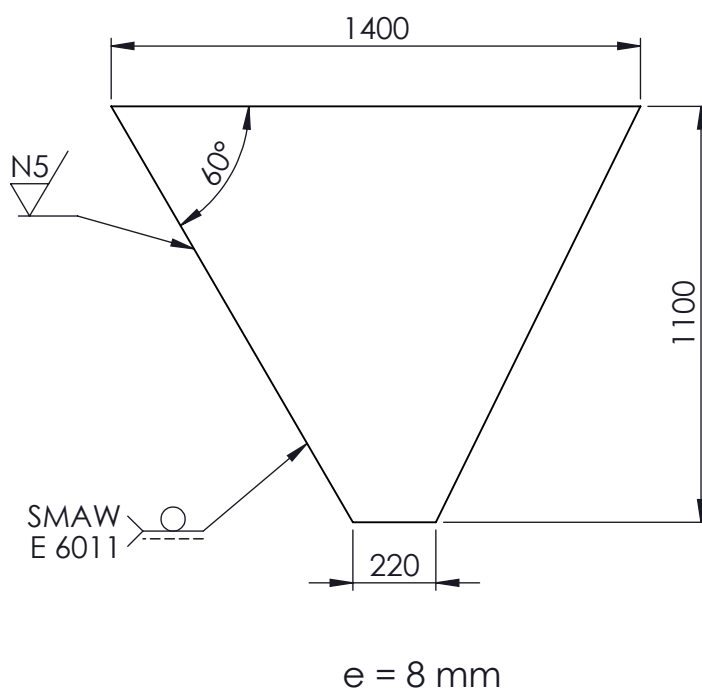
N11/
(▽)

B

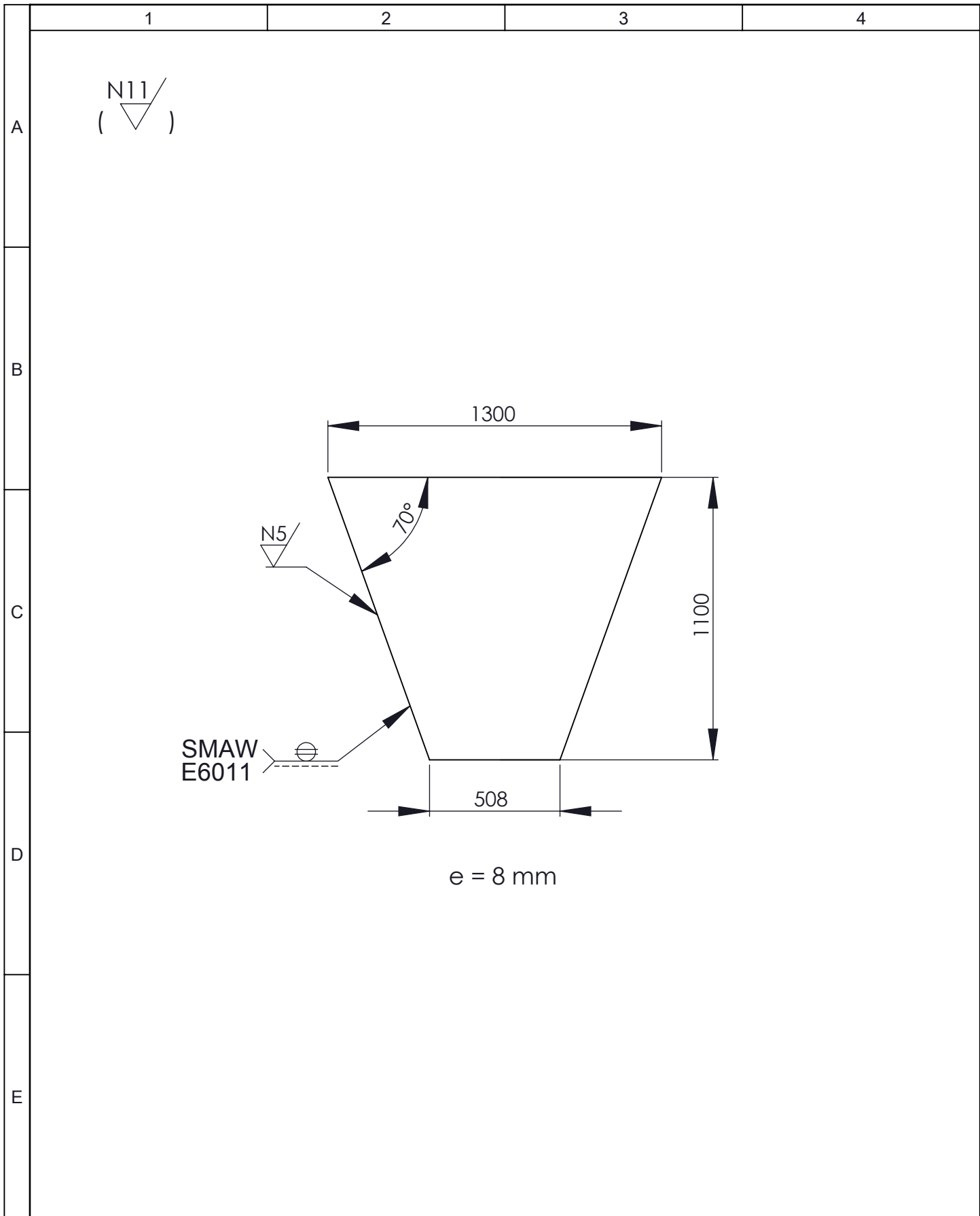
C

D

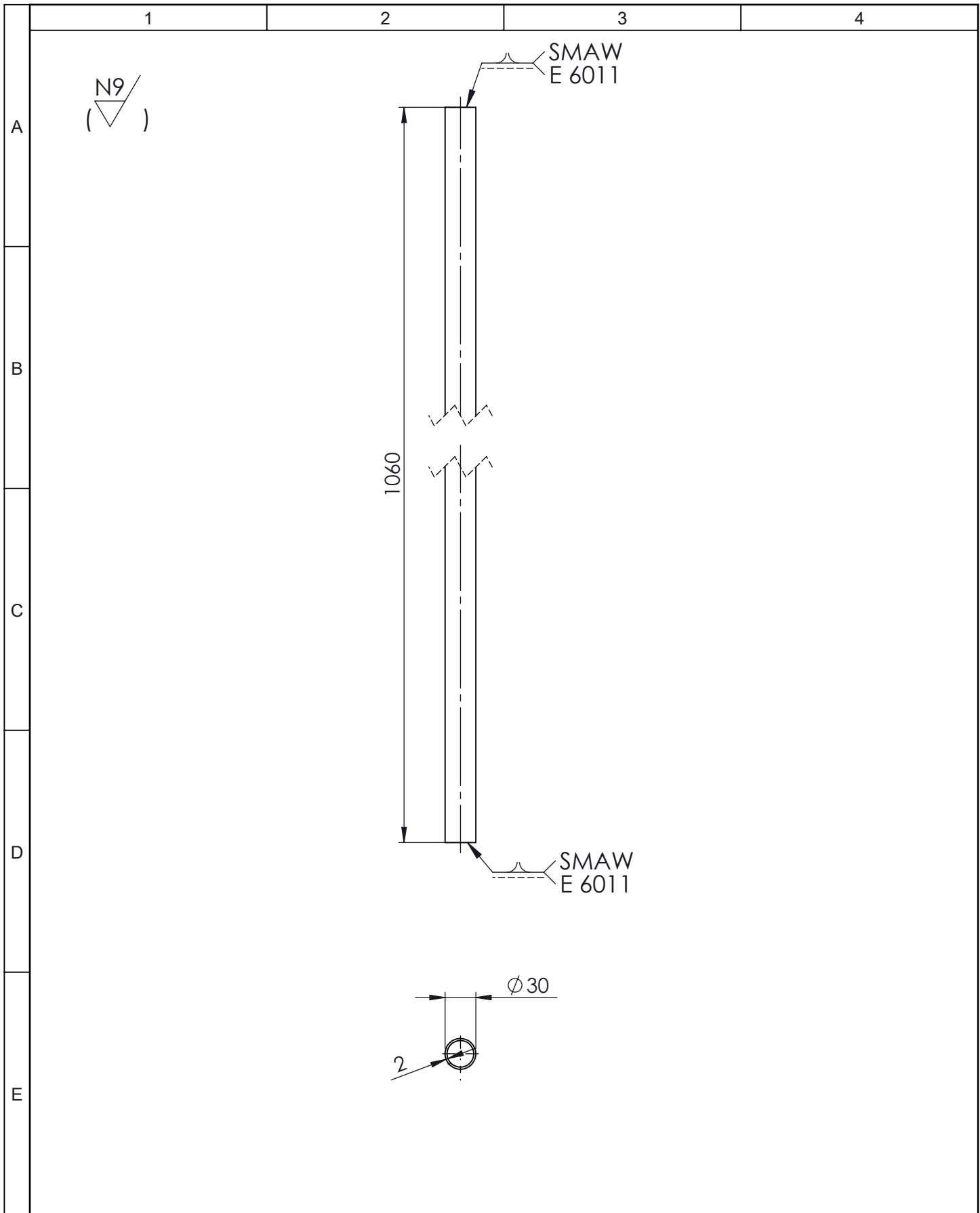
E



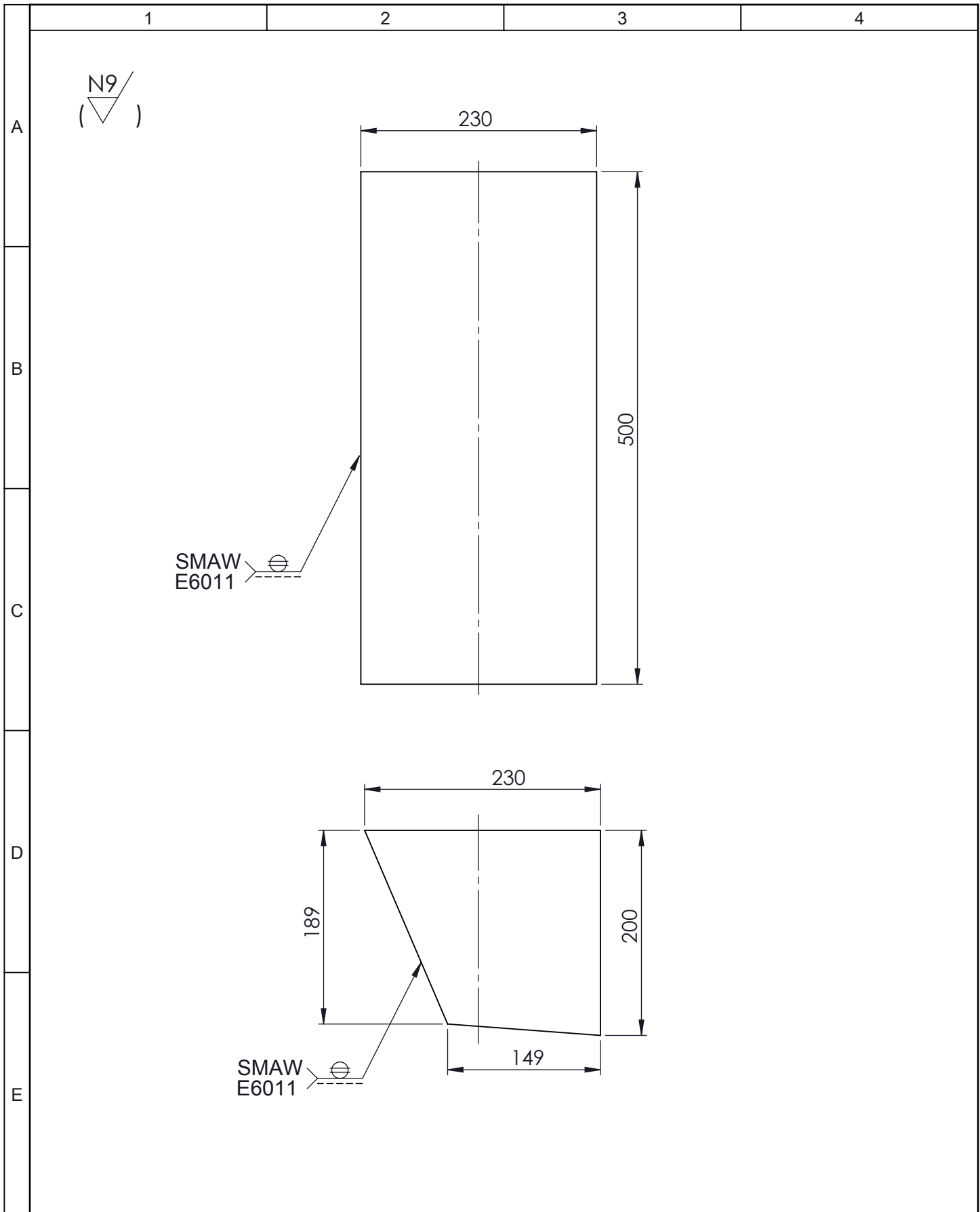
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±1	7.9 Kg	ACERO ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala: 1:20
				Dib. 07/08/11	Quispe P.		
				Rev. 07/08/11	Ing. M. Ruales		
				Apro. 07/08/11	Ing. M. Ruales	PLACA LATERAL	
				UTA Ing. Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



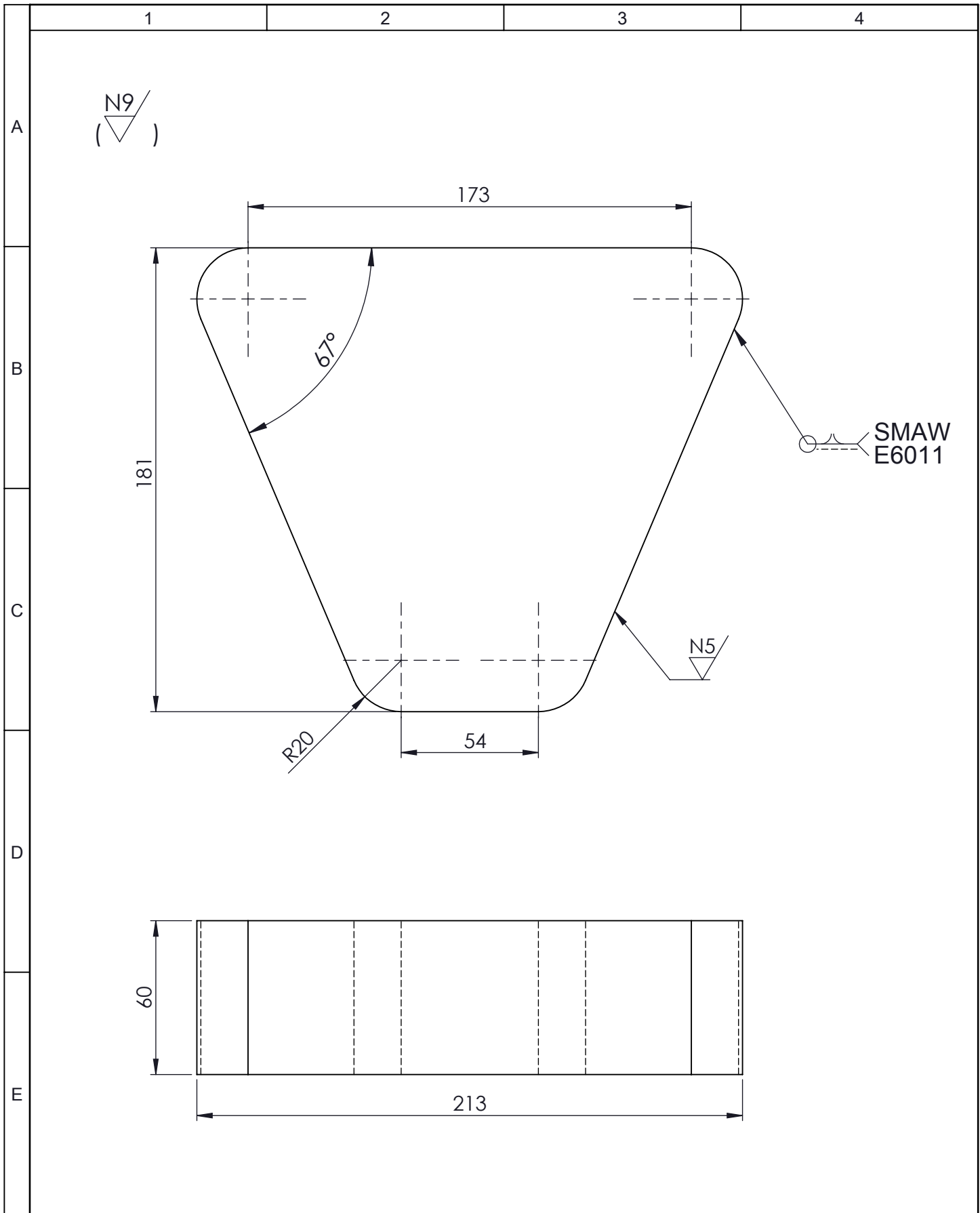
					Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A36		Escala: 1:20
					±1	7.9 Kg			
					Fecha	Nombre	Denominación: PLACA FRONTAL		
				Dib.	07/08/11	Quispe P.			
				Rev.	07/08/11	Ing. M. Ruales			
					Apro.	07/08/11	Ing. M. Ruales	Número del dibujo: 05 de 13 (Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica					



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	4.5 Kg	TUBO ESTRUCTURAL A 36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala: 1:5
			Dib.	07/08/11	Quispe P.		
			Rev.	07/08/11	Ing. M. Ruales		
				Apro.	07/08/11	Ing. M. Ruales	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 06 de 13	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



					Tolerancia ± 1	(Peso) 5 Kg	Materiales: ACERO ASTM A 36		
					Fecha	Nombre	Denominación: PLACAS INFERIORES DE LA TOLVA		Escala: 1:5
				Dib.	07/08/11	Quispe P.			
				Rev.	07/08/11	Ing. M. Ruales			
					Apro.	07/08/11	Ing. M. Ruales		
					UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 07 de 13		
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)			



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±1	13.4 Kg	ACERO ASTM A 36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala: 1:2
			Dib.	07/08/11	Quispe P.		
			Rev.	07/08/11	Ing. M. Ruales		
				Apro.	07/08/11	Ing. M. Ruales	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 08 de 13	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

3

4

A

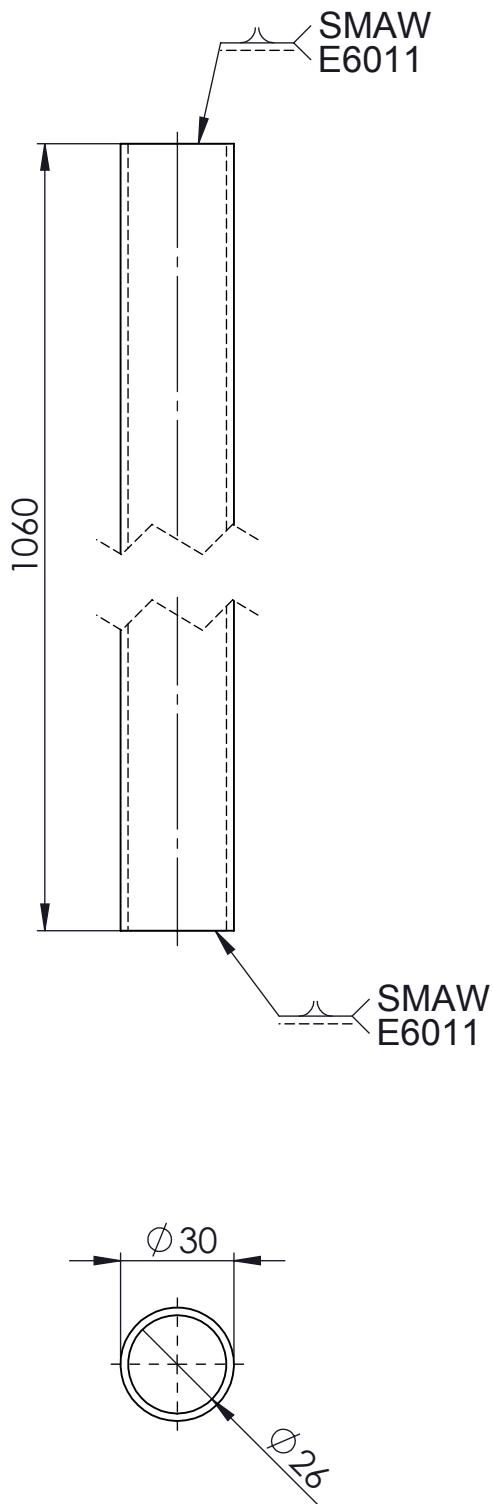
N9
(▽)

B

C

D

E



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36	
				±1	2.3 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: SOPORTE VERTICAL DE LA ESCALERA	Escala: 1:2
			Dib.	07/08/11	Quispe P.		
			Rev.	07/08/11	Ing. M. Ruales		
				Apro.	07/08/11	Ing. M. Ruales	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo:	09 de 13
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

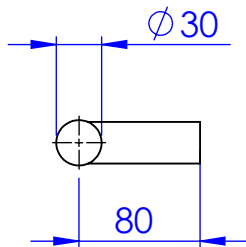
2

3

4

A

N9
(▽)

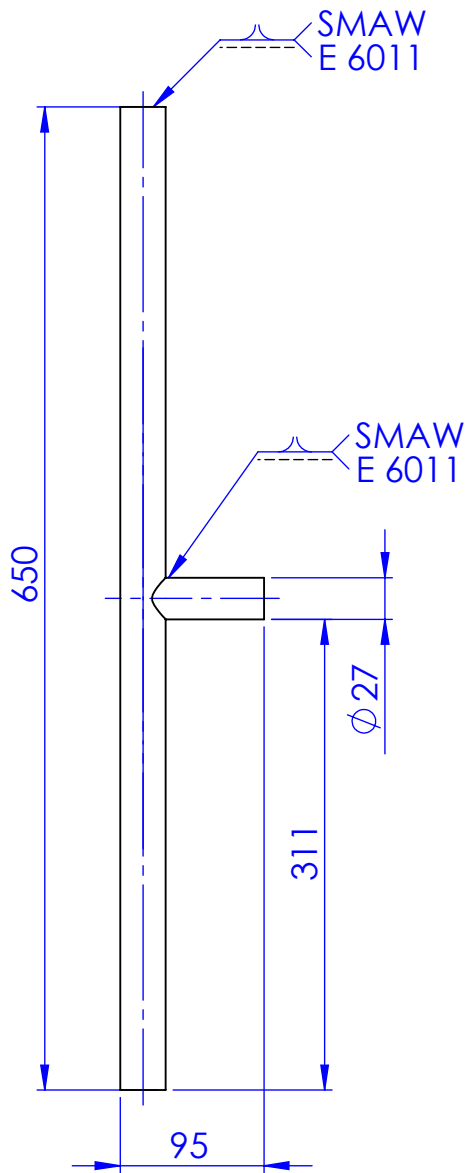


B

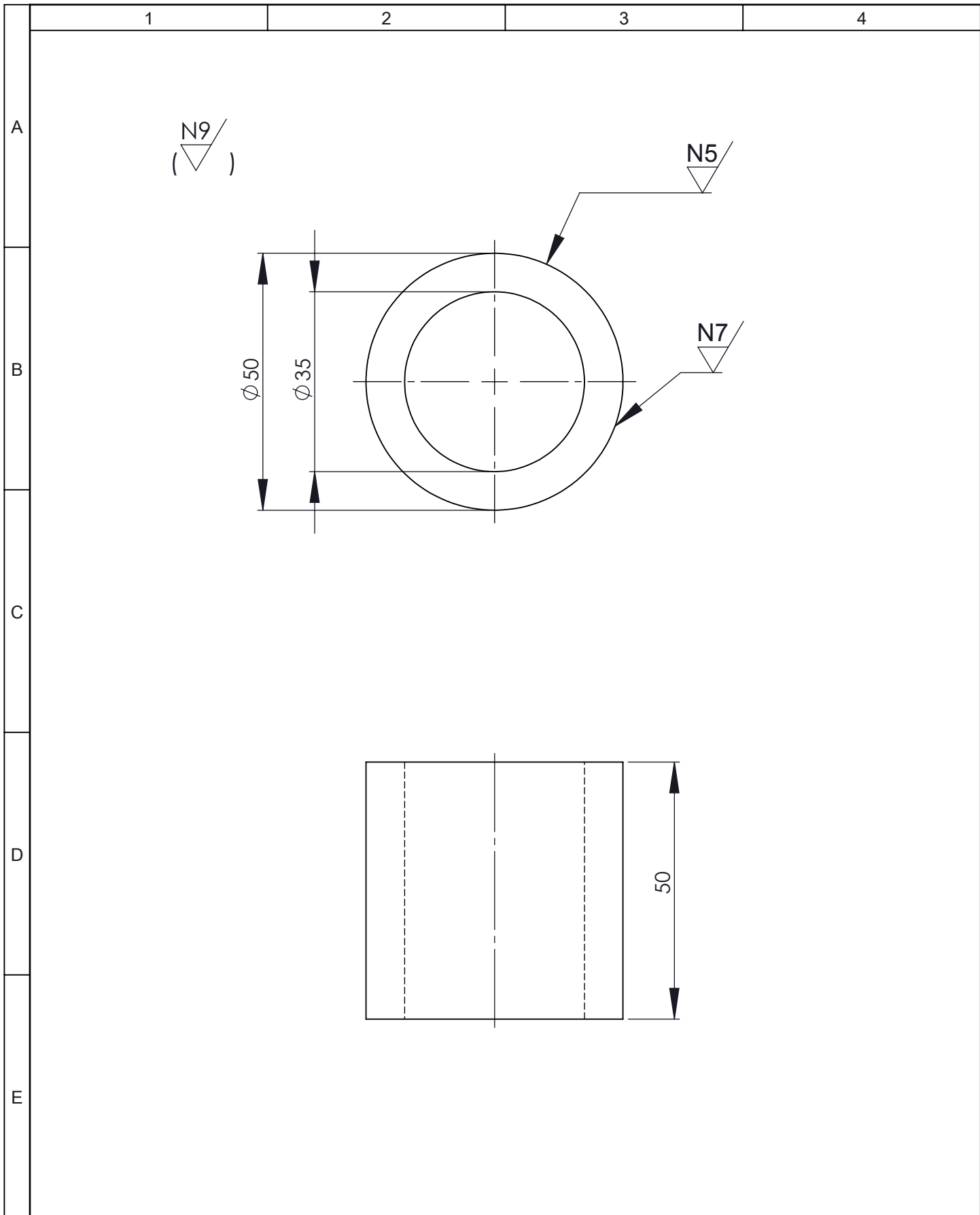
C


D

E

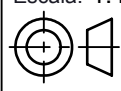


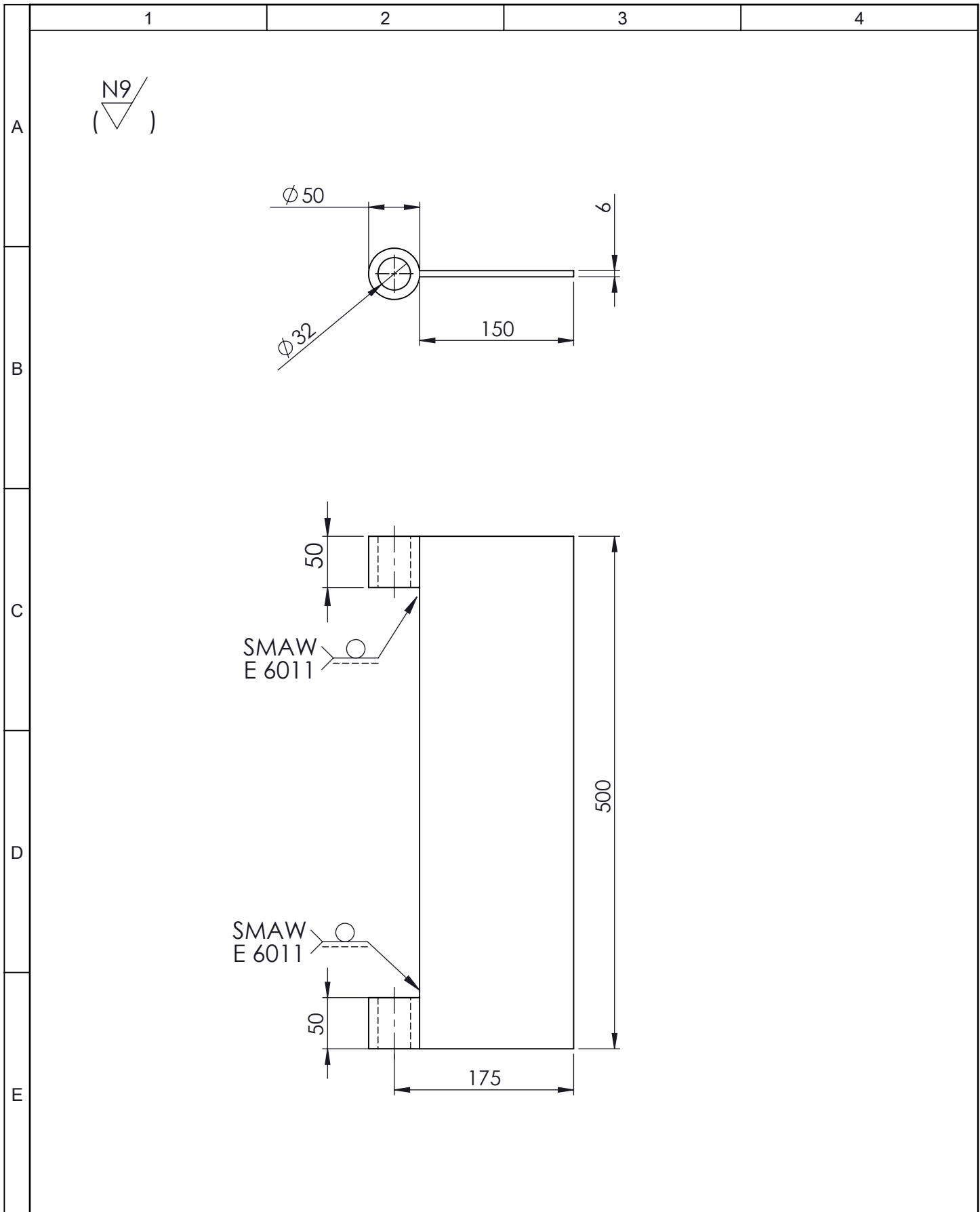
				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO AISI 1018	Escala: 1:5
				$\pm 0,1$	4.6Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: EJE DE LA COMPUERTA	
				Dib. 07/08/11	Quispe P.		
				Rev. 07/08/11	Ing. M. Ruales		
				Apro. 07/08/11	Ing. M. Ruales	Número del dibujo: 10 de 13	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica			



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				± 1	0.5 Kg	ACERO ASTM A 36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala: 1:1
				Dib. 07/08/11	Quispe P.		
				Rev. 07/08/11	Ing. M. Ruales		
				Apro. 07/08/11	Ing. M. Ruales	Número del dibujo: 11 de 13	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica			

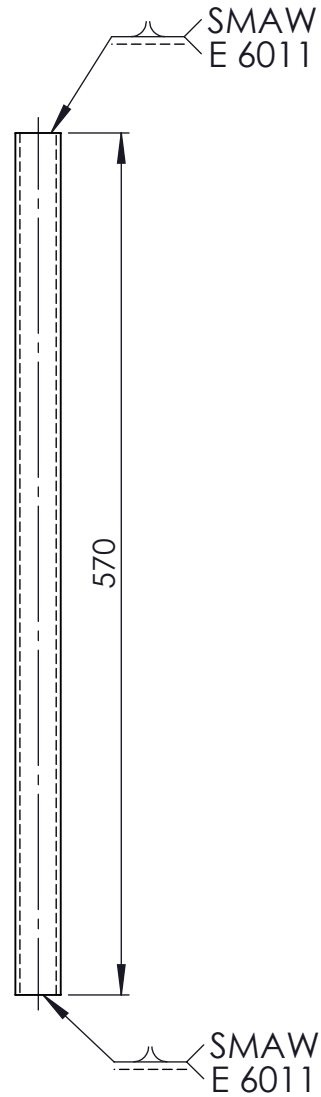
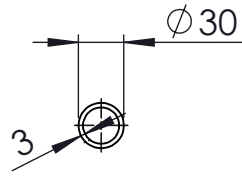
CILINDRO DE LA COMPUERTA





				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A36		Escala: 1:5
				±1	5.8 Kg			
				Fecha	Nombre	Denominación: COMPUERTA DE LA TOLVA		
				Dib. 07/08/11	Quispe P.			
				Rev. 07/08/11	Ing. M. Ruales			
				Apro. 07/08/11	Ing. M. Ruales			
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 12 de 13		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		

N9
(∇)



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ESTRUCTURAL ASTM A 36	
				±1	3.2 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: SOPORTE PARA ESCALERAS	Escala: 1:5
			Dib.	07/08/11	Quispe P.		
			Rev.	07/08/11	Ing. M. Ruales		
				Apro.	07/08/11	Ing. M. Ruales	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 13 de 13	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	