



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**SEMINARIO DE GRADUACIÓN 2010, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**“ESTUDIO DE UN SISTEMA DE ENERGÍA RENOVABLE PARA LA
PRODUCCIÓN DE BIOGÁS A PARTIR DE EXCRETAS DE GANADO
PORCINO PARA DISMINUIR EL CONSUMO DE GAS DOMÉSTICO EN
LA HACIENDA “EL MÁRQUEZ” DEL SECTOR DE CUNCHIBAMBA
DE LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA”**

AUTOR:

FRANCISCO XAVIER JARA SALAZAR

TUTOR:

Ing. ALEJANDRO MORETTA M

Ambato-Ecuador

2011

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de tutor del trabajo de investigación sobre el tema:

“ESTUDIO DE UN SISTEMA DE ENERGÍA RENOVABLE PARA LA PRODUCCIÓN DE BIOGÁS A PARTIR DE EXCRETAS DE GANADO PORCINO PARA DISMINUIR EL CONSUMO DE GAS DOMÉSTICO EN LA HACIENDA “EL MÁRQUEZ” DEL SECTOR DE CUNCHIBAMBA DE LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA”, del estudiante, FRANCISCO XAVIER JARA SALAZAR alumno de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, carrera de Ingeniería Mecánica, considero que dicho informe investigativo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la evaluación del jurado examinador designado por Consejo directivo.

Ambato, agosto del 2011

EL TUTOR

.....
Ing. ALEJANDRO MORETTA M.

AUTORÍA DEL TRABAJO DE GRADO

Yo, FRANCISCO XAVIER JARA SALAZAR con C.I: 180393785-1, declaro que el trabajo aquí descrito bajo el tema: “ESTUDIO DE UN SISTEMA DE ENERGÍA RENOVABLE PARA LA PRODUCCIÓN DE BIOGÁS A PARTIR DE EXCRETAS DE GANADO PORCINO PARA DISMINUIR EL CONSUMO DE GAS DOMÉSTICO EN LA HACIENDA “EL MÁRQUEZ” DEL SECTOR DE CUNCHIBAMBA DE LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA”es de mi autoría; que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

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

Ambato, agosto del 2011

EL AUTOR

.....
Egd. FRANCISCO XAVIER JARA SALAZAR

C.I. 180393785-1

DEDICATORIA

A Dios por haberme guiado, haberme colmado de bendiciones mi vida y permitido llegar hasta este momento de mi vida, donde el fruto del sacrificio y la constancia que promueve su palabra a llegado a alentarme cada día de mi vida, para no quedarme caído en la lucha de un objetivo planteado en mi vida y aunque a veces ha sido duro el camino, Dios ha puesto a mis padres como ayuda para levantar y buscar en ellos un consejo y el apoyo necesario para permitirme seguir avanzando en mis objetivos.

A mis queridos padres: Rosita y Francisco quienes han sido mi guía desde mis primeros pasos, y que me han enseñado mucho sobre la vida, me han alentado a superarme, luchar y no rendirme ante la adversidad muchas gracias padres por sus consejos.

A mis hermanos, tíos, primos y amigos que ha sido una gran ayuda en esos momentos difíciles de mi vida y que han servido como un gran apoyo para superarme.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por haberme permitido avanzar con mis estudios guiarme en mis pasos para poder alcanzar un objetivo más en mi vida, darme la salud, inteligencia y la vida para poder plasmar el desarrollo de este proyecto.

A mis padres, familiares y amigos que me brindaron todo su apoyo en esos momentos difíciles y supieron ayudarme.

Mi gratitud a la Universidad Técnica de Ambato, de forma muy especial a la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica por haberme abierto las puertas para formar parte de ella y desarrollarme como un profesional más.

A los Ingenieros: Alejandro Moretta, Edison Viera, Segundo Espín, Alex Mayorga, Jaime Molina con quienes fue posible iniciar y concluir esta investigación, gracias a su valiosa colaboración.

De igual manera a hacienda “El Márquez” por permitirme realizar ensayos para el desarrollo de la misma.

PÁGINAS PRELIMINARES

PÁGINA DE TITULO O PORTADA.....	I
PÁGINA DE APROBACIÓN DEL TUTOR	II
PÁGINA DE AUTORÍA DEL TRABAJO DE GRADO	III
PÁGINA DE APROBACIÓN DEL TRIBUNAL.....	IV
PÁGINA DE DEDICATORIA.....	V
PÁGINA DE AGRADECIMIENTO	VI
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO	VII
ÍNDIE CUADROS Y GRÁFICOS	VIII
RESUMEN EJECUTIVO	IX

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO

<u>CAPÍTULO I</u>	1
1. EL PROBLEMA	1
1.1. TEMA:.....	1
1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA:	1
1.2.1. CONTEXTUALIZACIÓN	2
1.2.2. ANÁLISIS CRÍTICO.....	5
1.2.3. PROGNOSIS	6
1.2.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	7
1.2.5. INTERROGANTES DEL PROBLEMA	7
1.2.6. DELIMITACIONES	7
1.3. JUSTIFICACIÓN	8
1.4. OBJETIVOS	9
1.4.1. OBJETIVO GENERAL:	9
1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:	9
<u>CAPÍTULO II</u>	10
2. MARCO TEÓRICO	10
2.1. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS:	10
2.2. FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA:	12
2.2.1. ENERGÍAS RENOVABLES EN EL ECUADOR	13
2.2.2. ENERGÍA RENOVABLE TIPOS Y SUS VENTAJAS.....	14
2.2.3. REACTOR ANAERÓBICO (BIODIGESTOR).	23
2.2.4. CLASIFICACIÓN DE LOS BIODIGESTORES.....	25
2.2.5. VENTAJAS Y DESVENTAJAS QUE PRESENTAN LOS BIODIGESTORES	31
2.2.6. EL CICLO DE LA BIOMASA EN EL BIODIGESTOR	32
2.3. FUNDAMENTACIÓN LEGAL	32
2.4. RED DE CATEGORÍAS FUNDAMENTALES:	33

2.5. HIPÓTESIS	34
2.6. SEÑALAMIENTO DE VARIABLES	34
2.6.1. VARIABLE DEPENDIENTE	34
2.6.2. VARIABLE INDEPENDIENTE	34
2.6.3. TÉRMINO DE RELACIÓN.....	34
<u>CAPÍTULO III</u>	<u>35</u>
3. METODOLOGÍA	35
3.1. ENFOQUE.....	35
3.2. MODALIDAD Y TIPO DE INVESTIGACIÓN.....	35
3.2.1. MODALIDAD	35
3.2.2. TIPO DE INVESTIGACIÓN	36
3.3. POBLACIÓN Y MUESTRA.....	36
3.3.1. POBLACIÓN.....	36
3.3.2. MUESTRA	36
3.4. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES.....	37
3.4.1. VARIABLE INDEPENDIENTE	37
3.4.2. VARIABLE DEPENDIENTE	38
3.5. TÉCNICA DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN	39
3.6. PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS.....	39
3.6.1. PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN	39
3.6.2. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	40
<u>CAPITULO IV</u>	<u>41</u>
4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	41
4.1. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	41
4.2. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	53
4.3. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS.....	53
4.3.1. HIPÓTESIS	53
<u>CAPITULO V</u>	<u>55</u>

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	55
5.1. CONCLUSIONES	55
5.2. RECOMENDACIONES	56
<u>CAPITULO VI</u>	<u>57</u>
6. PROPUESTA	57
6.1. DATOS INFORMATIVOS	57
6.1.1. UBICACIÓN DE LA IMPLEMENTACIÓN DE LA PROPUESTA:	57
6.1.2. DESCRIPCIÓN BÁSICA DE LA PROPUESTA.	57
6.1.3. DIMENSIONES DE LA PROPUESTA A REALIZAR.....	57
6.2. ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA	59
6.3. JUSTIFICACIÓN	59
6.4. OBJETIVOS	59
6.4.1. OBJETIVO GENERAL:	59
6.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:	59
6.5. ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD.....	60
6.5.1. ANÁLISIS DE INVERSIÓN FIJA.....	60
6.6. FUNDAMENTACIÓN	61
6.6.1. TIPOS DE PRESIÓN.....	61
6.6.2. TIPOS DE RECIPIENTES DE PRESIÓN.....	62
6.6.3. TIPOS DE TAPAS DE RECIPIENTES BAJO PRESIÓN INTERNA	66
6.7. METODOLOGÍA	78
6.7.1. ANÁLISIS TÉCNICO	78
6.7.2. CÁLCULO DEL BIODIGESTOR SEGÚN NORMAS ASME.....	100
6.7.3. CÁLCULO DEL AISLANTE	108
6.7.4. ADMINISTRACIÓN	112
6.7.5. ANÁLISIS DE COSTOS	112
6.8. PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN	115
6.8.1. MEJORAS PARA LA PROPUESTA.....	115
6.8.2. RESULTADO DE LA PROPUESTA.....	116

ÍNDICE DE CUADROS Y GRÁFICOS

GRÁFICOS

GRÁFICO 1 POTENCIA EFECTIVA POR TIPO DE CENTRAL E INTERCONEXIÓN	13
GRÁFICO 2 POTENCIA NOMINAL DE ENERGÍA RENOVABLE POR TIPO DE CENTRAL DE GENERACIÓN.	14
GRÁFICO 3 CLASIFICACIÓN DE LOS TIPOS DE ENERGÍA RENOVABLES SEGÚN SU FORMA DE OBTENCIÓN.....	15
GRÁFICO 4 CICLO DE LA GENERACIÓN DE BIOMASA	17
GRÁFICO 5 ESQUEMA DE UN BIODIGESTOR.....	23
GRÁFICO 6 BIODIGESTORES TIPO HINDÚ.....	27
GRÁFICO 7 BIODIGESTOR DE DOMO FIJO.....	28
GRÁFICO 8 BIODIGESTOR HORIZONTAL (FLUJO PISTÓN).....	29
GRÁFICO 9 BIODIGESTOR TIPO BATCH.....	30
GRÁFICO 10 BIODIGESTOR HORIZONTAL (PUGFLOW).....	30
GRÁFICO 11 GRÁFICA DEL PROCESO Y SU UTILIDAD DE UN DIGESTOR	32
GRÁFICO 12 CONSUMO DE GLP	43
GRÁFICO 13 TENDENCIA DE CONSUMO	43
GRÁFICO 14 DEPENDENCIA DE LA FERMENTACIÓN RESPECTO A LA TEMPERATURA	45
GRÁFICO 15 TEMPERATURAS DE PRUEBA Y DESCRIPCIÓN DE LOS FACTORES PARA EL PROCESO	46
GRÁFICO 16 VARIACIÓN DE TEMPERATURA DENTRO Y FUERA DEL REACTOR	47
GRÁFICO 17 PRODUCCIÓN DE BIOGÁS	49
GRÁFICO 18 TIPO DE PRESIÓN	62
GRÁFICO 19 CLASIFICACIÓN DE LOS RECIPIENTES A PRESIÓN	62
GRÁFICO 20 BIODIGESTOR ALIMENTADO POR PANEL SOLAR	79
GRÁFICO 21 BIODIGESTOR ALIMENTADO POR PANEL SOLAR	81
GRÁFICO 22BIODIGESTOR ALIMENTADO POR UNA NIQUELINA	82
GRÁFICO 23 BIODIGESTOR EN POSICIÓN VERTICAL.....	87
GRÁFICO 24 BIODIGESTOR EN POSICIÓN HORIZONTAL.....	87
GRÁFICO 25 DISTINCIÓN ENTRE RECIPIENTES A PRESIÓN DE PARED DELGADA Y DE PARED GRUESA	97

GRÁFICO 26 ESQUEMA DE DE LAS TENSIONES SOPORTADAS POR EL CILINDRO...	106
GRÁFICO 27 REPRESENTACIÓN DEL PROTOTIPO	108
GRÁFICO 28 REPRESENTACIÓN DE TANQUE PARA EL CIRCUITO TÉRMICO	109
GRÁFICO 29 EL CIRCUITO TÉRMICO	109

TABLAS

TABLA 1. PRODUCCIÓN DE ENERGÍA RENOVABLE EN LA UNIÓN EUROPA (CONTINUA).....	2
TABLA 2. PRODUCCIÓN DE ENERGÍA RENOVABLE EN LA UNIÓN EUROPA (CONTINUACIÓN)	3
TABLA 3 ESTIMACIÓN DE ENERGÍA PRODUCIDA EN LA UNIÓN EUROPEA	3
TABLA 4 CAPACIDAD EFECTIVA DE GENERACIÓN DE ENERGÍA EN EL PAÍS	5
TABLA 5 VENTAJAS DE LA UTILIZACIÓN DE ENERGÍAS RENOVABLES VS. ENERGÍAS CONVENCIONALES	15
TABLA 6 GENERACIÓN DE BIOCOMBUSTIBLE POR MEDIO DE BIOMASA VENTAJAS Y DESVENTAJAS.....	19
TABLA 7 APLICACIÓN SEGÚN EL PROCESO DE TRANSFORMACIÓN DE BIOMASA	20
TABLA 8 TIPO DE RESIDUO Y SU TRATAMIENTO Y SU FORMA DE APROVECHAMIENTO	21
TABLA 9 DESVENTAJAS Y VENTAJAS DE LOS CULTIVOS ENERGÉTICOS	22
TABLA 10 BIOMASA PARA USOS ENERGÉTICOS	23
TABLA 11 CARACTERÍSTICAS DEL BIOGÁS	24
TABLA 12 CONSUMO Y PRONOSTICO DE CONSUMO DE GLP	42
TABLA 13 POTENCIAL DE PRODUCCIÓN DE BIOGÁS POR ANIMAL.....	44
TABLA 14 TIPOS DE FERMENTACIÓN Y RANGOS DE TRABAJO.....	45
TABLA 15 VALORES DE PH PARA LA PRODUCCIÓN DEL BIOGÁS.....	45
TABLA 16 TABULACIÓN DEL TIEMPO DE RETENCIÓN DE PRUEBA.....	46
TABLA 17 CANTIDAD DE BIOGÁS PRODUCIDO RESPECTO AL PH DE ENTRADA.....	48
TABLA 18 CONSUMO CALORÍFICO DE ALGUNOS ARTEFACTOS MÁS USADOS EN HOGARES	50
TABLA 19 EQUIVALENCIAS DE 1 M ³ DE BIOGÁS CON OTROS COMBUSTIBLES	51
TABLA 20 INVERSIÓN FIJA	61
TABLA 21 TIPO DE TAPAS PARA RECIPIENTES A PRESIÓN	66
TABLA 22 APLICACIONES DE LOS PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURA	70
TABLA 23 ESPECIFICACIONES DE LOS ACEROS SEGÚN NORMA ASTM	71
TABLA 24 PUNTUACIÓN DE LOS ASPECTOS A CONSIDERAR	85
TABLA 25 SELECCIÓN DE PROPUESTA DE DISEÑO	86
TABLA 26 RESULTADO DE ANÁLISIS DE BASE DEL BIODIGESTOR.....	107
TABLA 27 DETERMINACIÓN DE AISLANTE.....	111
TABLA 28 COSTO DEL PROYECTO	115

SUMARIO

Tema de investigación:

Estudio de un sistema de energía renovable para la producción de biogás a partir de excretas de ganado porcino para disminuir el consumo de gas doméstico en la hacienda “El Márquez” del sector de Cunchibamba de la provincia de Tungurahua

En la actualidad el perfeccionamiento de fuentes nuevas de obtención de energía renovable ha sido muy bien vista por los países desarrollados ya que estos han aplicado investigaciones las mismas que han permitido el desarrollo de estos países fomentando nuevas fuentes de trabajo, reduciendo así la dependencia de fuentes de energía no renovable, y generando como indicador de eficiencia el mejoramiento de la calidad de ambiente pues evita la contaminación producida por energías no renovables como el petróleo, etc.

La presente investigación trata del desarrollo de un sistema de energía renovable que genere biogás, la misma que es producida de desechos orgánicos y que esencialmente es generado de la descomposición de los mismo a partir de un reactor denominado biodigestor y la cual como función de parámetros que se logró estudiar es el tiempo de retención, temperatura composición de mezcla, parámetros de la cual depende esencialmente la producción de biogás, además cabe recalcar que esta cantidad de biogás que se logre obtener representara un ahorro en el consumo de GLP que la hacienda pueda ahorrar. Este trabajo además fomenta el desarrollo de fuentes de energías con desechos orgánicos y así fomentar la no dependencia de energías no renovables por el motivo de impacto ambiental, cabe aquí mencionar que los desechos orgánicos (abonos de animales) que se descomponen a la intemperie producen un impacto ambiental pues los mismos al descomponerse generan gases contaminantes y lo cual es un objetivo esencial el aprovechamiento de esta descomposición para poder manejarlo y así mitigar la contaminación de los mismos ya sea en afluentes hídricos o calidad de aire de la zona.

SUMMARY

Investigation topic:

Study of a system of renewable energy for the biogas production starting from you excrete of swinish livestock to diminish the consumption of domestic gas in the country property "The Marquez" of the sector of Cunchibamba of the county of Tungurahua

At the present time the improvement of new sources of obtaining of renewable energy has been very well seen since by the developed countries these they have applied investigations the same ones that have allowed the development of these countries fomenting new working sources, reducing this way the dependence of sources of nonrenewable energy, and generating then as indicator of efficiency the improvement of the atmosphere quality avoids the contamination taken place by nonrenewable energy as the petroleum, etc.

The present investigation is about the development of a system of renewable energy that generates biogas, the same one that is produced of organic waste and that essentially it is generated of the decomposition of the same one starting from a reactor denominated biodigestor and the one which as function of parameters that you achievement to study is the time of retention, temperature mixture composition, parameters of which depends the biogas production essentially, it is also necessary to emphasize that this quantity of biogas that is possible to obtain represented a saving in the GLP consumption that the country property can save. This work also foments the development of sources of energy with organic waste and this way to not foment the dependence of nonrenewable energy for the reason of environmental impact, it is necessary here to mention that the organic waste (payments of animals) that break down to the bleakness they produce an environmental impact because the same ones when breaking down generate polluting gases and that which is an essential objective the use of this decomposition to be able to manage it and this way to either mitigate the contamination of the same ones in flowing hidricos or quality of air of the area.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1. TEMA:

“Estudio de un sistema de energía renovable para la producción de biogás a partir de excretas de ganado porcino para disminuir el consumo de gas doméstico en la hacienda El Márquez del sector de Cunchibamba de la provincia de Tungurahua.”

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA:

La contaminación ambiental producida por la industrialización y la utilización de recursos no renovables, han promovido el desarrollo de fuentes nuevas de energía renovable, las mismas que permitirán reducir el impacto ambiental y promover la obtención de energías más limpias, pero estas mismas implican una gran inversión y desarrolló en la tecnología por lo cual se ve limitada para los países del tercer mundo en su aplicación.

El costo de la energía que procede de recursos renovables ha bajado rápidamente durante los últimos años en los países desarrollados o llamados de primer mundo debido a la gran investigación desarrollada por los mismos.

Mientras que el costo de implementación de energías renovables en otros países donde estas no se han desarrollado completamente resulta más cara al aplicarla, debido a que no han llegado a representar un indicador óptimo de desarrolló de las mismas o son muy poco promovidas por lo que a la larga se opta por tomar otros tipos de energía más eficientes y rentables derivados de recursos no renovables, y las mismas que a su vez pueden representan un grado de impacto ambiental mayor que no es tomado muy en cuenta por algunos países.

1.2.1. CONTEXTUALIZACIÓN

En la región europea países como Suiza, Italia, España, Alemania entre otros, a la hora de fomentar un desarrollo razonable respecto a la obtención de energía renovable, cada vez se tienen más en cuenta las tecnologías referentes a las mismas debido a las ventajas que presentan, mejorando la calidad de vida de dichos países debido a la cantidad de petróleo que estas equivalen, promoviendo así el desarrollo de las mismas. Unas de las razones de que estas energías estén evolucionando y tomando gran realce es la ventaja de dos grandes mejorías que se toman mucho en consideración en los actuales momentos como lo son: ventajas ecológicas y sociales, lo cual provoca que el desarrollo de las mismas en estos países tienda a disminuir sus costos, beneficiando su fácil implementación y mejoras posteriores. A continuación se muestra la contribución de cada energía renovable en miles de toneladas equivalente de petróleo en los países de la Unión Europea (en total un 6% del consumo energético de la Unión)¹

Tabla 1. Producción de energía renovable en la unión Europa (continua)

País	Hidráulica	Eólica	Solar
Bélgica	30	1	1
Dinamarca	3	98	4
Alemania	1591	123	36
Grecia	223	3	98
España	2408	15	24
Francia	6822	0	14
Irlanda	79	2	0
Italia	3840	1	7
Luxemburgo	10	0	0
Países Bajos	9	23	3
Austria	3070	0	0
Portugal	917	1	14
Finlandia	1013	0	1
Suecia	5082	6	0
Reino Unido	438	29	6
Total UE	25535	302	208

¹ Tomado de la publicación "Fuentes de energía renovables, fuentes de desarrollo sostenible" del grupo de investigación LEADER.

Tabla 2. Producción de energía renovable en la unión Europea (continuación)

País	Geotérmica	Biomasa	Otras	Total
Bélgica	1	372	107	512
Dinamarca	1	1308	0	1414
Alemania	9	4374	0	6133
Grecia	4	1399	0	1727
España	7	3876	0	6330
Francia	129	9781	0	16746
Irlanda	0	162	0	243
Italia	2311	3548	91	9798
Luxemburgo	0	41	0	51
Países Bajos	0	933	0	968
Austria	0	3034	0	6104
Portugal	37	2369	0	3338
Finlandia	0	4898	0	5912
Suecia	0	6564	0	11652
Reino Unido	1	934	0	1408
Total UE	2500	43593	199	72336

Fuente: comisión de las comunidades Europeas. "Energy for the future: removable source of energy. White paper for a community strategy and action plan", COM (97)599, Bruselas 1997

Tabla 3 Estimación de energía producida en la unión Europea

CONTRIBUCIONES ESTIMADAS DE CADA SECTOR EN EL AÑO 2010		
Tipo de energía	1995	2010
Energía eólica	2,5 GW	40 GW
Hidroelectricidad	92 GW	105 GW
Fotovoltaica	0,03 GWp	3 GWp
Biomasa	44,8 Mtep	135 Mtep
Geotérmica (eléctrica)	0,5 GW	1 GW
Geotérmica (calor)	1,3 GWth	5 GWth
Solar térmica	6,5 millones m ²	100 millones m ²
Solar pasiva	-	35 Mtep
Otras	-	1 GW

Fuente: libro blanco "energía para el futuro: las fuentes de energía renovables". Comisión Europea, 1997

En Argentina, ha ido evolucionando el sistema de energía renovable, pero se ha logrado obtener una mayor respuesta de obtención en generar energía mediante

biodigestores ya que estos tratan los residuos orgánicos; lo cual es una solución para la basura orgánica producida, y debido a que se ha logrado concientizar en el reciclaje de basura ha permitido su evolución paulatina; por ejemplo, en localidades vecinas a Santa Fe de Argentina funciona desde hace un tiempo atrás este sistema basado en biodigestores para generar energía, donde creen que con este sistema la ciudad de Santa Fe de Argentina podría tratar los residuos orgánicos que genera y a la vez producir hasta 12.500 metros cúbicos de biogás por día².

Otros países a nivel de América del Sur que han optado por la utilización de energía renovable y en los cuales es más notables la generación de la misma, como lo es en: Colombia, Chile, Bolivia y Perú pues son los que han desarrollado nuevos aspectos de obtención de energía debido a que el desarrollo de estos países se ha visto limitado por el consumo de energía fósil (petróleo) y se han tomado medidas alternativas para la obtención de energía como una solución al problema energético partiendo del manejo de residuos sólidos degradables, de poblaciones rurales pobres o marginales (donde la generación de energía de bajo costo para uso doméstico, a partir de elementos disponibles en la zona constituyó la base de las acciones).

En el Ecuador es poca la influencia de estas tendencias de energía ya que debido al costo de la generación se han desarrollado pocos proyectos de desarrollo, que se lo han tratado aisladamente como es el caso de la generación de gas metano y biofertilizante a través del desarrolló de biodigestores y los cuales son obtenidos a partir de la fermentación de residuos orgánicos y residuos agropecuarios.

En el Ecuador el desarrollo de otras fuentes de energía alternativas es muy poca debido a que la forma más común de obtención de energía es mediante afluentes hídricos los cuales han opacado el desarrollo de generación de nuevas fuentes de obtención de energía alternativa como se puede observar en la siguiente tabla mostrada a continuación.

²Fuente: Universia. Prensa Institucional UNL

En la misma se detalla la cantidad de energía renovable con la que cuenta el país, además en esta tabla se puede notar claramente que nuestra mayor fuente de energía renovable es la hídrica³ que anteriormente ya se hizo mención.

Tabla 4 Capacidad efectiva de generación de energía en el país

Capacidad Efectiva Instalada en el País (MW)									
Año	Renovable				No Renovable			Total	Variación (%)
	Hidráulica	Solar	Eólica	Térmica Turbo-vapor*	Térmica				
					MCI	Turbo-gas	Turbo-vapor		
1999	1.702,8	-	-		277,2	767,3	473,0	3.220,3	
2000	1.702,8	-	-		263,7	767,3	473,0	3.206,8	-0,42%
2001	1.725,5	-	-		269,1	637,3	473,0	3.104,9	-3,18%
2002	1.733,2	-	-		315,5	771,3	473,0	3.293,0	6,06%
2003	1.733,2	-	-		359,5	762,0	503,0	3.357,8	1,97%
2004	1.732,3	-	-	28,0	374,0	766,0	442,0	3.342,4	-0,46%
2005	1.749,9	0,0	-	55,6	479,1	752,5	443,0	3.480,1	4,12%
2006	1.786,0	0,0	-	63,3	724,0	753,5	443,0	3.769,9	8,33%
2007	2.030,7	0,0	2,4	63,3	855,8	752,5	443,0	4.147,7	10,02%
2008	2.032,6	0,0	2,4	94,5	858,6	756,2	443,0	4.187,3	0,95%
2009	2.032,0	0,0	2,4	94,5	966,2	875,2	443,0	4.413,3	5,40%
2010	2.215,2	-	2,4	93,4	1.018,6	973,9	454,0	4.757,5	7,80%

Nota: * Se refiere a las centrales de las empresas azucareras que utilizan como combustible el Bagazo de Caña

Fuente: portal estadístico CONELEC

1.2.2. ANÁLISIS CRÍTICO

Desarrollando fuentes alternativas en comunidades y formando sobre el desarrollo de tendencias de obtención de energía renovable en el país se podrá aumentar la capacidad de generación de energía que se obtiene y a la vez mejorar la calidad ambiental como beneficio adicional si se lograra desarrollar al máximo estas tendencias mundiales.

Si desarrollamos formas de obtención de energía más baratas y de fácil manejo es decir que esta se involucre con la colectividad y permita que su desarrolló sea más sostenible generando fuentes de trabajo, desarrolló y de mejora en su aplicación, se podrá mejorar la capacidad que el país tiene para desarrollar energía.

³Tomada del portal estadístico del CONELEC

Nuestro país depende principalmente del petróleo como fuente de ingreso y como mayor fuente de obtención de energía la hídrica, pero la agricultura se desarrolla como la fuente primordial que necesita el país en sus planes alimentarios, la cual genera grandes cantidades de biomasa residual que representa una fuente de desechos orgánicos, que no es aprovechada para generar energía, la misma que se podría utilizar en la comunidades que todavía carecen de la misma.

Los desechos posteriores a la cosecha, así también los desechos de los alimentos en descomposición que se generan en el campo, constituyen una fuente importantísima de biomasa que puede ser convertida en energía, así también la excreta que se generan de los sectores agrarios y que solo son utilizadas como abono se podría optimizar para generar una fuente de energía limpia y a la vez también mejorar la capacidad de fertilización del mismo en el campos con lo cual se podrá evitar la utilización de productos químicos en la agricultura perjudiciales para la salud del ser humano.

Si se llega a nuestro objetivo que es aprovechar al máximo estos residuos orgánicos y generar energía a menor precio a partir de estos se podría mejorar la capacidad de generación de energía del país y a la vez mejorar el manejo de estos residuos disminuyendo el consumo de fuentes no renovables como el petróleo, mejorando la calidad ambiental de nuestro país.

1.2.3. PROGNOSIS

En caso de continuar utilizando las mismas fuentes de energía no renovables en la hacienda “El Márquez” tendremos algún día una escasez de energía de esta fuente que no podremos cubrir al instante y además provocar que los productos que necesiten dicha energía (eléctrica, calorífica) aumenten su costo, pero lo peor es que si no se desarrollan nuevas fuentes de obtención de energía a partir de los desechos orgánicos que genera la hacienda, es probable que la producción de

gases de invernadero que genera el mismo abono al aire libre afecten a nuestro sistema ecológico contaminándolo.

1.2.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿La investigación contribuirá en la reducción del uso de gas doméstico (GLP de uso doméstico) en la hacienda El Márquez?

1.2.5. INTERROGANTES DEL PROBLEMA

- ¿Existe un manejo óptimo de los desechos generados en la hacienda?
- ¿Por qué es indispensable el manejo de los residuos orgánicos de la hacienda?
- ¿Existe algún método que permita manejar los residuos orgánicos para transformarlos en energía que pueda ser utilizada por la hacienda?

1.2.6. DELIMITACIONES

Para poder desarrollar esta investigación es necesario delimitar los intervalos de tiempos, lugares y fechas en que se podrá dar a conocer el resultado de esta investigación, para lo cual procederemos a una delimitación por el contenido, espacial y temporal que a continuación son descritas.

DELIMITACIÓN POR CONTENIDO

Campo de investigación: Energías Alternativas

Materia de apoyo para el desarrollo de la investigación:

- Diseño
- Ciencia de los Materiales
- Mecánica de fluidos
- Termodinámica

- Gestión de proyectos
- Ingeniería ambiental
- Ingeniería económica

DELIMITACIÓN ESPACIAL

El desarrollo del proyecto de investigación se realizará en el sector de Cunchibamba de la provincia de Tungurahua específicamente en la hacienda El Márquez.

DELIMITACIÓN TEMPORAL

Este estudio se lo realizará en el período comprendido entre los meses de:
Enero 2011 – Agosto 2011.

1.3. JUSTIFICACIÓN

La razón principal para la realización de esta investigación es buscar que el nivel de manejo de residuos orgánicos así como el de excretas de ganado de la hacienda, se pueda desarrollar con mayor efectividad mejorando el almacenamiento y recolección del abono generado para luego ser tratado, y así permitirnos obtener energía del mismos y con lo cual se podrá tratar de mitigar en un parte el consumo de energías no renovables en la misma.

Además se ve la necesidad de apoyar al abastecimiento de energía en la hacienda en donde en ciertas partes no cuentan con dicha energía y que la aplicación o instalación de energía resulta algo costosa, la cual hace que limite el desarrollo normal de las actividades, impidiendo así el progreso de la hacienda.

Con esta investigación se pretende dar un mayor realce a esta forma de obtención de energía, además mejora el aprendizaje sobre el beneficio del desarrollo de fuentes nuevas de energía a partir de residuos orgánicos y así poder optimizar el

desarrolló y manejo de residuos para poder contar con una fuente de energía inagotable de bajo costo generados con los desechos orgánicos que se puedan desarrollar en nuestro entorno, y a la vez mejorar su obtención un poco más segura y menos contaminante.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. OBJETIVO GENERAL:

Estudiar el proceso de producción de biogás, así como los componentes de del generador del mismo y determinar los elementos necesarios para la implementación y desarrolló de ésta a partir de excretas de ganado porcinos en la hacienda el Márquez.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Analizar el proceso del manejo de los desechos orgánicos que tiene la hacienda.
- Investigar los procesos de transformación de la biomasa y sus aplicaciones, con el fin de obtener de biogás.
- Desarrollar una guía de producción de biogás con un prototipo de biodigestor.
- Determinar los diferentes componentes del generador del biogás de tal manera que permita su fácil manejo y manipulación
- Analizar los costos para determinar la factibilidad para poner en marcha el proyecto en la hacienda

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS:

Según varias experiencias en la utilización de energía renovables como lo mencionan diferentes autores en reportes, revistas, libros, etc. en donde se ven experimentados los beneficios económicos y además ecológicos que pueden producir estos métodos de obtención de energía, y como nuestro tema de investigación se refiere a la obtención de biogás a partir de desechos orgánicos solo se abarcará este método de obtención de energía para nuestro estudio de todo el campo que comprende las energías renovables y la misma que tomará algunas recomendaciones importantes que caben tomar en cuenta para la investigación actual.

- ✓ Según la tesis “Instalación de biodigestores de flujo continuo para la producción de biogás como fuente energética alternativa en la vereda punta larga corregimiento la Rejoya – Municipio de Popayán – Departamento del Cauca” de los autores Carlos Arturo Trujillo, Dumer Antonio Ortega se puede tomar en cuenta la siguiente conclusión.
 - La utilización del biogás satisface las necesidades de combustible para la cocción de los alimentos de las familias beneficiadas, permitiendo un mejoramiento en su calidad de vida.

- ✓ Según la publicación “Biodigestor Conservacionista” de Castillo, G. ITCR Hashimoto A.G. Y.R Chen. Methane and Protein from animal feed lot wastes, Jornal of Soilan Water Conservation 1979 se puede tomar en cuenta el siguiente beneficio que se puede incluir si esta se desarrolla en nuestro medio para la generación de energía.

- Favorece el uso al reducir el daño en la capa de ozono al liberar menos metano a la atmosfera del abono a la intemperie
- ✓ Según la publicación de la Universidad Peruana de Ciencias Aplicadas de Perú descrita en <http://www.upc.edu/grecdh/cas/energia/publicacions.htm> sobre: “Producción de biogás a partir de residuos orgánicos en biodigestores de bajo costo” se puede tomar estas conclusiones para el desarrolló en nuestro medio debido a su fácil manejo y bajo costo.
- Los biodigestores tubulares de plástico, instalados en una zanja con aislamiento térmico del suelo, y cubiertos con un invernadero, son una buena alternativa para superar limitaciones condiciones climáticas.
- ✓ Según la tesis “Diseño y construcción de un biodigestor para pequeñas y medianas granjas” del autor: Kléber Reinaldo Chungandro Nacaza, se puede tomar en cuenta los siguientes aspectos que facilitarían su diseño en gran escala para ser aplicado en nuestras comunidades y promover el desarrollo del mismo.
- Para aumentar la producción de metano se recomienda el uso de un calentador interno que podría ser por calentamiento eléctrico con paneles solares, uso de un termosifón, etc.
 - Para el diseño de un biodigestor se debe considerar dos aspectos, primero la disponibilidad y cantidad de materia prima a procesar, y segundo el requerimiento energético para la granja; en base a ello seleccionar el tipo de digestor y la cantidad de materia orgánica.
 - La producción de biogás está en función del tiempo de retención. Por tal razón a mayor tiempo de retención mayor será la producción de biogás.

2.2. FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA:

El propósito que se persigue mediante el desarrollo de esta investigación, es ampliar y tener un mayor conocimiento sobre las mejoras que se pueden obtener al utilizar este proceso en relación a las otras formas de obtención de energía y así disminuir la contaminación provocada por fuentes no renovables de energía.

Estas formas de energía no renovable son las causantes de la contaminación ambiental que se ve desarrollada en gran parte por la industrialización y en menor influencia producida en los hogares al desarrollar fuentes contaminantes como basura y residuos orgánicos que no son tratados y lo cual generan problemas en las grandes ciudades en donde se ve afectada por la gran población presente que arrastran estas costumbres no ecológicas.

El presente estudio se fundamenta a partir de los modelos ya existentes. Lo que se quiere conseguir es que estos generadores de energía económicos (digestores) puedan ser productores de fuentes alternativas de energía y a la vez fuentes de trabajo para nuestro país y una fuente de desarrollo para nuestro sector rural.

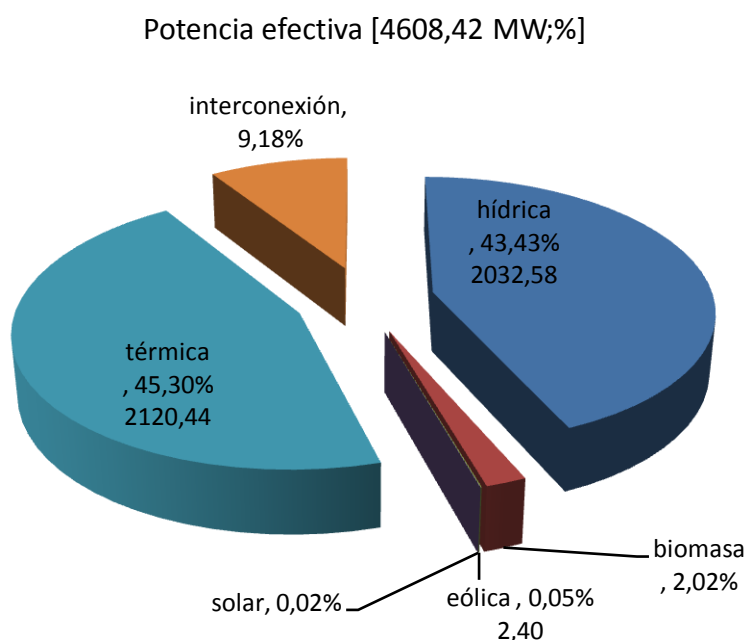
Este sistema de generación de energía (digestor) es versátil ya que es sencilla en su operatividad, de poca complejidad ya que su operación no es tan técnica aunque si necesita algunas pequeñas recomendaciones para su buen manejo y conservación, aunque este sistema ocupa gran espacio, su fabricación es más económica y a veces algo rentable. Su funcionamiento se basa en la descomposición de las bacterias provenientes de los residuos orgánicos o de excretas producidas por animales y personas las mismas que liberan compuestos químicos que producen la generación del biogás que se utilizará en este proceso para reducir el consumo de energías no renovables que utiliza la hacienda, el biogás que se genere podrá ser utilizado ya sea como gas para consumo doméstico y mitigar el consumo del GLP tradicional o para la generación de energía eléctrica mediante la transformación de este mismo gas.

2.2.1. ENERGÍAS RENOVABLES EN EL ECUADOR⁴

GENERACIÓN RENOVABLE EXISTENTE.

La realidad nacional actual de acuerdo al Consejo Nacional de Electrificación mediante su publicación anual “Estadística del sector Eléctrico Ecuatoriano del año 2008” presenta en lo que se refiere a generación eléctrica con energías renovables los siguientes aportes respecto de la generación total: hídrica 43,43%, biomasa 2,02%, eólica 0,05% , solar 0,02%, térmica 45,30%.

Gráfico 1 Potencia efectiva por Tipo de Central e Interconexión

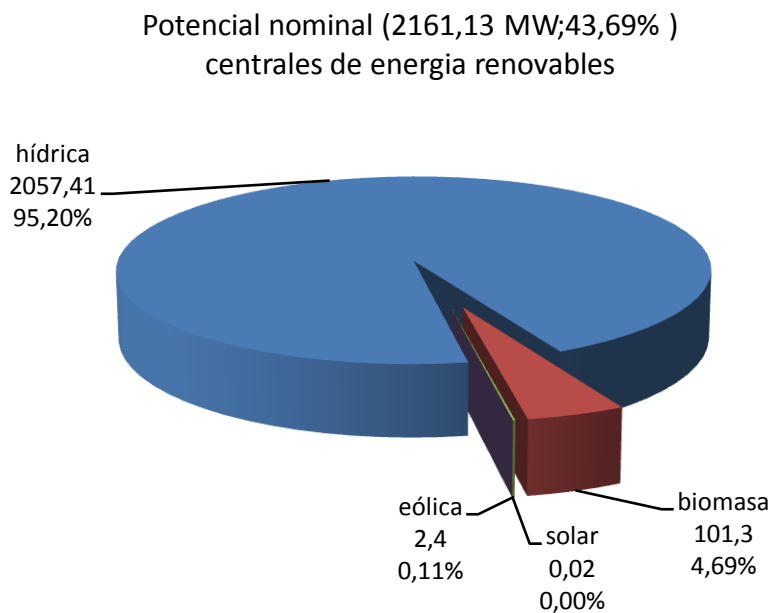


Fuente: CONELEC: estadística del sector eléctrico Ecuatoriano, año 2008

El total de potencia nominal de centrales de energía renovable en el Ecuador es de 2.161,13 MW, correspondiente al 43,69% de la potencia nominal existente. Del total de la potencia nominal de energía renovable la predominante es la hídrica con un 95,20%, seguida de la biomasa con un 4,69%, la eólica con 0,11% y la solar con apenas un 0,000923%.

⁴ Tomado de “energías renovables no convencionales en el Ecuador y el mundo capítulo 2.pdf”

Gráfico 2 Potencia nominal de energía renovable por tipo de central de generación.



Fuente: CONELEC: estadística del sector eléctrico Ecuatoriano, año 2008

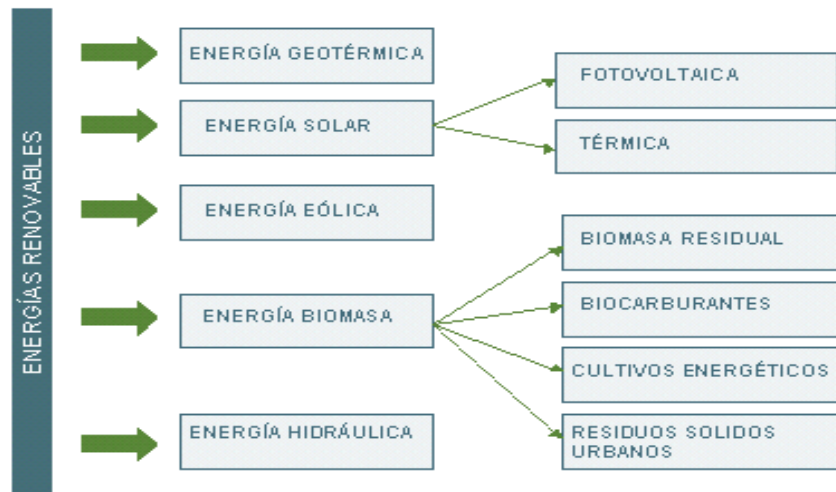
2.2.2. ENERGÍA RENOVABLE TIPOS Y SUS VENTAJAS.

La energía renovable, es aquella que en un período determinado, vuelve a estar disponible en cantidades similares a las que se han utilizado; el lapso de tiempo de recuperación es breve, esto depende de la cantidad de energía que se consume por unidad de tiempo. Es un recurso autóctono, que se genera muy cerca de la zona en que será consumido, esto permite el autoabastecimiento y evita los riesgos de traslado e incertidumbres. Por otra parte, se favorece el desarrollo regional, basado en sus propios recursos locales, generando más puestos de trabajo por unidad de producción energética, una mayor riqueza y un aumento del bienestar social en el área.

El término, “energía renovable”, engloba una serie de fuentes de energía que en teoría no se agotarían con el paso del tiempo. Estas fuentes serían una alternativa a

las otras llamadas convencionales (no renovables) y producirían un impacto ambiental mínimo y las cuales se detallan a continuación

Gráfico 3 Clasificación de los tipos de energía renovables según su forma de obtención.



Fuente: <http://www.rmr-peru.com/modulos-jaulas-para-cuyes.htm>

Tabla 5 Ventajas de la utilización de Energías Renovables vs. Energías Convencionales

VENTAJAS MEDIOAMBIENTALES		VENTAJAS ESTRATÉGICAS		VENTAJAS SOCIOECONÓMICAS	
Energía renovable	Energía convencionales	Energía renovable	Energía convencionales	Energía renovable	Energía convencionales
Las energías renovables no producen emisiones de CO ₂ y otros gases contaminantes a la atmosfera	Las energías producidas a partir de combustibles fósiles si lo producen	Son Autóctonas	Existen solo en un número limitado de países	Crean 5 veces más puestos de trabajo que las convencionales	Crean muy pocos trabajos respecto a su volumen de trabajo
No generan residuos de difícil tratamiento	La energía nuclear y los combustibles generan residuos que suponen durante generaciones una amenaza	Disminuyen la dependencia exterior	Son importados en un alto porcentaje ya sea para refinamientos o procesos posteriores	Permite desarrollar energías y tecnología propias	En su mayoría estas utilizan tecnología importada y limita la obtención de energía
La mayoría son de origen inagotables	Los combustibles fósiles son finitos				

Fuente: elaborado por autor

LOS BIODIGESTORES: COMO FUENTE DE DESARROLLO

Actualmente, el número de digestores a escala industrial en el continente europeo es de unos 1.000, sin incluir los digestores de lodos urbanos. En los países de la Unión Europea el número existen más de 700. En Estados Unidos, excepto los digestores construidos en las plantas de aguas residuales urbanas, no existe realmente una fuerte demanda de plantas de biogás, comparable a la europea.

Con respecto a los países en desarrollo, China tiene el mayor número de digestores, estimado en más de dos millones. Son digestores de tecnología sencilla implantados en zonas rurales; su capacidad media es de 10 m³ y suministran la energía que se emplea para fines domésticos y el efluente se utiliza en agricultura.

La evolución de este tipo de obtención de energía en estos países ha ido aumentando en la producción de biogás generada por los biodigestores y lo que demuestra una fuente de desarrolló no dependiente de recursos no renovables.

BIOMASA

Se define como un conjunto de sustancias orgánicas procedentes de seres vivos depositados en un determinado lugar y también como el conjunto de materia orgánica renovable de origen vegetal, animal o procedente de la transformación natural o artificial de la misma

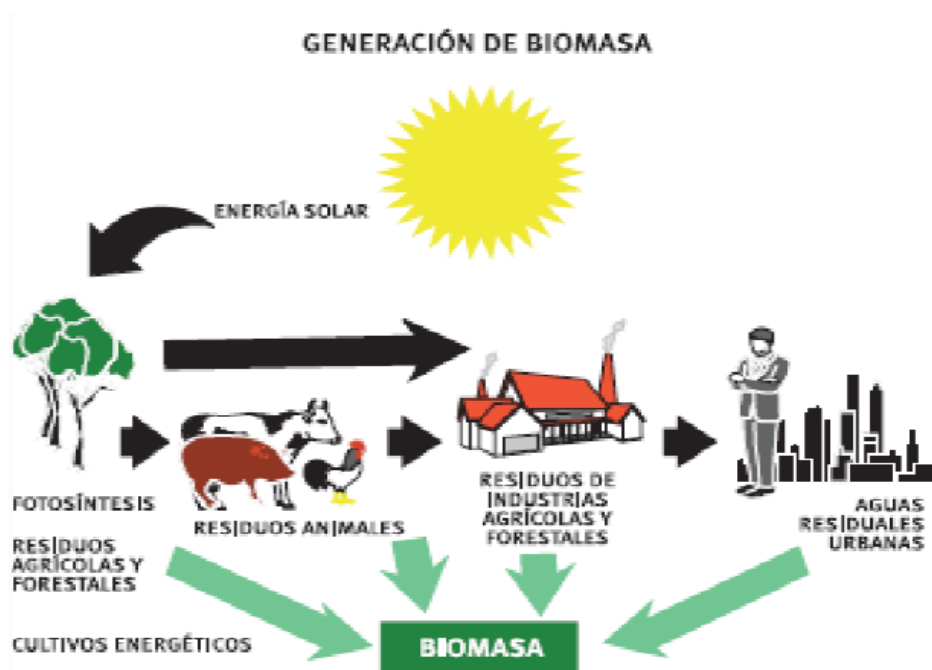
Entre las energías renovables se destaca el uso de productos obtenidos a partir de materia orgánica para producir energía. Estos productos componen lo que se denomina comúnmente “biomasa”, una definición que abarca un gran grupo de materiales de diversos orígenes y con características muy diferentes. Los residuos de aprovechamientos forestales y cultivos agrícolas, residuos de podas de jardines, residuos de industrias agroforestales, cultivos con fines energéticos, combustibles líquidos derivados de productos agrícolas, residuos de origen animal o humano, entre otros, todos pueden considerarse dentro de la citada definición.

La formación de biomasa es el modelo básico de captación y acumulación de energía solar por las especies vegetales verdes.

Además, la biomasa es la única forma de captación de energía solar que lleva asociado el almacenamiento lo cual hace que esta forma de concentración de energía se aprovecha por el biodigestor permitiendo la descomposición de la misma en el reactor anaeróbico de donde se obtendrá el biogás y el bioabono durante y después del proceso, y por lo que se puede así distinguirla de otras formas de obtención de energía como la solar o la eólica que deben concentrarse y almacenarse, muchas veces con dificultad. Es decir, la materia orgánica constituye parte de la energía solar almacenada y se denomina energía de la biomasa.

La formación de esta materia orgánica se realiza a partir de la fotosíntesis con la ayuda de la luz solar como se lo puede observar en el siguiente gráfico, generando las grandes moléculas de alto contenido energético, con costo nulo en el almacenamiento y sin pérdidas.

Gráfico 4 Ciclo de la generación de biomasa



Fuente: BOTERO, R y PRESTON, T. 1987. Biodigestor de bajo costo para la producción de combustible y fertilizante a partir de excretas.

2.2.2.1. RESIDUOS COMO FUENTE DE BIOMASA

De un modo general los residuos se pueden clasificar en 3 grandes grupos: agrarios, industriales y municipales o urbanos. Los primeros son los residuos generados como consecuencia del sector primario de la actividad humana, y que a su vez se pueden clasificar en agrícolas, forestales y ganaderos. Los segundos proceden del sector industrial y los terceros están integrados por los residuos que se producen en los núcleos de población debido a procesos de fabricación, transformación, utilización, consumo y limpieza que se dan en las ciudades.

No obstante, la baja densidad física y energética de la biomasa residual, así como su elevada humedad provoca que para poder aprovechar su contenido energético se le deba someter antes a unos procesos de transformación. De dichos procesos existen numerosos tipos, pero los más usados y los que han demostrado ampliamente su bondad técnica son: procesos termoquímicos (combustión) y procesos bioquímicos (fermentación alcohólica y digestión anaerobia).

La combustión es el sistema más elemental de recuperación energética de la biomasa. Consiste en la oxidación completa de la materia para generar dióxido de carbono, vapor de agua, cenizas y, sobretodo, calor. Este último es el componente energético útil del proceso. Se debe vigilar la proporción de oxígeno para conseguir una oxidación completa y evitar la aparición de monóxido de carbono que perjudicaría al equipo y generaría un aumento en los niveles de gases contaminantes emitidos.

Concretamente, para obtener etanol a partir de la biomasa, debemos someter a ésta a los siguientes pasos: pre tratamiento, consistente en reducir a la biomasa a partículas pequeñas para aumentar la superficie de contacto para los pasos posteriores; hidrólisis que transformará los polímeros de glucosa en azúcares sencillos mediante unas enzimas o mediante reactivos químicos; la propia fermentación alcohólica, proceso por el que se transforma la glucosa en etanol mediante la acción de microorganismos; y finalmente se realiza la separación y

purificación del etanol, ya que en el proceso anterior se obtiene una masa de fermentación en la que el etanol sólo es presente en un 8-12 %. En este proceso de purificación obtenemos bioetanol con distintos grados de pureza. Según estos grados las aplicaciones son ligeramente diferentes:

bioetanol → alcohol hidratado 96% → utilización como combustible único

bioetanol → alcohol puro 99.6% → mezclas con gasolina

bioetanol → ETBE* → aditivo a la gasolina

*5-ETIL-TER-BUTIL-ETER

A continuación se muestra los beneficios así como los inconvenientes que se pueden obtener con este método de obtención de energía.

Tabla 6 Generación de biocombustible por medio de biomasa ventajas y desventajas

BIOCOMBUSTIBLES	
VENTAJAS	INCONVENIENTES
1.- Reducir dependencia petróleo 2.- Aumentar seguridad suministro energía 3.- Generación empleo área rural 4.- Nivel de precios suficiente que lo convierten en competitivo con la gasolina 5.- Con ajustes en el motor: 5.1.- mejora del rendimiento térmico 5.2.- menor índice de emisión de gases 6.- En su empleo como aditivo: 6.1.- ETBE siempre miscible con la gasolina 6.2.- poder corrosivo limitado 6.3.- menor consumo y menor índice de gases tóxicos 6.4.- mejores prestaciones 7.- Reducción de los gases provocados por una combustión incompleta: CO, HC,...	1.- EN SU USO COMO COMBUSTIBLE ÚNICO 1.1.- Ajustes en el carburador 1.2.- Adaptar bujías a temperaturas y presiones más elevadas 1.3.- Dispositivo para facilitar arranque en frío 1.4.- Materiales resistentes a la corrosión 2.- EN SU USO CON MEZCLAS CON GASOLINA 2.1.- Reducción de la potencia 2.2.- Aumento del consumo 2.3.- Aumento corrosión partes metálicas 2.4.- Mayor deterioro compuestos de caucho 3.- Aumento de las emisiones de NOx y algunos aldehídos

Fuente: Desarrolló e implantación de energías renovables capítulo 4.- Definición y tipos de energías renovables

El último proceso de aprovechamiento de la biomasa es la digestión anaerobia. Se trata de una fermentación en ausencia total de oxígeno que genera una mezcla de productos gaseosos (CO₂ y CH₄) conocido como biogás. La biomasa que se suele usar como materia prima de este proceso es la residual, destacando los residuos

ganaderos y los lodos de depuradora de aguas residuales. El proceso consta de tres etapas diferenciadas.

En la primera etapa se produce la **hidrólisis**, donde se degradan los polímeros orgánicos complejos constituyentes de la biomasa y dan lugar a moléculas más simples. En la segunda fase se produce la **acidogénesis** donde un grupo de bacterias producen varios compuestos simples que servirán como alimento para las bacterias metanogénicas que se encargan de realizar la última etapa. En la **metanogénesis** se degradan las sustancias producidas en etapas anteriores hasta la producción de biogás.

La digestión anaerobia se puede realizar en un amplio rango de temperaturas, destacando dos rangos posibles, hasta 35 °C donde actuarán las bacterias mesófilas y por encima de esa temperatura donde actuarán las bacterias termófilas. El proceso de digestión se lleva a cabo en digestores.

Como ya hemos comentado el producto principal de la digestión anaerobia es el biogás. El rendimiento, es decir, el volumen de biogás producido por unidad de material digerible es variable, depende tanto de las características de la materia prima como de las condiciones del proceso de digestión: temperatura, tiempo de retención y tipo de digestor. Principales procesos a los que se somete a la biomasa y las aplicaciones que se consiguen:

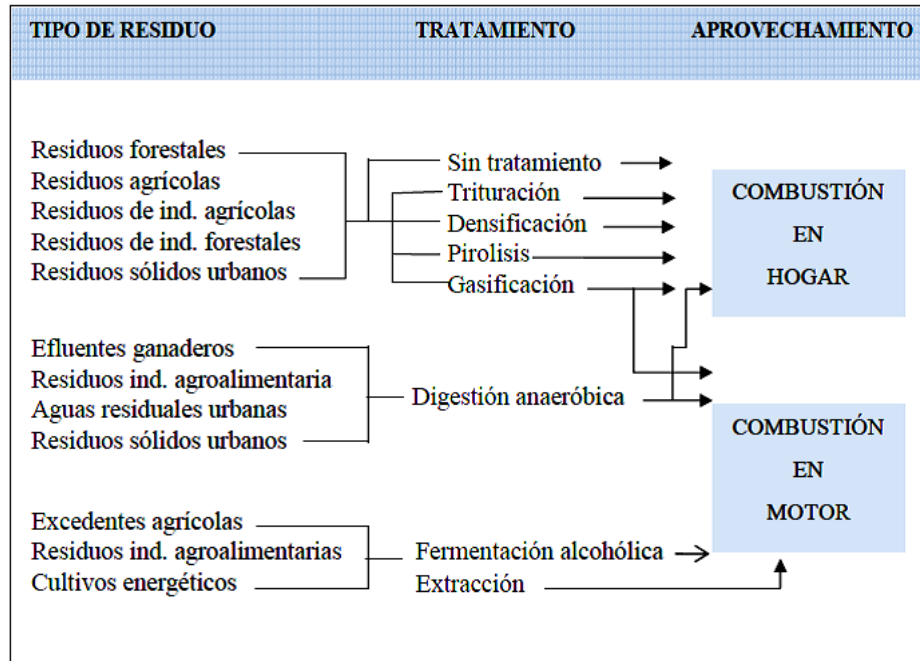
Tabla 7 Aplicación según el proceso de transformación de biomasa

Procesos de transformación de la biomasa	Aplicación
Combustión	Producción de calor para uso doméstico e industrial (calderas de agua y aire caliente) Producción de energía eléctrica
Fermentación alcohólica	Producción de etanol para uso como biocombustible o disolvente
Digestión anaerobia	Producción de biogás para usos domésticos de calefacción y como combustible

Fuente: Desarrolló e implantación de energías renovables capítulo 4.- Definición y tipos de energías renovables

A continuación se presenta algunas posibilidades de tratamientos para tipos de residuos (biomasa) más utilizados en el proceso de obtención de energía alternativa a partir de desechos orgánicos,

Tabla 8 Tipo de residuo y su tratamiento y su forma de aprovechamiento



Fuente: <http://biomasa.blogspot.com/index-1.html>

CULTIVOS ENERGÉTICOS

Se trata del cultivo de cosechas atendiendo al valor que poseen según su potencial energético. La selección de áreas potenciales para introducir cultivos energéticos se ha llevado a cabo con criterios topográficos en diferentes sectores de la unión Europea donde se han tomado criterios como: climáticos y socioeconómicos, mientras que la selección de los potenciales cultivos energéticos se realiza estudiando las siguientes variables: área de producción, producción potencial, periodo de cosecha, costo de los cultivos, uso energético potencial, poder calorífico interior y densidad.

Ventajas y desventajas que representa esta forma de cultivo al aplicarlo en el método de obtención de energía:

Tabla 9 desventajas y ventajas de los cultivos energéticos

Cultivos energéticos	
VENTAJAS	INCONVENIENTES
1.- Prevención de la erosión	1.- Aumento contaminación química
2.- Disminución del riesgo de sufrir incendios forestales	2.- Alteración de las condiciones naturales
3.- Aumento de la biodiversidad	3.- Rentabilidad escasa
4.- Fortalecimiento de la economía local	4.- Mercado no desarrollado
5.- Aparición de nuevos puestos de empleo	5.- No competitivo con los combustibles fósiles
6.- Ayuda a frenar la emigración masiva	

Fuente: Desarrolló e implantación de energías renovables capítulo 4.- Definición y tipos de energías renovables

2.2.2.2. CLASIFICACIÓN DE LOS CULTIVOS ENERGÉTICOS.

Los cultivos energéticos se clasifican en leñosos y herbáceos. Los primeros se destinan para obtener productos similares a los obtenidos con los residuos forestales, que reciben tratamientos idénticos a aquéllos (combustión principalmente).

Los herbáceos que están destinados al consumo directo son tratados igual que los residuos agrícolas (combustión, fermentación alcohólica,...), mientras que los herbáceos destinados a la fabricación de biocombustibles reciben tratamientos especiales: el bioetanol se puede obtener a partir de cereales (trigo blando, cebada, maíz), materias primas con alto contenido en azúcares simples (remolacha) y en azúcares compuestos; mientras que el biodiesel se produce a partir de los esteres metílicos obtenidos a partir de cultivos con alta riqueza en grasa como el girasol o la colza.

A continuación se presenta un resumen las principales ventajas e inconvenientes del empleo de biomasa con fines energéticos:

Tabla 10 Biomasa para usos energéticos

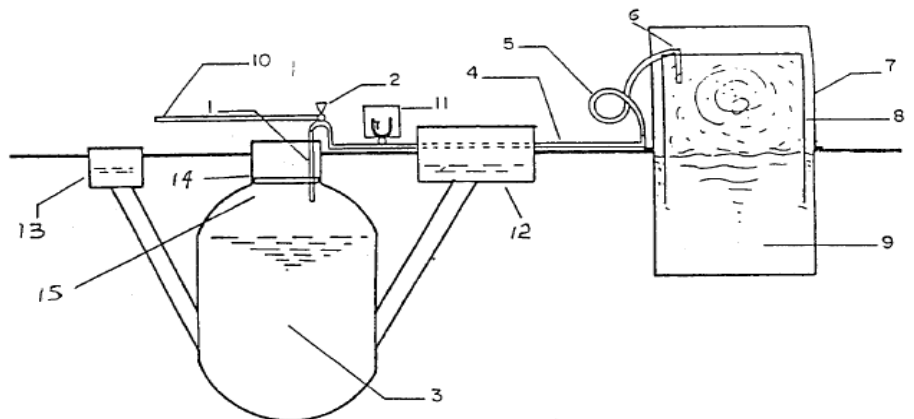
Biomasa para usos energéticos	
VENTAJAS	INCONVENIENTES
1.- Disminuye la dependencia del abastecimiento de combustibles	1.- Dispersión espacial de los recursos
2.- En la mayoría de las aplicaciones no se provocan emisiones de gases contaminantes	2.- Variabilidad temporal de la producción
3.- Valorización de los residuos: los transformamos en materias primas	3.- Mala planificación y transporte de las materias primas
4.- Uso de tierras abandonadas por exigencias de la PAC	4.- Para aprovechar el contenido energético se debe someter a procesos de transformación previos
	5.- Falta de conexión entre los agentes implicados
	6.- Grandes espacios para el almacenaje

Fuente: Desarrolló e implantación de energías renovables capítulo 4.- Definición y tipos de energías renovables

2.2.3. REACTOR ANAERÓBICO (BIODIGESTOR).

El biodigestor es una fuente de generación de energía que es el biogás a este sistema también se le conoce como: Digestor anaeróbico, reactor anaeróbico, reactor biológico o simplemente digestor. Viene a ser un deposito cerrado, donde ocurrirá la descomposición de la materia orgánica (estiércol de animales, desechos vegetales, desechos humanos) en condiciones anaeróbicas (sin la presencia de oxígeno), producto de esta descomposición (fermentación) se producirá biogás y bioabonos. A continuación presentamos la imagen en la que se representa el esquema de un biodigestor con todas sus partes.

Gráfico 5 Esquema de un biodigestor



Fuente: producción de gas y saneamiento de afluentes (Ingeniero Antonio Guevara)

Detalles de sistema:

- | | | |
|---|--|--------------------------------------|
| 1. Tubería que conduce el gas del digestor. | 6. Tubería de entrada y salida del gasómetro. | 10. Tubería de distribución del gas. |
| 2. Llave reguladora del uso del gas. | 7. Barras guías del gasómetro. | 11. Manómetro |
| 3. Biodigestor. | 8. Gasómetro. | 12. Cámara de salida del material. |
| 4. Tubería que conduce al gas al gasómetro. | 9. Tanque de agua en donde flota el gasómetro. | 13. Tubo de entrada. |
| 5. Manguera flexible. | | 14. Tapa hermética. |
| | | 15. Cámara de depósito de gas. |

COMPOSICIÓN Y CARACTERÍSTICA DEL BIOGÁS

El biogás como mezcla está constituida por metano (CH₄), en una proporción que oscila entre un 60% a un 65% y dióxido de carbono (CO₂), conteniendo pequeñas proporciones de otros gases como hidrógeno, nitrógeno y sulfuro de hidrógeno. Y cuyas características se presentan a continuación⁵.

Tabla 11 Características del biogás

CARACTERISTICAS	CH ₄	CO ₂	H ₂ -H ₂ S	OTROS	BIOGAS 60/40
Proporciones					
% Volumen	55-70	27- 44	1	3	100
Valor Calórico					
MJ/m ³	35.8	--	10.8	22	21.5
kCal/m ³	8600	--	2581	5258	5140
Ignición					
% en aire	5-15	--	--	--	6-12
Temp. Ignición (°C)	650-750	--	--	--	650-750
Presión crítica (Mpa)	4.7	7.5	1.2	8.9	7.5-8.9
Densidad nominal (g/l)	0.7	1.9	0.08	--	1.2
Densidad relativa	0.55	2.5	0.07	1.2	0.83
Inflamabilidad Vol. % en aire	5-15	--	--	--	6-12

Fuente: <http://www.engormix.com/mbr-210846/pablo-infantes-chavez>

⁵ Manual para la Producción de Biogás de Hilbert Jorge., Instituto de Ingeniería Rural, Argentina, 2003

El biogás es el término que se aplica a la mezcla de gases que se obtienen a partir de la descomposición en un ambiente anaerobio (sin oxígeno) de los residuos orgánicos, de estiércol animal, o la combinación de ambos productos y desechos de los vegetales⁶. Los gases se expanden libremente hasta llenar el recipiente que los contiene, y su densidad es mucho menor que la de los líquidos y sólidos. Es un combustible económico y renovable.

Metano, llamado gas de los pantanos, compuesto de carbono hidrógeno, de fórmula CH₄, es un hidrocarburo, el primer miembro de la serie de los alcanos.

Es más ligero que el aire, incoloro, inodoro e inflamable.

El metano puede obtenerse mediante la hidrogenación de carbono o dióxido de carbono, por la acción del agua con carburo de aluminio o también al calentar etanoato de sodio con álcali. El metano tiene un punto de fusión de -182,5 °C y un punto de ebullición de - 161,5 °C. El metano es apreciado como combustible y para producir cloruro de hidrógeno amoníaco, etino y formaldehído o Metanal (compuesto de carbono, hidrógeno y oxígeno de fórmula HCHO o CH₂O, Es el más simple de los aldehídos. A temperatura normal es un gas de un olor penetrante. Puede ser comprimido hasta el estado líquido; su punto de ebullición es -21 °C. La formalina es el nombre comercial de una solución que contiene un 40% de metanal y un 60% de agua, o de agua y alcohol metílico. Se utiliza como desinfectante, insecticida, fungicida y desodorante)⁷.

2.2.4. CLASIFICACIÓN DE LOS BIODIGESTORES.

Estos se clasifican de acuerdo a dos aspectos:

- Régimen de carga.
- Dirección del flujo en el interior del reactor.

⁶ Biodigestor III Conservacionista Datos Técnicos Del Biodigestor Autores Ing. M.E.Chávez, H.Chi., L.Gutiérrez.

⁷Fuentes: Castillo, G.ITCR Hashimoto A.G. Y.R.Chen. Methane and Protein from animal feedlot wastes, Journal of Soil and Water Conservation 1979

RÉGIMEN DE CARGA.

2.2.4.1. Flujo Continuo.

Son los que reciben su carga por medio de una bomba y mantiene una carga de manera continua.

2.2.4.2. Biodigestores de Dos Etapas.

Este diseño de digestor se basa en el principio en el cual los microorganismos involucrados para la fermentación requieren de diferentes contenidos de pH y tiempo de retención.

De esta manera, en el primer reactor ocurre la hidrólisis y acidogénesis de la materia orgánica inicial, mientras que en el segundo se lleva a cabo la acetogénesis y metanogénesis del material acidificado. El problema que enfrenta este digestor es el tiempo de retención hidráulico muy prolongado en la primera etapa y baja producción de biogás.

2.2.4.3. Biodigestores para Digestión Anaeróbica Seca.

Este tipo de digestión permite la degradación de material residual con concentraciones de sólidos totales superiores o mayores al 20%. Dentro de las ventajas que presenta es el bajo consumo de agua ya que requiere de cantidades mínimas, el volumen del digestor es relativamente pequeño, debido a la alta densidad del sustrato y por último el requerimiento energético es bajo para mantener una temperatura controlada en el interior del digestor y evitar proceso de inhibición metanogénica.

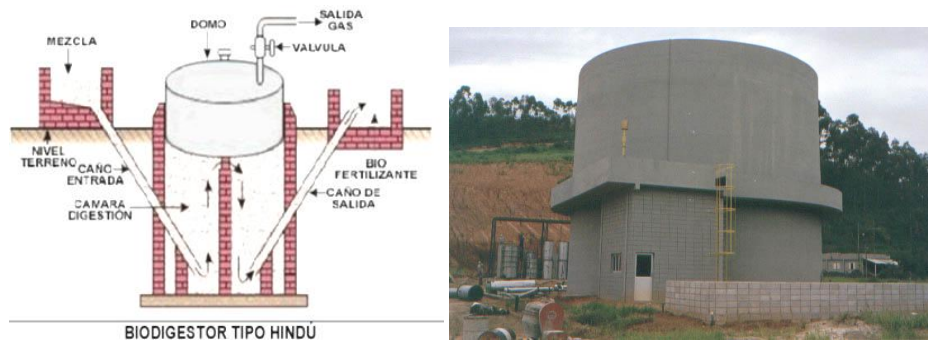
2.2.4.4. Flujo Semi-Continuo.

Son los que reciben una carga fija de materia prima cada día y aportan el efluente en la misma cantidad.

2.2.4.4.1.1. Biodigestor tipo Hindú (domo móvil).

También llamado de domo o campana flotante, usada en zonas rurales, la misma que en su parte superior presenta una campana o domo que se mantiene flotando en el líquido a causa del biogás que retiene en su interior. El domo puede ser de metal o preferiblemente de un material resistente a la corrosión como los plásticos reforzados. Esta campana sube y baja dependiendo del volumen de gas que contiene y por esto requiere una varilla guía central o rieles laterales que eviten el rozamiento contra las paredes de la estructura. Se lo carga por gravedad una vez al día, en este digestor el volumen de carga depende del tiempo de retención, el mismo que produce una cantidad de gas de manera constante y a una presión interna constante que se estima este entre valores de 0.015 y 0.017 atm⁸, siendo esta su principal característica.

Gráfico 6 Biodigestores tipo Hindú.



Fuente: libro producción de gas y saneamiento de afluentes autor: Ing. Antonio Guevara

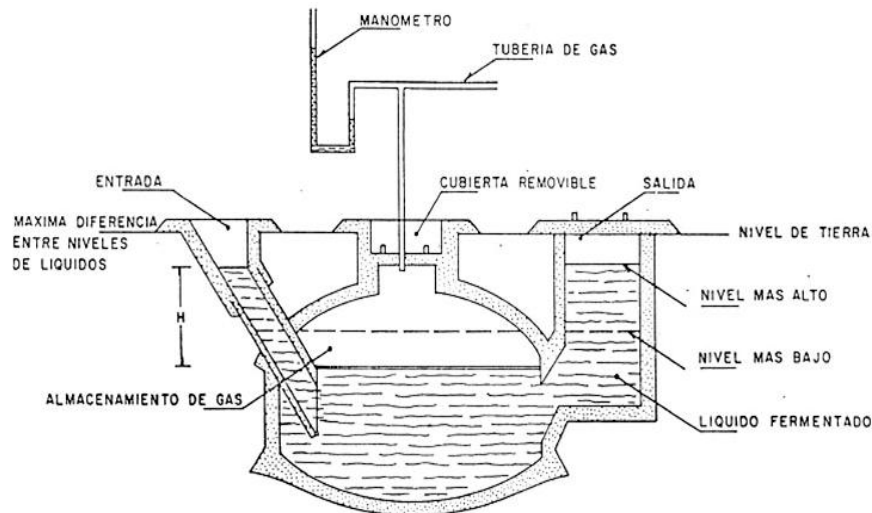
Este tipo de digestor puede ser construido de manera horizontal o vertical de acuerdo a la producción de gas o bioabono que se necesite.

2.2.4.4.1.2. Biodigestor tipo Chino (domo fijo).

Es un digestor semi-continuo, de campana fija, construida de diversos materiales y el biogás es recolectado en un recipiente fijo. La característica de este digestor es que trabaja a presión variable⁹.

⁸<http://www.energianatural.com.ar/biogas02.html>
⁹ fundación presencia; El Biogás y sus Aplicaciones; Colombia; 1992

Gráfico 7 Biodigestor de domo fijo¹⁰.



Fuente: <http://www.energianatural.com.ar/biogas02.html>

La forma de construcción consiste de una bóveda esférica, con el gasómetro fijo e inmóvil. El gas es almacenado en la parte superior del digestor, aumentando la presión, de esta manera desplaza el material de fermentación hacia el tanque de compensación.

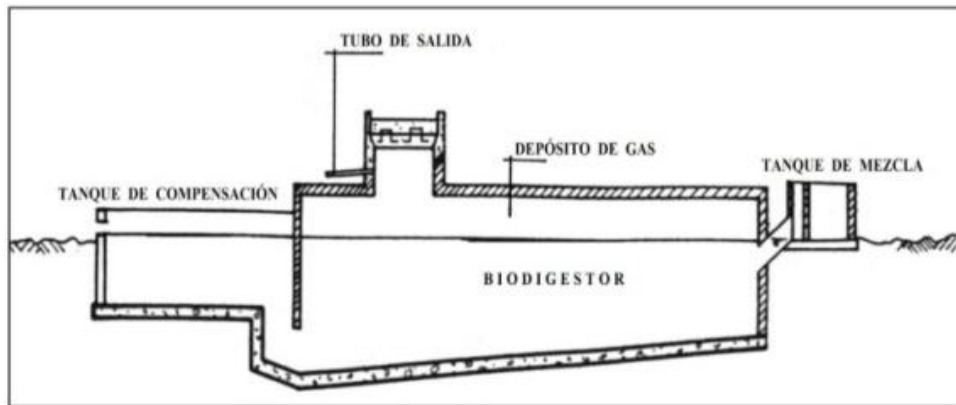
Cuando el consumo excede a la producción, el volumen del biogás disminuye y el sustrato desplazado retorna al digestor. Por lo tanto la presión está en función del gas almacenado.

2.2.4.4.1.3. Biodigestores horizontales (flujo pistón)¹⁰.

Este tipo de biodigestor se construye bajo tierra, su sección es cuadrada o en forma de V, la relación largo/ancho varía entre 5:1 hasta 8:1 y está provisto de paredes divisoras ranuradas cuyo efecto es que el material fluya sinusoidalmente de esta manera se evita que el sustrato salga antes de terminar el TR (tiempo de retención).

¹⁰<http://www.energianatural.com.ar/biogas02.html>

Gráfico 8 Biodigestor horizontal (flujo pistón).



Fuente: <http://www.ambiente-ecologico.com/ediciones/069-04-2000/069-walterhugoranieri.html>

2.2.4.5. Flujo Discontinuo, Estacionario o por Lotes.

Los biodigestores discontinuo también llamado: por lotes, estacionario o simplemente batch son contenedores cerrados que una vez cargados no permiten extraer o añadir más sustratos hasta que finalice el proceso completo de biodegradación y producción de biogás.

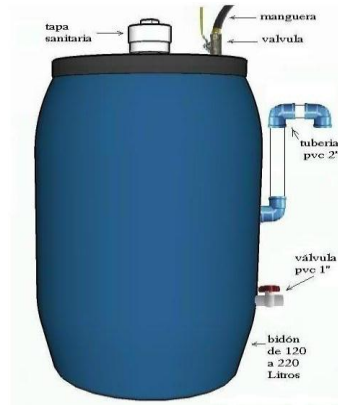
En otras palabras, el proceso finaliza cuando no se produce más biogás como se muestra la figura. Estos tipo de digestores admiten mayor carga de materiales poco diluidos, por lo que el requerimiento de agua es menor que en los sistemas continuos.

Otro aspecto a favor es que no son afectados por presencia de material pesado como tierra o arena. Al principio y al final del proceso la producción de biogás es marcadamente menor;

Lo cual se debe a la carencia de condiciones óptimas para los microorganismos anaeróbicos al inicio y posteriormente al agotamiento de los nutrientes para los mismos.

Son los que se cargan una sola vez y de acuerdo al tiempo de retención se vacían completamente.

Gráfico 9 Biodigestor tipo Batch



Fuente: <http://www.energianatural.com.ar/biogas02.html>

Este biodigestor se caracteriza porque se realiza una carga y vaciado total de la cámara de digestión. Además es de uso en laboratorios y en el tratamiento de materias vegetales¹¹.

DIRECCIÓN DEL FLUJO EN EL INTERIOR DEL REACTOR.

2.2.4.6. Flujo horizontal.

Son generalmente tubulares con forma de salchicha, se cargan por un extremo de modo que la carga diaria va desplazando por su interior a la anterior. Este digestor consiste en una bolsa o balón plástico sellado herméticamente, donde el gas se almacena en la parte superior ocupando aproximadamente un 25% del volumen total.

Gráfico 10 Biodigestor horizontal (PugFlow)



a) Tubular de plástico b) Tubular de ferro cemento

Fuente: <http://www.ambiente-ecologico.com/ediciones/069-04-2000/069-walterhugoranieri.html>

¹¹Manual para la producción de biogás Autor: Ing. A. M. Sc. Jorge A. Hilbert

2.2.4.7. Flujo ascendente¹².

La característica principal de este digester es el proceso de carga ya que la materia orgánica a procesar se lo ingresa en el fondo del recipiente por medio de canales y fluye hacia la parte superior por efecto de la densidad de los sólidos. En este tipo de digester de flujo ascendente el más destacado, es el de tipo campana, y lo cual lo hace el modelo muy popular para producir biogás, pero no es muy apto para el aprovechamiento óptimo de biofertilizante debido a que la mezcla no se puede homogenizar en su totalidad.

2.2.5. VENTAJAS Y DESVENTAJAS QUE PRESENTAN LOS BIODIGESTORES

Ventajas

Producción de biogás, que puede ser usado como combustible para la cocción de los alimentos sin que adquieran un olor o sabor extraño.

Permiten aprovechar los excrementos, evitan problemas de contaminación de aguas, malos olores o criadero de insectos y controlan los microorganismos capaces de generar enfermedades (patógenos). Se homogeniza el biofertilizante facilitando la mezcla, pulverización y distribución en cultivos y pasturas¹³.

Desventajas

Su ubicación debe estar próxima a la zona donde se recoge el sustrato de partida y a la zona de consumo, tanto para acumular los desechos orgánicos como para abaratar los costos que supone la canalización del sistema. La temperatura debe ser constante y cercana a los 35° C como recomendación para obtener un tiempo de retención menor, en el caso de que el proceso de obtención del biogás se presente en climas fríos presentaría tiempos de retención muy grandes así que se debe tomar en cuenta la temperatura. Además puede generar como subproducto

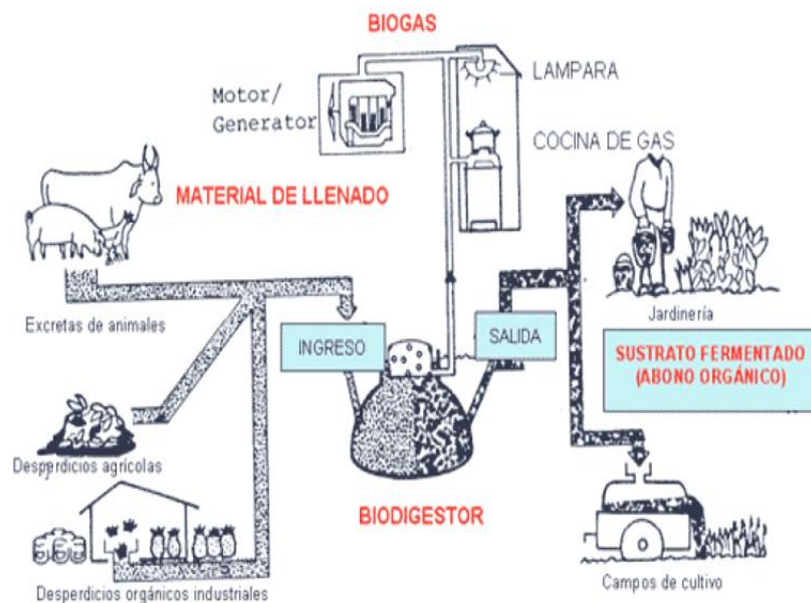
¹²[HTTP://WWW.ENGORMIX.COM/DISEÑO_BIODIGESTORES_S_ARTICULOS_976_.HTM](http://www.engormix.com/diseño_biodigestores_s_articulos_976_.htm)
¹³ FUENTES ALTERNATIVAS DE ENERGÍA, UNAD.

sulfuro de hidrógeno, un gas tóxico y corrosivo que puede además reducir la capacidad calorífica del biogás en la salida, encareciendo el proceso por la necesidad de depurarlo. El gas metano, principal componente del biogás, al ser lanzado a la atmósfera, causa el efecto invernadero¹⁴.

2.2.6. EL CICLO DE LA BIOMASA EN EL BIODIGESTOR

A continuación se presenta un esquema básico desde el origen de la alimentación del biodigestor (entrada), luego el proceso que producto nos da como resultado biogás, y además se puede observar que después del proceso se puede realizar fertilización del suelo con la biomasa ya procesada por el biodigestor (salida).

Gráfico 11 Gráfica del proceso y su utilidad de un digestor



Fuente: <http://www.engormix.com/mbr-210846>

2.3. FUNDAMENTACIÓN LEGAL

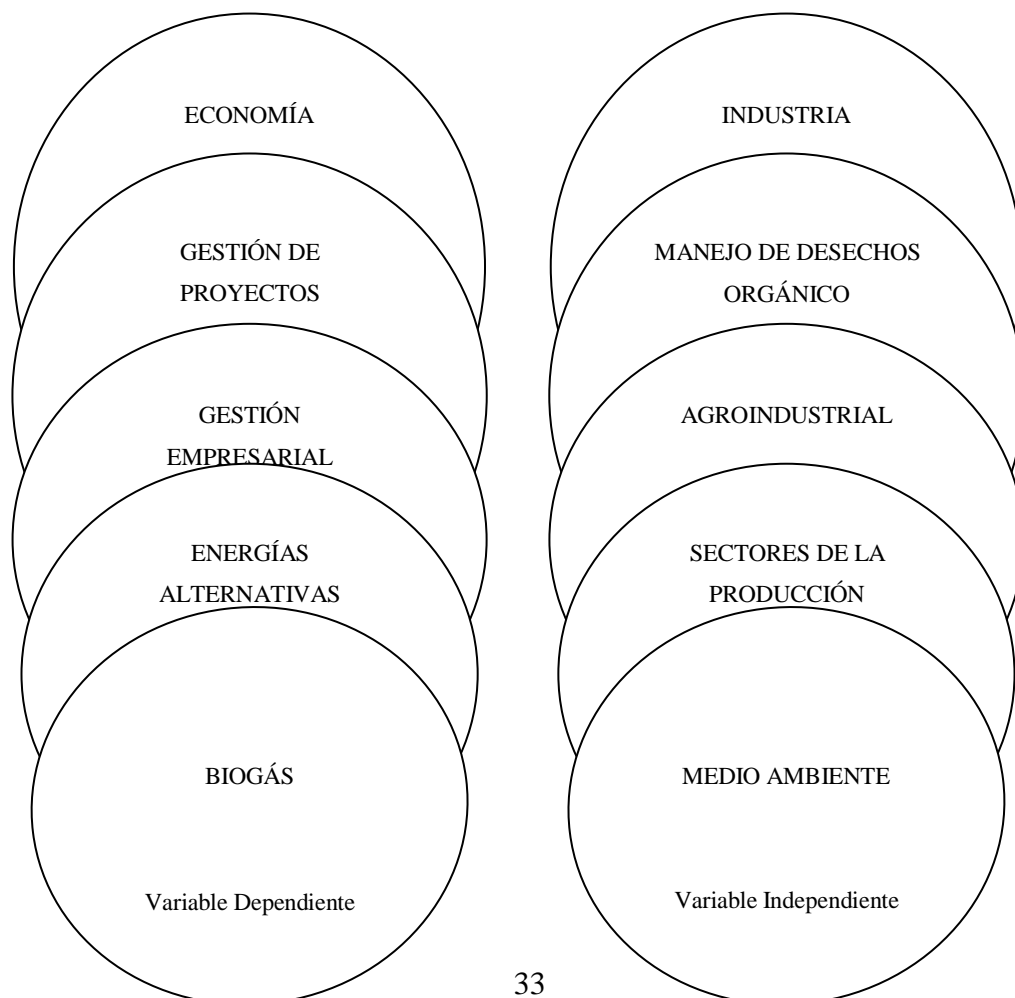
De acuerdo con la necesidad es importante hacer una selección de las normas y estándares vigentes, que se podrían aplicar de acuerdo con las características y aplicaciones para recipientes de almacenamiento o generación de combustibles. Existen una gran cantidad de normas y códigos que se pueden utilizar para la

¹⁴ FUENTES ALTERNATIVAS DE ENERGÍA, UNAD.

construcción de recipientes de almacenamiento y otras aplicaciones, de las que podemos enumerar las siguientes:

NORMA	DESCRIPCIÓN
ASME Sección XII	Reglas para Construcción y Servicio Continuo para Tanques Transportables
ASME Sección VIII, Div. 1	Recipientes a Presión
ASME Sección IX	Calificación de Soldadura
ASME Sección II	Materiales
ASME Sección V	Ensayos no destructivos
API 650	Tanques de Acero Soldados para Almacenamiento de Crudo
Pressure Vessel Handbook, 12th, edition	Basado en ASME VIII, Div 1
SSPC	Código para Preparación de Superficies y Pintura
NFPA 30	Código de Combustibles y Líquidos Flamables
UBC	Código para la Construcción
OSHA	Seguridad Ocupacional y Administración de la Salud

2.4. RED DE CATEGORÍAS FUNDAMENTALES:



2.5. HIPÓTESIS

La implementación de un biodigestor que genere biogás a partir de excretas de ganado porcino servirá para reducir el consumo de gas doméstico (GLP de uso doméstico) en la hacienda “El Márquez” del sector de Cunchibamba de la provincia de Tungurahua.

2.6. SEÑALAMIENTO DE VARIABLES

2.6.1. VARIABLE DEPENDIENTE

Biodigestor que genere biogás a partir de excretas de ganado porcino

2.6.2. VARIABLE INDEPENDIENTE

El consumo de gas doméstico (GLP de uso doméstico) en la hacienda “El Márquez” del sector de Cunchibamba de la provincia de Tungurahua

2.6.3. TÉRMINO DE RELACIÓN

Reducir

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1. ENFOQUE

En el desarrollo de nuestra investigación para realizar el generador de biogás predomina lo cuantitativo por la preferente utilización de los siguientes datos:

Verificación de los parámetros de medición y prueba de los recursos que generan el biogás.

Optimizar la obtención de biogás mediante combinaciones de residuos para analizar su efectividad.

Disminuir el consumo de utilización de GLP y energía eléctrica.

3.2. MODALIDAD Y TIPO DE INVESTIGACIÓN

3.2.1. MODALIDAD

- **Campo.**- Ya que realizaremos encuestas en la hacienda, para verificar si sería de utilidad la creación de este generador de biogás con desechos animales.

- **Bibliográfica.**- Pues utilizaremos información de libros, catálogos y fichas que nos permita establecer los parámetros y recomendaciones que faciliten la investigación y posterior construcción.

- **Experimental.**- Porque se utilizará el método de ensayo de prueba y error para obtener las mejores características de funcionamiento del generador de biogás, así como obtener una buena producción y calidad de obtención de energía con excretas animales.

3.2.2. TIPO DE INVESTIGACIÓN

- **Exploratoria.-** Debido a que se seleccionará artefactos similares en su funcionamiento y así poder obtener los datos para realizar un pre diseño y el diseño final de nuestra prototipo.
- **Descriptiva.-** Se dará a conocer cada una de las partes constitutivas del generador de biogás de una forma tal que sea entendible por todos los lectores que sean afines a este tema.
- **Explicativa.-** Se identificarán las variables en las cuales nos vamos a centrar para el desarrollo de nuestra investigación.
- **Orientada a la comprobación.-** Porque tiene que verificarse si se llega a cumplir con cada uno de los objetivos planteados en la investigación.

3.3. POBLACIÓN Y MUESTRA

3.3.1. POBLACIÓN

La población de la presente investigación estará conformada por la cantidad de animales que generar nuestro abastecimiento, es decir la cantidad de abono que se pueda obtener para la experimentación, en nuestro caso específico se ensayara con excretas de ganado porcino que se pueda obtener en la hacienda El Márquez durante el desarrollo de la investigación.

3.3.2. MUESTRA

Como se ha explicado anteriormente en la población esta dependerá esencialmente de cantidad de abono que se genere en el instante de la investigación.

3.4. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

3.4.1. VARIABLE INDEPENDIENTE

Estudio de un sistema de energía renovable para la producción de biogás a partir de excretas de ganado porcino.

CONTEXTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTACIÓN
El biodigestor es el componente del sistema de biogás que optimiza naturalmente el crecimiento y proliferación de un grupo de bacterias anaerobias que descomponen y tratan los residuos orgánicos dejando como subproducto gas combustible y un efluente líquido rico en nutrientes y materia orgánica estabilizada.	Investigación Generador de energía a partir de desechos orgánicos	Desarrolló energético	¿Cómo se puede manejarlos residuos orgánicos que produce la hacienda? ¿Qué tipo de clase de biodigestor será óptimo aplicar para nuestras necesidades?	Investigación bibliográfica Investigación de campo Investigación experimental
El biogás está constituido principalmente de Metano (CH ₄), dióxido de carbono (CO ₂) producidos de la mezcla de gases que se obtienen a partir de la descomposición en un ambiente anaerobio (sin oxígeno) de los residuos orgánicos, de estiércol animal, o la combinación de ambos productos y desechos de los vegetales	Investigación Generar a partir de la digestión anaeróbica energía renovable	Disminución de consumo de energía no renovable	¿Qué tan efectivo es el biogás como energía renovable?	Investigación orientada a la comprobación Registros específicos Cuaderno de notas

3.4.2. VARIABLE DEPENDIENTE

Disminuir el consumo de gas doméstico en la hacienda El Márquez del sector de Cunchibamba de la provincia de Tungurahua.

CONTEXTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTACIÓN
<p>El gas doméstico conocido así por su utilización en los hogares, y cuyo nombre técnico es GLP(gas licuado de petróleo) es un subproducto de la combinación de fósiles y minerales enterrados hace millones de años y que se le denomina petróleo este GLP se lo produce del refinamiento del petróleo y por lo tanto este es un producto no renovable que se trata de disminuir su consumo con fuentes de energías renovables.</p>	<p>Poder calorífico</p>	<p>Tiempo de cocción de los alimentos</p>	<p>¿Qué tan efectivo será el biogás para consumo doméstico en la hacienda?</p>	<p>Investigación bibliográfica</p> <p>Investigación de campo</p> <p>Investigación experimental</p> <p>Investigación orientada a la comprobación</p> <p>Registros específicos</p> <p>Cuaderno de notas</p>
	<p>Tiempo de suministro del GLP en la hacienda</p>	<p>Cantidad de cilindros de GLP utilizados en un mes.</p>	<p>¿Con que frecuencia es utilizado el GLP en la hacienda?</p>	

3.5. TÉCNICA DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN

En el desarrollo de la presente investigación se van a utilizar las siguientes técnicas de recolección de la información:

- ✓ Observación de campo: fichas de campo
- ✓ Observación experimental: Registros específicos
- ✓ Observación directa: Cuaderno de notas
- ✓ Observación estructurada: Fichas de campo

La razón principal es que estas técnicas e instrumentos nos van a permitir la recolección de importante información que nos permitirá analizar y tabular los resultados que se encuentran en función de las variables de la hipótesis y su respectiva comprobación, estableciendo conclusiones y recomendaciones para obtener una investigación fructífera.

3.6. PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS

3.6.1. PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN

- ✓ Revisión crítica de la información recogida
- ✓ Tabulación de los cuadros según las variables de la hipótesis: cuadro de una variable o cuadros con cruces de variables.
- ✓ Obtener la relación porcentual con respecto al total.
- ✓ Con el porcentaje y los resultados numéricos se estructura el cuadro de resultados que sirve de base para la graficación.
- ✓ Graficar y representar los resultados mediante gráficos estadísticos.
- ✓ Estudio estadístico de datos para la presentación de resultados.
- ✓ Analizar e interpretar los resultados relacionándoles con los objetivos y la hipótesis.

3.6.2. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

El análisis e interpretación de resultados se presentaran en el capítulo 4 en esta parte se pondrá en conocimiento los siguientes ítem que se tendrán que evaluar en proyecto después de los ensayos realizados en el generador anaeróbico.

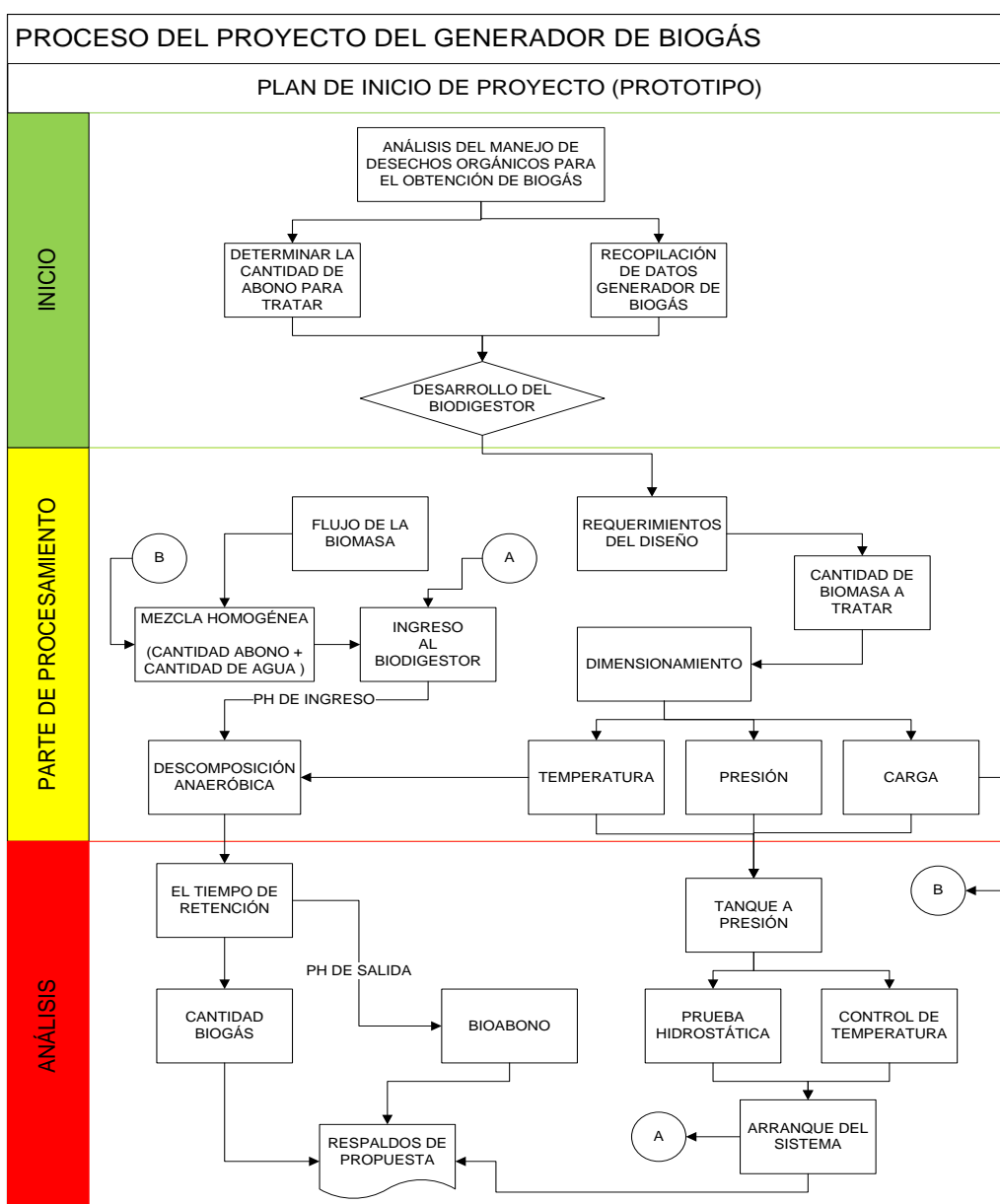
- ✓ Luego de los gráficos en la parte inferior de cada uno de ellos es común encontrar unas pocas líneas con el análisis e interpretación de los mismos en función de los objetivos y la hipótesis de la propuesta.
- ✓ Análisis de los resultados estadísticos, destacando la tendencia de acuerdo a los objetivos y la hipótesis.
- ✓ Interpretación de los resultados, con el apoyo del marco teórico.
- ✓ Comprobación de la hipótesis.
- ✓ Establecimiento de conclusiones y recomendaciones.

CAPITULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Para establecer el estudio se analizaran los siguientes aspectos que guiaran la investigación:



De la parte de análisis del proceso anterior se tomarán un aspecto importante que es la cantidad de biogás que se pueda obtener y a partir de este se tomará en cuenta los siguientes resultados que se logran obtener para su análisis como lo es:

- Consumo de GLP
- Cantidad de abono ensayada.
- Mezcla del compuesto.
- Temperatura.
- Tiempo de retención.
- PH de la mezcla.

Consumo de gas doméstico (GLP de consumo doméstico) en la hacienda.

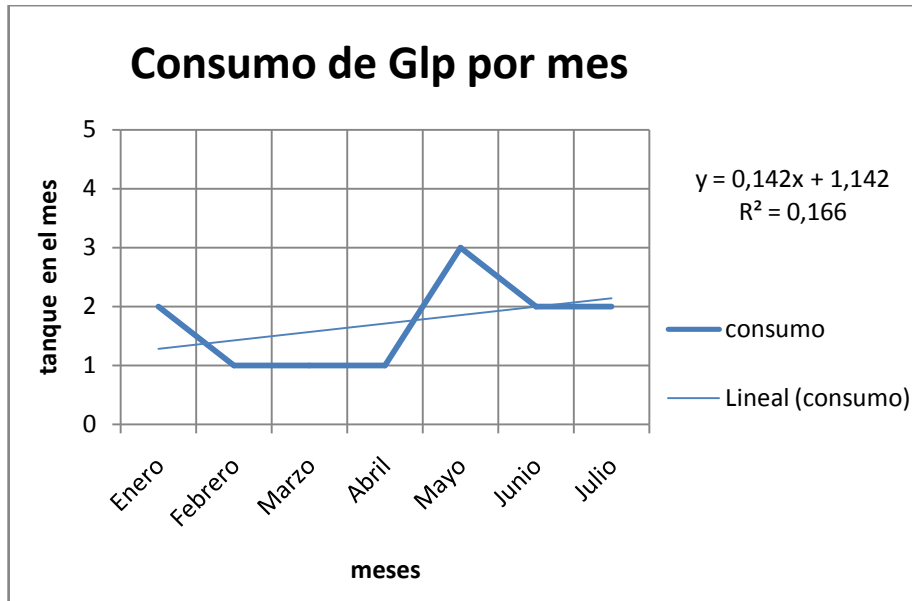
La hacienda cuenta con la cantidad de 2 tanques de 15 kg de GLP para el consumo debido a que esta provee alimentación a los trabajadores que cuidan la misma y además se tiene 2 tanques de reserva en el caso de falta de suministro del mismo y además y además tiene un consumo de energía promedio de 200 kwh.

Tabla 12 Consumo y pronóstico de consumo de GLP

Mes	# de tanques consumidos	Meses posteriores (pronóstico)	Pronóstico de tanques que se podrían consumir
Enero	2	Agosto	2
Febrero	1	Septiembre	2
Marzo	1	Octubre	3
Abril	1	Noviembre	3
Mayo	3	Diciembre	3
Junio	2		
Julio	2		

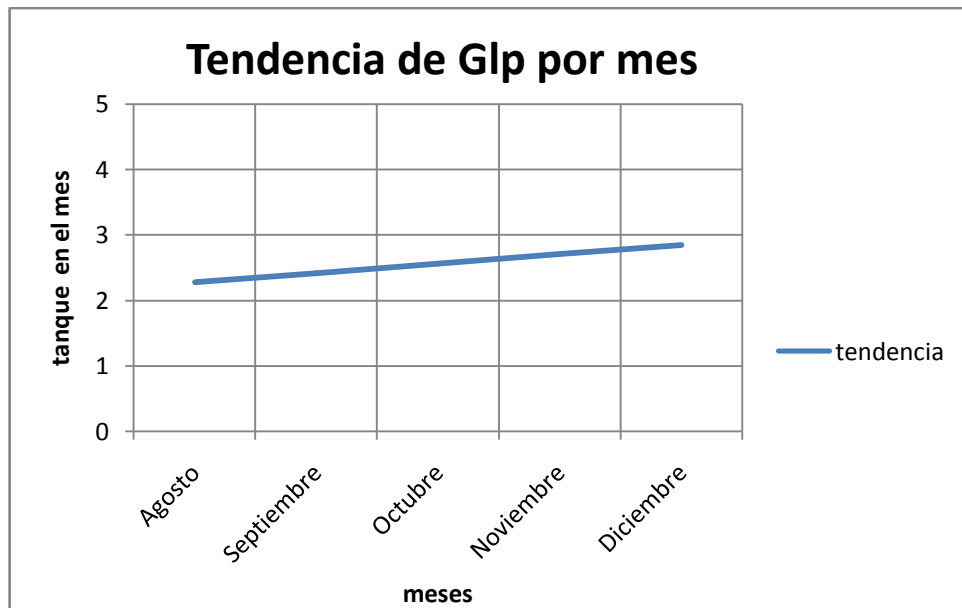
Fuente: Autor

Gráfico 12 consumo de GLP



Fuente: autor de la tesis

Gráfico 13 tendencia de consumo



Fuente: autor de tesis

Según los que se puede apreciar del pronóstico, nos hace pensar que esta medida de consumo se puede aumentar por lo que para el análisis se tomará este como el parámetro más fundamental que tendríamos que disminuir y además tendríamos que tomar en cuenta que la hacienda adquiere el GLP cada mes o 15 días dependiendo de la presencia del distribuidor del mismo por el sector.

La cantidad de animales con la que cuenta la hacienda es de 100 cabezas de ganado bobino, 10 cerdos, 3 caballos además cabe hacer notar que la cantidad de abono que estos animales genera no se cuantifican, tan solo se puede obtener las excretas de los cerdos pues se encuentran en un corral y lo cual facilita el estudio debió a que se puede cuantificar una parte que se puede considerar constante para la alimentación del biodigestor y que se estima que producen 13.608 a 22.68 kg por día y que cada animal pesa alrededor de 150 lb.

En la siguiente tabla se puede observar cuando de biogás se puede obtener se según el peso del animal, en este punto solo se especifican la cantidad de biogás que se puede obtener de una sola clase de animal.

Tabla 13 Potencial de producción de biogás por animal

		UAE ⁴	Estiércol liq. [M3/animal]			Producción de gas M3/UAE/día
			Día	Mes	Año	
Bovinos	Vacas, vacunos de engorda	1	0,05	1,5	18,00	0,56 - 1,5
	Vacas de producción lechera	1,2	0,055	1,65	19,80	0,56 - 1,5
	Toro de reproducción	0,7	0,023	0,69	8,28	0,56 - 1,5
	Vacunos jóvenes < 2 años	0,6	0,025	0,75	9,00	0,56 - 1,5
	Ternero de crianza <1 año	0,2	0,008	0,24	2,88	0,56 - 1,5
	Ternero en engorda	0,3	0,004	0,12	1,44	0,56 - 1,5
Porcinos	Porcino de engorda	0,12	0,0045	0,135	1,62	0,6 - 1,25
	Porcina	0,34	0,0045	0,135	1,62	0,6 - 1,25
	Porcino jóvenes (<12 Kg.)	0,01	0,0045	0,135	1,62	0,6 - 1,25
	Porcino jóvenes (12 - 20 Kg.)	0,02	0,001	0,03	0,36	0,6 - 1,25
	Porcino jóvenes (20 -45 Kg.)	0,06	0,003	0,09	1,08	0,6 - 1,25
	Porcino jóvenes (45 - 60 Kg.)	0,16	0,0045	0,135	1,62	0,6 - 1,25
Ovinos	Ovejas < 1 año	0,05	0,003	0,09	1,08	-
	Ovejas > 1 año	0,1	0,006	0,18	2,16	-
Equinos	Caballos < 3 años	0,7	0,023	0,69	8,28	-
	Caballos enanos	0,7	0,023	0,69	8,28	-
	Caballos > 3 años	1,1	0,033	0,99	11,88	-
Aves de criadero	Pollo de engorda < 1200 gr.	0,0023	0,0001	0,003	0,04	3,5 - 4
	Gallina < 1200 gr.	0,0023	0,0001	0,003	0,04	3,5 - 4
	Pollo < 800 gr.	0,0016	0,0001	0,003	0,04	3,5 - 4
	Gallina < 800 gr.	0,0016	0,0001	0,003	0,04	3,5 - 4

UAE: Unidad Animal Equivalente, base de conversión es una vaca o un vacuno de engorda.

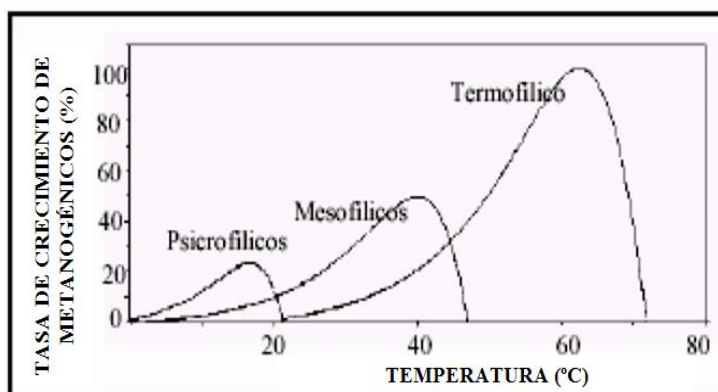
Fuente: Biogas from waste and renewable, Dieter Deublein y AngelicaStein Hauser, 2008 WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim

Tabla 14 Tipos de fermentación y rangos de trabajo

Fermentación	Mínimo	Óptimo	Máximo	Tiempo de Fermentación
Psicrofílica	4-10 °C	15-18°C	25-30°C	Arriba de 100 días
Mesofílica	15-20 °C	28-33°C	35-45°C	30-60 días
Termofílica	25-45°C	50-60°C	75-80°C	10-15 días

Fuente: Samani, Zohrab. “Generación de energía y fertilizantes orgánicos a partir de residuos agrícolas”.
 Universidad del Estado de Nuevo México, Estados Unidos. 2004.

Gráfico 14 Dependencia de la fermentación respecto a la temperatura



Fuente: Samani, Zohrab. “Generación de energía y fertilizantes orgánicos a partir de residuos agrícolas”.
 Universidad del Estado de Nuevo México, Estados Unidos. 2004.

Tabla 15 Valores de pH para la producción del biogás.

pH	7-7.2	Óptimo
pH	6.2	Retarda la acidificación
pH	7.6	Retarda la amonización





Fuente: BOTERO R. / PRESTON T., Manual de Instalación y Operación y utilización de los Biodigestores.
 Colombia, 1987

Temperaturas obtenidas para el tiempo de retención

Para el estudio se establecieron 3 días de los cuales se obtuvo diferentes temperaturas en el reactor anaerobio y los mismos que se tabularan para establecer lo que pasa en los 3 días.

Como se pueden observar en las figuras se analizarán los tiempos en el reactor y su temperatura exterior e interior para ver sus posibles fugas o pérdidas de calor así:

Gráfico 15 Temperaturas de prueba y descripción de los factores para el proceso

temperatura en ambiente	descripción	temperatura en el reactor	descripción
	Esta temperatura se midió en un día nublado en el primer día de prueba		Esta temperatura se obtuvo debido a que se presentaron algunas fugas en las conexiones y pérdida calor por dichas juntas
	Esta temperatura se presentó en un día soleado en el segundo día de prueba		Esta temperatura después de cambiar conexiones con fuga y una temperatura regulada en el termóstato a 30 a 35°C.

Fuente: autor

En el anexo 7 se muestra la medición de pH, del agua, estiércol y la mezcla y a continuación se tabulan en la siguiente tabla para realizar su respectivo análisis.

Tabla 16 Tabulación del tiempo de retención de prueba

día	tiempo	pH de entrada	Temperatura del ambiente (°C)	Temperatura en el reactor (°C)
1	1 hora	8	18,1	26,1
	2 horas		15,3	27,5
2	1 horas	7.5	16,8	28,3
	2 horas		21,3	29,3

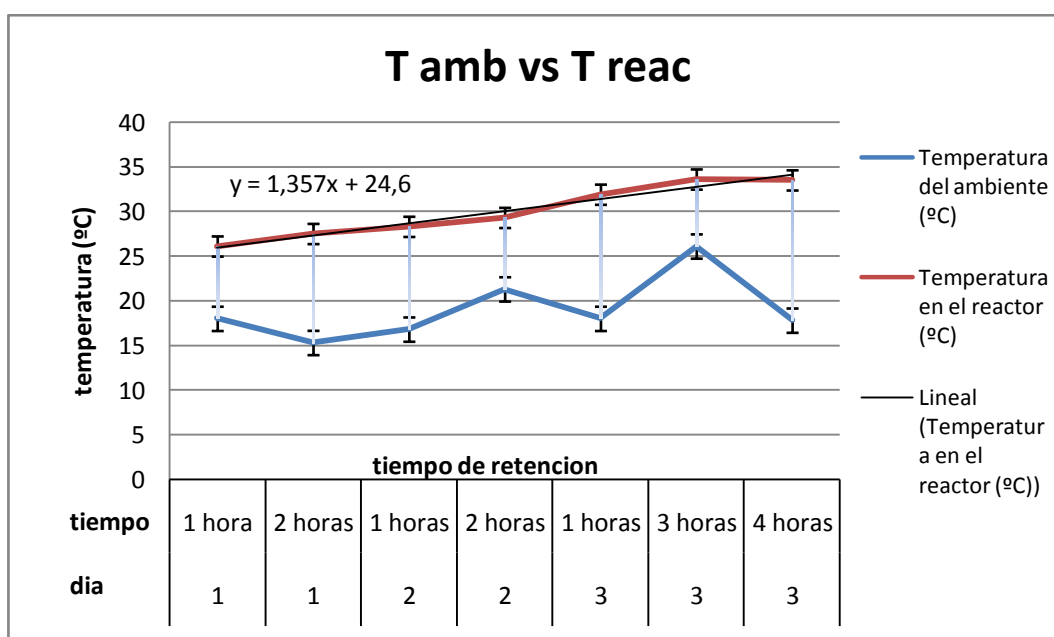
3	1 horas	7,5	18,3	31,9
	3 horas		26,1	33,6
	4 horas		17,8	33,5

Fuente : autor

Por lo que se puede notar de la tabla 16, el pH en la primera muestra es alto debido a la dosificación inadecuada que se tuvo en la mezcla, en este punto cabe hacer notar que las cintas de medición tienen un rango de apreciación de 0,5 entre cada escala por lo que su apreciación estará redondeada al inmediato superior o inferior dependiendo el caso es decir para nuestra segunda muestra el rango de color que se midió o se pudo apreciar era de 7,5 es decir estaba por debajo de los 8 de la primera muestra y esto se presentó debido a la dosificación que se realizó después, así mismo las temperaturas son muy variables lo que permitirá tener una idea clara de cómo está siendo tratada la mezcla en el reactor y lo que permite analizar si el calor adicionado está fugando o se conserva en el reactor.

La gráfica presentada a continuación muestra la variación que presenta la muestra y el reactor cuando el proceso entra en funcionamiento

Gráfico 16 Variación de temperatura dentro y fuera del reactor



Fuente : autor

Volumen del gas producido.

Para realizar el análisis del gas producido este será medido respecto al volumen físico que pueda ocupar el gas generado y que a su vez será almacenado en una funda para determinar la capacidad del reactor y el mismo que estará bajo los siguientes parámetros:

- El gas estará a presión atmosférica
- El gas estará a temperatura ambiente.

Se calculó el volumen de gas mediante el volumen total del contenedor implementado en el biodigestor, estimando la capacidad ocupada por el biogás producido por el componente que se encuentra generando el biogás.

Para esto se utilizó la fórmula siguiente:

$$V = \pi * r^2 * H$$

Dónde:

V = Volumen.

π = Constante Pi $\approx 3,141592$

r = Radio de la circunferencia.

H = altura del cilindro



Para determinar el volumen del gasómetro se estimó que el largo de la funda es de 0,6 m y un radio aproximado de 0,2 m entonces:

$$V = \pi * (0,2\text{m})^2 * 0,6 \text{ m} = 0,075 \text{ m}^3$$

Tabla 17 Cantidad de biogás producido respecto al PH de entrada

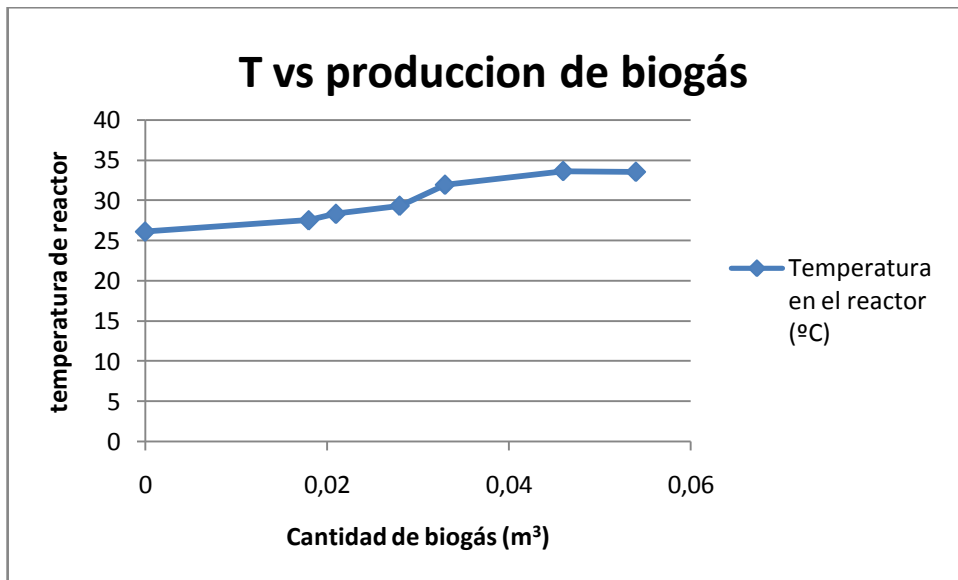
día	tiempo	PH de entrada	Temperatura en el reactor (°C)	Cantidad de biogás (m ³)
-----	--------	---------------	--------------------------------	--------------------------------------

1	1 hora	8	26,1	No se recolecto por fugas
	2 horas		27,5	0,018
2	1 horas	7.5	28,3	0,021
	2 horas		29,3	0,028
3	1 horas	7.5	31,9	0,033
	3 horas		33,6	0,046
	4 horas		33,5	0,054

Fuente : autor

Una vez transcurrido el tiempo en reactor se empezó a llenar una bolsa de plástico para analizar el volumen que se puede generar y juntamente con las temperaturas a las que se tomó la medida se procedió a tabularlas y a generar la gráfica presentada a continuación.

Gráfico 17 Producción de biogás



Fuente : autor

Tabla 18 Consumo calorífico de algunos artefactos más usados en hogares

Factor de conversión: 1 kW ≈ 3440 BTU/h ó 1 kW ≈ 860 Kcal/h

Artefacto	Cantidad	Consumo calorífico		
		BTU/h	Kcal/h	kW
Cocina	1	48000	12000	14
Secadora de Ropa	1	20800	5200	6
Calefón	1	39904	10000	11,6
Calentador de Agua	1	120056	30000	34,9

Fuente: instaladores autorizados de GLP, Sedigas T1 Ed. 1998

Para el análisis se tomara el consumo de una cocina y se procederá de la siguiente manera:

Para calcular el poder calorífico que se necesita para encender una cocina se calculara el consumo normal que representa en el GLP vs el biogás y para esto analizaremos la formula presentada por la Fuente: Instalaciones de GLP, Cepsa Ed. 2001 donde nos plantea una ecuación para dicho consumo que se presentara a continuación.

$$Q = \frac{\text{Potencial nominal total}}{\text{P. C. S}}$$

Dónde:

Caudal Nominal o flujo másico= “Q” expresado en [Kg/h]

Potencia Nominal Total = representación de consumo de un total de electrodomésticos que se conozca el consumo calorífico.

Poder Calorífico Superior del GLP “P.C.S.”= 11900 Kcal/Kg

Por lo que el consumo o flujo másico nominal total que se requiere para una cocina con gas domésticos será:

$$Q_1 = \frac{12000 \text{ Kcal/h}}{11900 \text{ Kcal/Kg}} = 1,01 \text{ kg/h}$$

Luego analizaremos el consumo que representa la cocina con el biogás y para este caso el Poder Calorífico del biogás es=5140 Kcal/m³ y una densidad de 1,2 gr/lit que igual a 1200 gr/m³ estos parámetros se tomaron de la tabla 11 del capítulo II de las características del biogás y tomando como referencia que 1 m³ de biogás equivale a 0,45 kg de GLP y un 1 m³ de biogás equivale a 1,2 kwh de la tabla mostrada a continuación se procederá a realizar el cálculo de consumo con el biogás.

Tabla 19 Equivalencias de 1 m³ de biogás con otros combustibles¹⁵

1 m³ de biogás equivale a:	
Carbón Vegetal.	0.8 Kg
Leña.	1.5 Kg
Diesel	0.55 Lt.
Gasolina	0.61 Lt.
GLP	0.45 Kg.
KWH Efic.= 20%	1.2
Alcohol Carburante	0.81 Lt
Carbón Mineral.	0.74 Kg

Fuente: Manual Técnico de Construcción y Operación de Biodigestores Modelo Chino

Entonces para el cálculo del poder calorífico que necesitara la cocina que utilizara biogás se la realizara con la misma fórmula con la que se calculó para el GLP entonces se tiene que:

De la fórmula de densidad se calculara la masa del biogás contenida en 1 m³

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

Y por consiguiente se tiene la masa del biogás es:

$$m = \delta * V$$

$$m = \frac{1,2 \text{ kg}}{\text{m}^3} * 1\text{m}^3 = 1,2 \text{ kg}$$

¹⁵Dirección de Energías Alternativas, Ministerio de Energía y Minas, Construcción y Mantenimiento de Biodigestores, Quito 1998.

Entonces 1 m³ de biogás pesa 1,2 kg, y por consiguiente el Poder Calorífico (Kcal/kg) del biogás será:

$$\text{Poder calorífico en (Kcal/kg)} = \frac{5140 \text{ Kcal} \cdot \cancel{\text{m}^3}}{\cancel{\text{m}^3} \cdot 1,2 \text{ kg}} = 4283,33 \text{ (Kcal/kg)}$$

Por lo que el consumo o flujo másico nominal total que se requiere para una cocina con biogás será:

$$Q_2 = \frac{12000 \text{ Kcal/h}}{4283,33 \text{ Kcal/kg}} = 2,802 \text{ kg/h}$$

Entonces para que la cocina quemara un m³ en una hora de biogás se necesitara 2,802 kg y por consiguiente la eficiencia del biogás con respecto a GLP será:

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_2}$$

$$\eta = \frac{1,01 \text{ kg/h}}{2,802 \text{ kg/h}} = 0,360$$

Por lo que se puede analizar la eficiencia del biogás en cocina será de 36% es decir que la cocción de alimentos será más lenta.

Si tomamos como valor más alto lo obtenido en 4 horas que es 0,054 m³ y estimando esta producción como mínimo se tendrá que sí se trabaja 6 hora al día y si se utiliza un mes completo se tendrá un generación de 2,43 m³ en el prototipo de biodigestor representando un buen ahorro de GLP pues representa un ahorro aproximado de 1 m³ claro que con una eficiencia menor y si lo representamos en kg se tendrá un ahorro de 0,45 kg (este valor se lo tomó de la tabla 19) que en un año representaría 5,4 kg entonces, en el año representaría un ahorro de 36% respecto al tanque de 15 kg,

4.2. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

Por lo que se puede observar la respuesta en los cuadros y gráficos anteriores de este capítulo puede ser favorable si se toman las condiciones de diseño más adecuadas y ubicación de nuestra propuesta más cercana posible al suministro de la materia que será utilizada como alimentación de nuestra propuesta mostrada en el capítulo 6 y por lo que hay que tomar una grupo maestra que permita establecer parámetros de diseño óptimo para establecer la efectiva del mismo.

También hay que observar que los trabajadores encargados del cuidado de los animales no deberán ser sobrecargados de mucho trabajo ya que puede causar la deserción de los mismos y lo cual podrá causar en vez de un beneficio un perjuicio para la hacienda.

También hay que establecer un control sobre la capacidad de generación de abono que puede existir en la misma para que nuestro diseño pueda funcionar con normalidad y no provocar un déficit de energía por falta de alimentación del generador de energía propuesto.

Además se podrá establecer un mejor manejo en los residuos producidos por la hacienda pues los residuos producidos por los animales pueden contaminar afluentes que existen en los alrededores de la misma y de los cuales los pobladores consumen.

4.3. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS

4.3.1. HIPÓTESIS

La implementación de un biodigestor que genere biogás a partir de excretas de ganado porcino servirá para reducir el consumo de gas doméstico en la hacienda “El Márquez” del sector de Cunchibamba de la provincia de Tungurahua.

Para este propósito se establecerá un prototipo que nos permita establecer los parámetros en el que estará sometido nuestro diseño y el mismo que registrará para su implementación ya que dicho diseño será el propuesto en la hacienda y el mismo que puede o no ser aceptado por la misma.

Variable dependiente

Reducir el consumo de gas doméstico en la hacienda “El Márquez” del sector de Cunchibamba de la provincia de Tungurahua

Con este diseño se trata de mitigar en una gran parte el consumo de gas pues estimando que si se produce $0,054 \text{ m}^3$ en 4 horas y estimando esta producción como mínimo se tendrá que sí se trabaja 6 hora al día y si se utiliza un mes completo se tendrá un generación de $2,43 \text{ m}^3$ de biogás representando un buen ahorro de GLP, y la misma que se puede consumir en dicha hacienda y a la vez permitir obtener grandes beneficios que puedan mejorar el estado financiero de la hacienda, ahorrando el costo de consumo en energía que puedan surgir en el futuro.

Variable independiente

La implementación de un biodigestor que genere biogás a partir de excretas de ganado porcino

Generar energía a partir de abono de ganado puede resultar un gran beneficio y además una gran motivación para los moradores de los alrededores de la hacienda ya que se pudiera mitigar el consumo de GLP y además ser fuente de trabajo así como de ingresos para los moradores sabiéndolas utilizar con gran efectividad y con ello afectar menos al ecosistema debido a la contaminación que pueden generar estos abonos a afluentes cercanos o al mismo ecosistema.

CAPITULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

- Para realizar el proyecto hay que tomar en cuenta la temperatura, el tiempo de retención del abono en el generador (biodigestor).
- El digestor debe encontrarse cercano a la zona de carga donde se recoge el sustrato y cercana a la zona de consumo.
- Necesita acumular los desechos orgánicos cerca del biodigestor es decir recolectarlos en un sitio donde se pueda hacer la dosificación y la relación con el agua.
- Hay que evitar que dentro del biodigestor se infiltre oxígeno ya que este puede afectar la eficiencia de la generación del biogás.
- La entrada de la materia que va a estar en el biodigestor debe ser controlada en el nivel de su pH ya que este es otro factor que altera la generación de los microorganismos que generan el biogás.
- Hay que tomar en cuenta además la relación entre el agua y las excretas que van a ser ingresada en el reactor, pues una mala relación del mismo podría no producir la cantidad de gas deseada en el sistema o incluso la pérdida de la generación del mismo.
- La utilización de acero en el diseño de biodigestor aumenta el costo de inversión del proyecto por lo que se debe tomar muy en cuenta este parámetro para tener su recuperación posteriormente.

5.2. RECOMENDACIONES

- Utilizar rejillas en los recipientes donde se pondrá las excretas para la mezcla, de forma que evite el ingreso de materiales no deseados como trozos de madera, alambres, piedras, arena, plásticos, etc.
- Debe mantenerse una temperatura constante y cercana a los 35 °C para que la mezcla tenga un tiempo de retención menor.
- La mezcla debe estar homogenizada debido a esto se debe tomar muy en cuenta un agitador al interior del biodigestor para que facilite la homogenización y la optimización del proceso en el biodigestor.
- Para este tipo de generación de energía hay que tomar en cuenta el nivel de pH que contiene la mezcla pues este permitirá o dificultara la generación de las bacterias generadoras del biogás.
- Hay que considerar los gastos que se genere en el prototipo ya que de este dependerá si es factible realizarlo a una escala mayor o si es necesario buscar materiales más económicos si es posible.
- Si la inversión en todo el sistema de generación biogás no puede ser económica se debe buscar otras formas para el abastecimiento de energía para la hacienda.
- Se debe elegir productos de buena calidad para la construcción del biodigestor, debido al alto riesgo que se pudieran presentar, pues este equipo maneja gas lo cual lo hace peligroso en su manipulación y antes que todo hay que precautelar la vida de las personas en donde se verá afectada en caso de algún siniestro.

CAPITULO VI

PROPUESTA

Diseño de un biodigestor generador de biogás a partir de excretas de ganado porcino para disminuir en el consumo de gas doméstico en la hacienda “El Márquez” del sector de Cunchibamba de la provincia de Tungurahua

6.1. DATOS INFORMATIVOS

Para establecer un criterio del desarrollo de nuestra propuesta esta se basa en estos tres importantes puntos:

6.1.1. Ubicación de la implementación de la propuesta:

El proyecto se realizará en el sector de Cunchibamba específicamente en la hacienda “El Márquez”.

6.1.2. Descripción básica de la propuesta.

Se trata de obtener una fuente que genere biogás para uso doméstico y que disminuya el consumo de GLP doméstico de dicha hacienda partiendo de la optimización de excretas de animales (abono orgánico) y que para nuestro estudio se limitará a excretas de ganado porcino a través de un proceso llamado digestión anaeróbica generada en un biodigestor que será tratada (dimensionada, analizada, etc.) En los siguientes puntos de este capítulo.

6.1.3. Dimensiones de la propuesta a realizar.

Teniendo en cuenta la gran inversión que puede generar el proyecto al construirlo de acero se toma la decisión de elaborar un prototipo que permita evaluar sus

parámetros para facilitar su viabilidad a un menor riesgo posible de fracaso y para lo cual es necesario establecer ciertas cuantificaciones que permitan asemejar su funcionamiento en el proyecto a escala real que trabaje a condiciones normales de operación, y así tener una mayor seguridad sobre su funcionamiento.

Para nuestra propuesta se implantará un diseño previo (prototipo) que nos permita obtener algunos resultados que nos servirán para establecer si podremos obtener dicha energía en un modelo estable y fijo es decir de mayor capacidad que genere los requerimientos de energía necesarios para disminuir en gran parte el consumo de gas doméstico (GLP de consumo doméstico) utilizado en dicha hacienda.

Resumen del diseño del prototipo que se desarrollara en este capítulo:

- ✓ Capacidad máx. de diseño: ≈ 80 litros este parámetro se obtendrá en el desarrollo de este capítulo en este punto cabe hacer notar que se establece esta estimación debido al peso del prototipo, ya que se debe considerar su peso final y su fácil transporte para realizar pruebas en ambientes controlados.
- ✓ Tiempo de retención: se estima que mediante un ambiente controlado es probable obtener energía en al menos 1 o 2 días debido a la energía que aportada la niquelina a la mezcla contenida en el biodigestor.
- ✓ Estructura: metálica bajo normativa ASME (biodigestor, etc.)
- ✓ Sistema de alimentación: manual
- ✓ Sistema de generación del proceso: controlada para establecer lo que puede pasar en la realidad (se lo hará distribuyendo calor desde el exterior hacia el interior del mismo)
- ✓ Sistema de aislamiento: lana de vidrio + contenedor metálico que evite el daño del aislamiento que envuelve el reactor anaeróbico.
- ✓ Sistema de purga (liberación después del proceso): manual

6.2. ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA

La hacienda cuenta con animales que se encuentran distribuidos en diferentes partes de la misma y las cuales generan una cantidad considerable de abono que no se le aprovechada al máximo, pues este solo es utilizado como un fertilizante para la tierra es decir que esta es apilada en algunos casos y en otros no, pero las excretas apiladas, se secan al ambiente desperdiciando la cantidad de generación de biogás y bioabono que puede producir la misma.

6.3. JUSTIFICACIÓN

Al aprovechar el abono generado por los animales de la hacienda se podrá disminuir el consumo de GLP de la misma y a la vez generar dos grandes aspectos que la beneficiaria como lo es la generación de biogás y bioabono los cuales sabiéndolos manejar correctamente se pueden volver rentables generando así una nueva fuente de ingreso para la hacienda.

6.4. OBJETIVOS

6.4.1. OBJETIVO GENERAL:

- Obtener biogás a partir de residuos de ganado porcino

6.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Establecer un diseño óptimo que nos permita generar biogás.
- Determinar los componentes que formarán nuestro generador anaeróbico.
- Estudiar el comportamiento del biogás en un tanque bajo condiciones controladas.
- Determinar bajo un prototipo si este es capaz de generar biogás con los mismos parámetros de funcionamiento que tuviera un biodigestor de gran capacidad.

- Estudiar el efecto que puede causar la temperatura en la obtención del biogás.
- Fortalecer algunos criterios sobre la obtención del biogás a partir de residuos orgánicos como lo es la característica del pH en la mezcla es decir si la mezcla está dentro de las sustancias acidas, alcalinas o neutras, relaciones de carga dentro del biodigestor, etc.

6.5. ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

En este ítem solo se tomara en cuenta la inversión fija, en el ítem 6.8 de este capítulo se estudiara todo lo requerido para la construcción y es ahí donde se verá la factibilidad del proyecto.

6.5.1. ANÁLISIS DE INVERSIÓN FIJA

La inversión fija la integran los inmuebles y activos fijos tangibles de uso permanente, es decir los componentes que permitirán desarrollar el estudio (proceso de diseño) tales como equipo y muebles de oficina (computadora, cuadernos de notas, etc.) para la elaboración de este generador de biogás. Tomando como una consideración importante ante falla de cualquiera de estos equipos utilizados durante el desarrollo de la investigación un total de imprevistos moderado y el mismo que nos permitirá continuar con su elaboración y por lo cual se ha escogido un 10% de imprevistos, lo que servirá para algunos gastos que llegue a surgir en la implementación del sistema o estudio del mismo (desarrolló del componente de estudio).

Teniendo en cuenta que en una inversión para que exista el menor riesgo posible de fracaso es necesario establecer investigaciones previas, plasmadas en un proyecto de caracteres previos es decir de prototipos que se establezcan con parámetros tantos controlados como los reales de funcionamiento, para tener mayor seguridad.

Tabla 20 INVERSIÓN FIJA

INVERSIÓN FIJA	(USD)
SERVICIO DE INTERNET	10,00
EQUIPO Y MUEBLES DE OFICINA	10,00
IMPREVISTOS (10%)	2
TOTAL INVERSIÓN FIJA	22

Fuente: autor

6.6. FUNDAMENTACIÓN

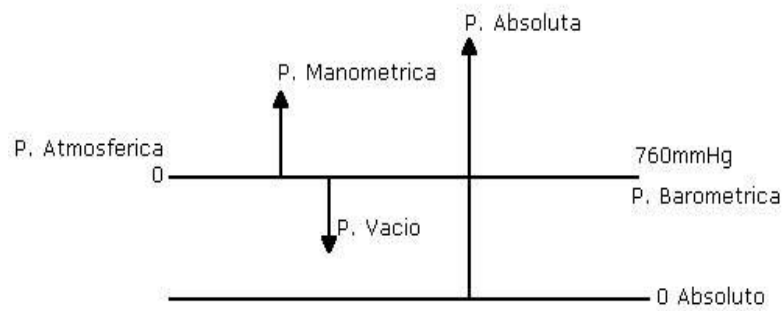
6.6.1. TIPOS DE PRESIÓN

- PRESIÓN ATMOSFÉRICA.- Es la producida por el peso del aire y su valor depende de la altura del sitio indicado sobre el nivel del mar.
- PRESIÓN DE DISEÑO.- Es la presión manométrica considerada para efectuar los cálculos.
- PRESIÓN DE OPERACIÓN.- Es la presión manométrica a la cual estará sometido el tanque en condiciones normales de trabajo.
- PRESIÓN DE PRUEBA.- Es el valor de la presión manométrica que sirva para realizar la prueba hidrostática o neumática

Cuando la presión se mide en relación a un vacío perfecto, se llama presión absoluta; cuando se la mide con respecto a la presión atmosférica, se llama presión manométrica.

En el grafico mostrado a continuación se representa un esquema de comparación entre las presiones anteriormente mencionadas

Gráfico 18 Tipo de presión



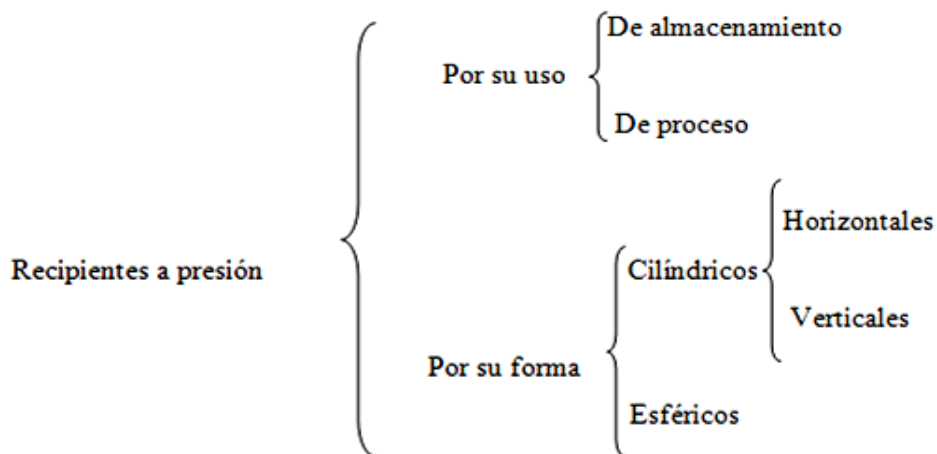
Fuente: autor

Los aparatos utilizados para medir la presión manométrica reciben el nombre de manómetros. La presión manométrica se expresa bien sea por encima o por debajo de la presión atmosférica. Los manómetros que sirven para medir presiones inferiores a la atmosférica se llaman manómetros de vacío o vacuómetros

6.6.2. TIPOS DE RECIPIENTES DE PRESIÓN

A continuación se presentará un resumen de los recipientes de presión, los cuales son utilizados ya sea para procesos, almacenaje, etc. de fluidos, gases o sustancias diversas en las diferentes industrias del mundo.

Gráfico 19 Clasificación de los recipientes a presión



Fuente: autor

A continuación se detallan los diferentes recipientes mostrados en la figura anterior. Los diferentes tipos de recipientes que existen, se clasifican de la siguiente manera:

POR SU USO

Los podemos dividir en recipientes de almacenamiento y en recipientes de procesos.

Los primeros nos sirven únicamente para almacenar fluidos a presión y de acuerdo con sus servicios son conocidos como tanques de almacenamiento, tanques de día, tanques acumuladores, etc.

Los recipientes de procesos son los que dentro de ellos tiene que generar transformaciones de sustancia con parámetros controlados, es decir que es un recipiente que permite realizar operaciones en la sustancia contenida en su interior para obtener una característica requerida de la misma.

POR SU FORMA

Los recipientes a presión pueden ser cilíndricos o esféricos.

Los primeros son horizontales o verticales y pueden tener en algunos casos, chaquetas para incrementar o decrecer la temperatura de los fluidos según sea el caso.

Los esféricos se utilizan generalmente como tanques de almacenamiento, y se recomiendan para almacenar grandes volúmenes esféricos a altas presiones.

Puesto que la forma esférica es la forma natural que toman los cuerpos al ser sometidos a presión interna esta sería la forma más económica para almacenar

fluidos a presión sin embargo en la fabricación de estos es mucho más cara a comparación de los recipientes cilíndricos.

Los tipos más comunes de recipientes pueden ser clasificados de acuerdo a su geometría como:

a. Recipientes Abiertos.

i) Tanques Abiertos.

b. Recipientes Cerrados.

i) Tanques cilíndricos verticales, fondo plano.

ii) Recipientes cilíndricos horizontales y verticales con cabezas formadas.

iii) Recipientes esféricos.

Indicaremos algunas de las generalidades en el uso de los tipos más comunes de recipientes:

RECIPIENTES ABIERTOS: Los recipientes abiertos son comúnmente utilizados como tanque igualador o de oscilación como tinas para dosificar operaciones donde los materiales pueden ser decantados como: desecadores, reactores químicos, depósitos, etc.

Obviamente este tipo de recipiente es de más utilización que el recipiente cerrado de una misma capacidad y construcción. La decisión de que un recipiente abierto o cerrado se utilice dependerá del fluido a ser manejado y de la operación.

Estos recipientes son fabricados de acero, concreto, etc. Sin embargo en algunos procesos industriales son construidos de acero por su bajo costo inicial y fácil fabricación en algunos casos y en otros casos donde resulta demasiado costoso su

construcción se buscan otras alternativas que cumplan las mismas características y condiciones del tanque.

RECIPIENTES CERRADOS: Estos son utilizados comúnmente para fluidos combustibles, tóxicos, gases finos, sustancias químicas peligrosas tales como ácidos o sosa cáustica, etc. y los mismos que deben ser almacenados en recipientes herméticamente cerrados para evitar fugas, posibles accidentes por los mismos y así disminuir su peligrosas.

TANQUES CILÍNDRICOS DE FONDO PLANO

El diseño en el tanque cilíndrico vertical operando a la presión atmosférica, es el tanque cilíndrico común techo cónico y un fondo plano descansando directamente en una cimentación compuesta de arena, grava o piedra triturada. En los casos donde se desea usar una alimentación de gravedad, el tanque es levantado arriba del terreno y el fondo plano debe ser incorporado por columnas y vigas de acero.

RECIPIENTES CILÍNDRICOS HORIZONTALES Y VERTICALES CON CABEZAS FORMADAS

Son usados cuando la presión de vapor del líquido manejado puede determinar un diseño más resistente. Varios códigos han sido desarrollados o por medio de los esfuerzos del API y el ASME para gobernar el diseño de tales recipientes. Una gran variedad de cabezas formadas son usadas para cerrar los extremos de los recipientes cilíndricos.

Las cabezas formadas incluyen la semiesférica, elíptica, toriesférica, cabeza estándar común y toricoidal. Para propósitos especiales de placas planas son usadas para cerrar un recipiente abierto. Sin embargo las cabezas planas son raramente usadas en recipientes grandes.

RECIPIENTES ESFÉRICOS


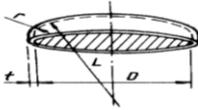

El almacenamiento de grandes volúmenes bajo presiones materiales es normalmente de los recipientes esféricos. Las capacidades y presiones utilizadas varían grandemente. Para los recipientes mayores el rango de capacidad es de 1000 hasta 25000 Psi (70.31 - 1757.75 Kg/cm²), y de 10 hasta 200 Psi (0.7031 - 14.06 Kg/cm²) para los recipientes menores.

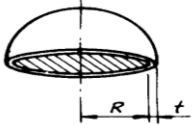
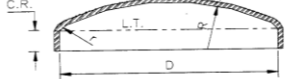
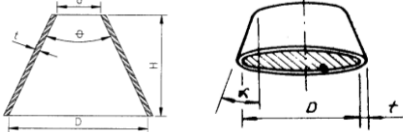
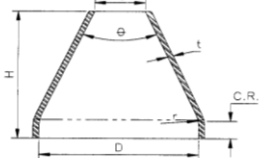
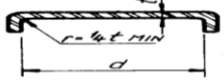
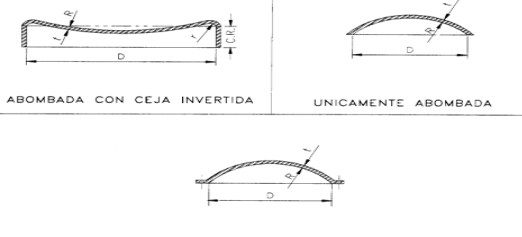
Cuando una masa dada de gas esta almacenada bajo la presión es obvio que el volumen de almacenamiento requerido será inversamente proporcional a la presión de almacenamiento. En general cuando para una masa dada, el recipiente esférico es más económico para grandes volúmenes y bajas presiones de operación, a presiones altas de operación de almacenamiento, el volumen de gas es reducido y por lo tanto en tipo de recipientes cilíndricos es más económico.

6.6.3. TIPOS DE TAPAS DE RECIPIENTES BAJO PRESIÓN INTERNA

Los recipientes sometidos a presión pueden estar contruidos por diferentes tipos de tapas o cabezas. Cada una de estas es más recomendable a ciertas condiciones de operación y costo.

Tabla 21 Tipo de tapas para recipientes a presión

Gráfica	Tipo de tapa
	TAPAS PLANAS
	TAPAS TORIESFÉRICA
	TAPAS SEMIELÍPTICAS

	TAPAS SEMIESFÉRICAS
	TAPA 80:10
	TAPAS CÓNICAS
	TORICÓNICAS
	TAPAS PLANAS CON CEJA
	TAPAS ÚNICAMENTE ABOMBADAS

Fuente: autor

Del cuadro anterior se detallan sus características mostradas a continuación:

TAPAS PLANAS

Se utilizan para recipientes sujetos a presión atmosférica, generalmente, aunque en algunos casos se usan también en recipientes a presión. Su costo entre las tapas es el más bajo. Se utilizan también como fondos de tanques de almacenamiento de grandes dimensiones.

TAPAS TORIESFERICAS

Son las de mayor aceptación en la industria, debido a su bajo costo y a que soportan grandes presiones manométricas, su característica principal es que el

radio del abombado es aproximadamente igual al diámetro. Se pueden fabricar en diámetros desde 0.3 hasta 6 mts. (11.8 - 236.22 pulgs.).

TAPAS SEMIELÍPTICAS

Son empleadas cuando el espesor calculado de una tapa toriesférica es relativamente alto, ya que las tapas semielípticas soportan mayores presiones que las toriesféricas. El proceso de fabricación de estas tapas es troquelado, su silueta describe una elipse relación 2:1, su costo es alto y en algunos países se fabrican hasta un diámetro máximo de 3 mts.

TAPAS SEMIESFÉRICAS

Utilizadas exclusivamente para soportar presiones críticas, como su nombre lo indica, su silueta describe una media circunferencia perfecta, su costo es alto y no hay límite dimensional para su fabricación.

TAPA 80:10

Este tipo de tapa se desarrolla en países en donde no se cuentan con prensas lo suficientemente grande, para troquelar tapas semielípticas 2:1 de dimensiones relativamente grandes, y lo cual ha hecho por optar por fabricar este tipo de tapas, cuyas características principales son: El radio de abombado es el 80% de diámetro y el radio de esquina o de nudillos es igual a el 10% del diámetro. Estas tapas las utilizamos como equivalentes a la semielípticas 2:1.

TAPAS CÓNICAS

Se utilizan generalmente en fondos donde pudiese haber acumulación de sólidos y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos. Su uso es muy común en torres fraccionadoras o de destilación, no hay límites en cuanto a

dimensiones para su fabricación y su única limitación consiste en que el ángulo de vértice no deberá de ser calculado como tapa plana.

TAPAS TORICÓNICAS

A diferencia de las tapas cónicas, este tipo de tapas tienen en su diámetro, mayor radio de transición que no deberá ser menor al 6% del diámetro mayor ó 3 veces el espesor. Tiene las mismas restricciones que las cónicas.

TAPAS PLANAS CON CEJA

Estas tapas se utilizan generalmente para presión atmosférica, su costo es relativamente bajo, y tienen un límite dimensional de 6 mts de diámetro máximo.

TAPAS ÚNICAMENTE ABOMBADAS

Son empleadas en recipientes a presión manométrica relativamente baja, su costo puede considerarse bajo, sin embargo, si se usan para soportar presiones relativamente altas, será necesario analizar la concentración de esfuerzos generada, al efectuar un cambio brusco de dirección.

Recomendación de procesos de soldadura según el tipo de material a soldar.

La siguiente tabla muestra una sugerencia de procedimientos de soldadura recomendable para materiales utilizados en la industria según la norma AWS D1.1.

Tabla 22 Aplicaciones de los procedimientos de soldadura

Material	Procedimientos																							
	Espeor	S M A W	S A W	G M A W	F C A W	G T A W	P A W	F C A W E G	E G W	R W	F W	O F W	D F W	F R W	E B W	L B W	T B	F B	I B	B B	D B	I B	D B	S
Acero al carbono	S I M T	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X		X X	X X X X	X X X X	X X X X		X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X
Acero de baja aleación	S I M T	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X		X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X
Acero inoxidable	S I M T	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X		X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X	X X X X
Fundición	I M T	X X X	X X X	X X X	X X X						X X X						X X X	X X X					X X X	X X X
Niquel y aleaciones	S I M T	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X			X X X	X X X	X X X			X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X
Aluminio y aleaciones	S I M T			X X X	X X X	X X X			X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X
Titanio y aleaciones	S I M T			X X X	X X X	X X X			X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X
Cobre y aleaciones	S I M T			X X X	X X X	X X X			X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X
Magnesio y aleaciones	S I M T			X X X	X X X	X X X			X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X
Aleaciones refractarias	S I M T			X X X	X X X	X X X			X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X	X X X

Espeor: (S) laminas menores de 3 mm; (I)3 a6 mm; (M)3 a19 mm; (T) mayores de 19 mm; X recomendado

Materiales para recipientes a presión: En la etapa de diseño de recipientes a presión, la selección de los materiales de construcción es de relevante importancia, para los cual, se necesita definir una secuencia lógica en la selección de estos. Cabe hacer la aclaración que éste es un tema muy amplio y complejo, por lo cual, será difícil llegar a dar una selección adecuada de los materiales a

usar, para el recipiente a presión por lo que se tomará mucho en cuenta el flujo que estará almacenado en el recipiente (biodigestor) ver anexo II para materiales según el código ASME.

Tabla 23 especificaciones de los aceros según norma ASTM

Especificación	Título, condición
Aceros al carbono estructurales	
A36	Placas, varillas y perfiles al carbono estructural
A283	Placas de acero al carbono de resistencia a la tensión baja o intermedia
A284	Placas de acero al carbono-silicio de esfuerzo máximo de fluencia baja o intermedia para piezas de máquina y construcción en general.
A529	Placas, varillas, perfiles y tablestacado de acero al carbono con un esfuerzo de fluencia mínimo de 290 MPa
A573	Placas De acero al carbono para aplicaciones que requieren tenacidad a temperaturas atmosféricas
A678	Placas de acero al carbono templadas y revenidas
Aceros HSLA	
A131	Especificaciones para acero estructural para barcos
A242	Acero estructural de baja aleación y alta resistencia
A440	Placas, varillas y perfiles e acero al carbono de alto esfuerzo máximo de fluencia
A441	Acero estructural al manganeso-vanadio, de baja aleación y alta resistencia
A572	Aceros al niobio-vanadio, de baja aleación y alta resistencia de calidad estructural
A588	Acero estructural de baja aleación y alta resistencia con esfuerzo de fluencia mínima de 50 ksi hasta 102mm de espesor
A618	Tubos estructurales de baja aleación y alta resistencia con formados en caliente, soldados y sin costura
A633	Acero estructural de baja aleación y alta resistencia normalizado
A656	Aceros estructurales al vanadio-aluminio-nitrógeno t al titanio-aluminio, de baja aleación y alta resistencia, laminados en caliente
A709	Placas, varillas y perfiles de acero al carbono, de aleantes y HSLA para puentes

Fuente: MANGONON Pat. Ciencia de Materiales. p. 465, 468

CRITERIOS DE DISEÑO EN RECIPIENTES

Las unidades de equipo de proceso pueden fallar en servicio por diversas razones. Las consideraciones por tipo de falla que pueda presentarse es uno de los criterios que deben usarse en el diseño de equipo.

La falla puede ser el resultado de una deformación plástica excesiva o elástica o por termofluencia (creep). Como un resultado de tal deformación el equipo puede fallar al no realizar su función específica sin llegar a la ruptura. Las fallas pueden clasificarse:

- a. Deformación Elástica excesiva
- b. Inestabilidad elástica, Inestabilidad plástica,
- c. Ruptura por fragilidad, Termofluencia o Corrosión.

La Inestabilidad Elástica

Es un fenómeno asociado con las estructuras que tienen limitada su rigidez y están sujetas a compresión, flexión, torsión, combinación de tales cargas. La inestabilidad elástica es una condición de la cual la forma de la estructura es alterada como resultado de rigidez insuficiente.

Inestabilidad plástica

El criterio de mayor uso para el diseño de equipo es aquel que mantiene los esfuerzos inducidos dentro de la región elástica del material de construcción con el fin de evitar la deformación plástica como resultado de exceder el punto de cedencia.

Fragilidad

En los recipientes se producen cambios críticos en las propiedades físicas del material del recipiente durante el servicio; uno de estos con frecuencia encontrado es el hidrogeno el cual bajo la acción de elevada presión y/o elevada temperatura produce dos efectos:

- 1.- Una difusión en el material produciendo una combinación en su forma molecular dentro del metal de manera que al estar el recipiente sometido a elevadas presiones la superficie se combina o se producen ampollas.
- 2.- Una pérdida de carbono, este ataque es ocasionado por la formación de metano resultando en la creación de fisuras con la consecuente pérdida de resistencia y dureza, con lo que se aumenta la ductilidad del metal, presentándose una falla por fragilidad.

Esto es más frecuente en aceros con mayor nivel de resistencia, lo mismo que con la presencia de boquillas u otras fuentes de concentración de esfuerzos.

Los aceros más usados para este tipo de servicios son los aceros al cromo – molibdeno.

Termofluencia

Nos indica que a temperaturas elevadas la deformación inelástica del material en función del tiempo es definida como la creep.

El cromo, molibdeno y el níquel son los elementos adecuados de aleación para servicios de alta temperatura.

Fatiga

La falla a la fatiga se presenta por la aplicación repetida de pequeñas cargas, las cuales por sí mismas son incapaces de producir deformación plástica que pueda detectarse con el tiempo, estas cargas hacen que se habrá una grieta y que se propague a través de la pieza; ocurre la intensificación de los esfuerzos y por último, resulta una fractura frágil y repentina.

Los metales ferrosos y sus aleaciones tienen un valor límite de esfuerzos repentinos, los cuales pueden aplicarse e invertirse para un gran número no definido de ciclos sin que se causen fallas. Este esfuerzo se llama límite de fatiga.

Esfuerzo Admisible

El porcentaje de resistencia a la cedencia usado como esfuerzo admisible es controlado por un número de factores tales como la exactitud con la cual las cargas pueden ser estimadas, la confiabilidad de los esfuerzos calculados para esas cargas, la uniformidad del material, el peligro si la falla ocurre y otras consideraciones como concentración de esfuerzos, impacto, fatiga y corrosión, propiedades que deben tener y requisitos que deben llenar los materiales para satisfacer las condiciones de servicio.

a) **Propiedades mecánicas**

Al considerar las propiedades mecánicas del material, es deseable que tenga buena resistencia a la tensión, alto punto de cedencia, porcentaje de alargamiento y mínima reducción de área, con estas propiedades principalmente, se establecen los esfuerzos de diseño para el material en cuestión.

b) **Propiedades físicas.**

En este tipo de propiedades, se buscará que el material deseado tenga bajo coeficiente de dilatación térmica

c) **Propiedades químicas**

La principal propiedad química que se debe considerar en el material que se utilizará en la fabricación de recipientes a presión, es su resistencia a la corrosión.

Este factor es de muchísima importancia, ya que un material mal seleccionado causará múltiples problemas, las consecuencias que se derivan de ello serán:

I. Pérdidas por reposición del equipo corroído.

Un material que no sea resistente al ataque corrosivo, puede corroerse en poco tiempo de servicio.

II. Sobre diseño en las dimensiones.

Para materiales poco resistentes a la corrosión, es necesario dejar un excedente en los espesores, dejando margen para la corrosión, esto trae como consecuencia que los equipos resulten más pesados, encarecen el diseño y además de no ser siempre la mejor solución.

III. Mantenimiento preventivo.

Para proteger a los equipos del medio ambiente es necesario usar pinturas protectoras.

IV. Paros debidos a la corrosión de los equipos.

Un recipiente a presión que ha sido atacado por la corrosión, necesariamente debe ser retirado de operación, lo cual implica pérdidas en la producción.

V. Contaminación o pérdida del producto.

Cuando en los componentes de los recipientes a presión se han llegado a producir perforaciones en las paredes metálicas, los productos de la corrosión contaminan el producto, lo cual en algunos casos es costosísimo.

VI. Daños a equipos adyacentes.

La destrucción de un recipiente a presión por corrosión, puede dañar los equipos con los que éste colaborando en el proceso.

VII. Consecuencias de tipo social.

La falla repentina de un recipiente a presión corroído, puede ocasionar desgracias personales, además de que los productos de la corrosión pueden ser nocivos para la salud.

Selección del material

La decisión final sobre el material a utilizar será de acuerdo a lo siguiente:

Material más adecuado.

Será aquel que cumpla con el mayor porcentaje de requisitos tales como:

1. Requisitos técnicos
2. Requisitos económicos

Códigos Aplicables

Recipientes a presión

Para el cálculo, diseño y construcción de estos equipos son tres las Normas y Códigos más difundidos y aceptados internacionalmente:

1. ASME, Boiler and Pressure Vessel Code
 - Section VIII, Division 1 – Rules for construction of pressure vessels
 - Section VIII, Division 2 – Alternatives Rules for construction of pressure vessels
 - Section VIII, Division 3 – Alternatives Rules for high pressure vessels
 - Section X – Fiber Reinforced Plastic Pressure Vessels
2. British Standards Institution (BSI)
 - BS 5500 – Specification for unfired fusion welded pressure vessels
 - BS 5169 - Specification for fusion welded steel air receivers
3. European Committee for Standardization (CEN)
 - EN 286: Part 1 – Specification for simple unfired pressure vessels designed to contain air or nitrogen
 - CODAP 95 – French Code for Construction of Unfired Pressure Vessels

Todos estas Normas y Códigos han sido a su vez reconocidos y aceptados en 1997 por el National Board of Boilers and Pressure Vessels Inspectors de USA. (Junta Nacional de Inspectores de Calderas y Recipientes a Presión de EE.UU.)

El principal Código utilizado en Estados Unidos y otros países del mundo, es el “Código ASME. Sección VIII, División 1”

Este código es publicado por la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos, su edición es trianual, sin embargo, la asociación antes mencionada emite adendas trimestrales, las cuales modifican constantemente el código, manteniéndolo siempre actualizado.

ESTRUCTURACIÓN DEL CÓDIGO A.S.M.E.

Sección I Calderas de Potencia (Power Boilers)

Sección II Especificación de Materiales

Sección III Requisitos generales para División 1 y División 2

Sección IV Calderas para Calefacción

Sección V Pruebas no Destructivas

Sección VI Reglas y Recomendaciones para el cuidado y operación de Las Calderas de Calefacción

Sección VII Guía y recomendaciones para el cuidado de Calderas de Potencia

Sección VIII Recipientes a Presión (Pressure Vessels)

Sección IX Calificación de Soldadura

Sección X Recipientes a Presión de Plástico reforzado en fibra de Vidrio

Sección XI Reglas para Inspección en servicio de Plantas Nucleares

La que se aplicara para el análisis es código ASME, sección VIII, División 1, existe la División 2. La diferencia fundamental entre las dos divisiones radica en los factores de seguridad, los cuales son mayores en la División 1.

Esta Norma, cubre el diseño, la selección de materiales, la fabricación, la inspección, las pruebas, los criterios de aprobación y la documentación resultante de las distintas etapas a cumplir.

Los estándares especifican los requerimientos para el diseño, construcción, inspección, ensayos y verificación de cumplimiento de los recipientes a presión, esto es, la consideración de aspectos tales como:

- Selección de materiales, propiedades y composición
- Tamaños y capacidades preferidos
- Métodos de cálculo, inspección y fabricación
- Códigos de práctica para la operación y seguridad de planta
- Análisis y determinación de cargas estáticas y dinámicas sobre los equipos
- Tensiones residuales, stress térmico, fatiga de materiales, concentración de tensiones
- Mecanismos de desgaste, erosión, corrosión, abrasión.
- Tipos de recubrimientos.
- Conexiones a tanques – recipientes, de cañerías y válvulas, etc.

6.7. METODOLOGÍA

De aquí en adelante se tomará los parámetros de diseño que cumplan los requerimiento que permitan obtener el mejor desarrollo de la obtención del biogás, por lo que se procederá a analiza, seleccionará y dimensionará el diseño del biodigestor que se especificara en el análisis técnico.

6.7.1. ANÁLISIS TÉCNICO

6.7.1.1. SELECCIÓN, CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO.

Para establecer los parámetros más efectivos del diseño se establecerá la matriz de decisión que nos permita optar por la mejor posibilidad de diseño, a continuación se establecerá los ítem que se más se apeguen a los que se necesita elaborar.

6.7.1.2. SELECCIÓN DEL DISEÑO

Para la mejor selección del diseño se tomará en cuenta la matriz de decisión para establecer la mejor respuesta para nuestro diseño de tres diseños propuestos.

DISEÑO I

BIODIGESTOR CALENTADO MEDIANTE COLECTORES SOLARES

Este modelo se caracteriza porque el biodigestor se sumergirá dentro de un recipiente en el que circula agua caliente que proviene de colectores solares, obteniéndose así la temperatura que se necesita para la degradación del sustrato.

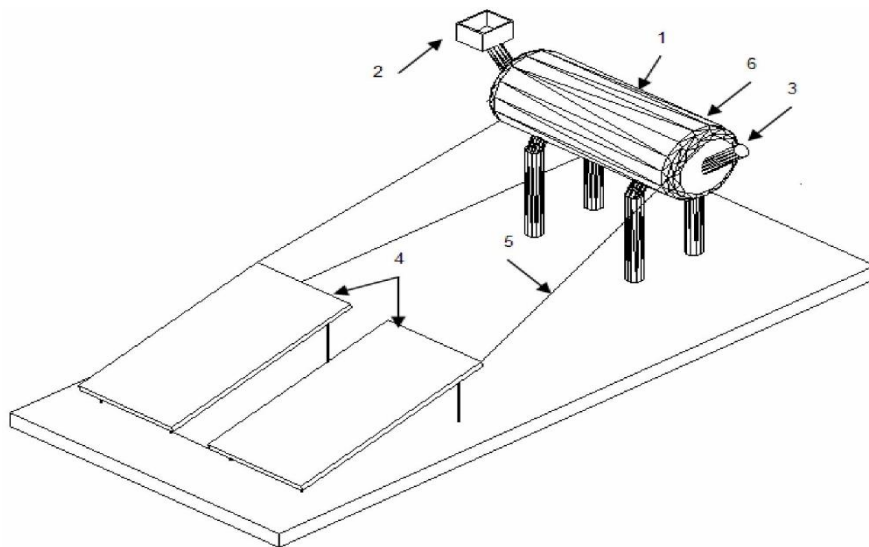
En este arreglo el biodigestor estará envuelto por una camisa por la que circulará agua caliente y la cual transfiere calor al sustrato.

Biodigestor calentado mediante colectores solares.

Componentes:

1. biodigestor.
2. Tanque de carga del biodigestor.
3. Descarga del biodigestor.
4. Colectores solares para calentamiento de agua.
5. Tuberías de circulación de agua.
6. Intercambiador de calor.

Gráfico 20biodigestor alimentado por panel solar



Ventajas

Este modelo es un sistema autónomo.

El calentamiento de agua toma en cuenta tanto la radiación difusa como la radiación directa, por lo que funcionaría cualquier día del año.

A más de brindar agua caliente sirve como sistema de calentamiento para el biodigestor.

El biogás generado, a su vez serviría como un combustible para un sistema auxiliar de calentamiento de agua o para ser utilizado para cocción de alimentos.

Proporciona suficiente calor para mantener el biodigestor en el rango mesofílico que es con el que se va a trabajar.

No requiere ser cubierto en las noches y tampoco cuando llueva.

Desventajas

El costo de materiales y de construcción es elevado.

Difícil de transportar.

DISEÑO II

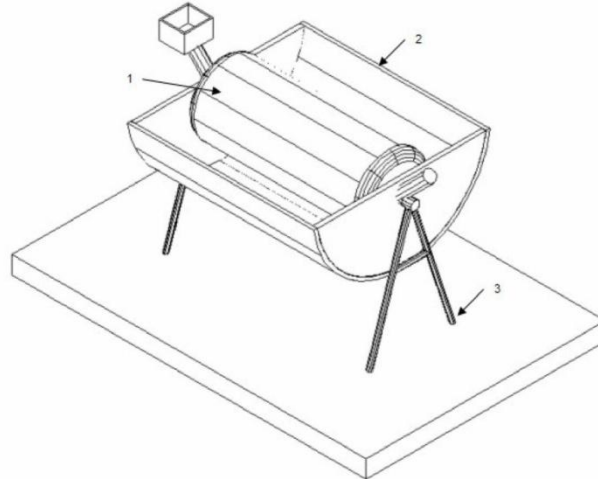
BIODIGESTOR CALENTADO MEDIANTE UN CONCENTRADOR SOLAR.

Este modelo se caracteriza porque el biodigestor es calentado por un concentrador solar el cual se encuentra debajo del tanque del biodigestor.

Componentes:

1. biodigestor.
2. Concentrador.
3. Soportes.

Gráfico 21biodigestor alimentado por panel solar



Ventajas

Este modelo tendría un bajo costo de construcción.

Este modelo podría ser fácil de transportar dependiendo de la capacidad.

Desventajas

El concentrador en ciertos instantes del día genera temperaturas muy elevadas.

Este sistema trabaja solo con radiación directa por lo que en los días nublados no funcionaría.

Tendría que ser cubierto en las noches para que no pierda el calor ganado en el día.

El tanque del biodigestor debería tener una camisa que sirva como aislante, para que no le llegue directamente el calor generado por el concentrador ya que este sería muy elevado.

Tendría que cubrirse cuando se aproxime una lluvia.

DISEÑO III

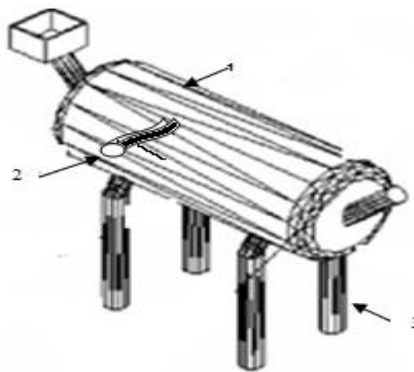
BIODIGESTOR CALENTADO MEDIANTE UNA NIQUELINA

Este modelo se caracteriza porque el biodigestor es calentado mediante una niquelina la cual le proporciona el calor necesario para generar la reacción en el interior del mismo, la niquelina se encuentra dentro del tanque donde se deposita la mezcla y es allí donde esta va a facilitar la generación del biogás.

Componentes:

1. biodigestor.
2. niquelina.
3. Soportes.

Gráfico 22biodigestor alimentado por una niquelina



Fuente: autor

Ventajas

Fácil de transportar.

Permite tener un flujo de calor estable en el interior debido a la niquelina.

Facilita la degradación de la materia que servirá para la obtención de biogás.

Permite reducir el tiempo de retención de la mezcla en el interior del biodigestor.

Desventajas

Este modelo tendría un costo en lo que refiere a consumo eléctrico mayor pero podría ser controlado si este es retroalimentado con el mismo biogás.

Su costo respecto a los biodigestores comunes de polietileno es mayor debido a que es hecho de acero y además es revestido de una capa de lana de vidrio con un recubrimiento de acero lo cual lo hace que su costo tenga que ser considerado.

Esta debe estar cerca de un suministro de energía eléctrica para permitir la descomposición que es producida por el suministro de calor que brinda la niquelina al calentar el compuesto caso contrario es un gasto innecesario.

PARÁMETROS DE DECISIÓN DE PROYECTO¹⁶

Para establecer el modelo adecuado de los tres diseños presentados anteriormente se tomarán algunos aspectos que influirán en el mismo, y mediante el cual nos permitirá desarrollar nuestra investigación y así poder optimizar la obtención del biogás, a continuación se presentarán algunos de estos parámetros para seleccionar el mejor resultado para la investigación propuesta.

- Facilidad de adquisición de los materiales
- Facilidad de construcción.
- Estabilidad del proceso.

¹⁶CORZO, M. Introducción a la Ingeniería de Proyectos, México, Editorial Limusa, 1977

- Facilidad de mantenimiento.
- Disponibilidad de repuestos
- Tipo de manipulación de controles.
- Cantidad de consumo energético.
- Eficiencia energética.
- Costo de fabricación.
- Disponibilidad de espacio y transporte.
- Estética.

SELECCIÓN DEL DISEÑO A CONSTRUIR

Estos parámetros serán valorados del 1 al 10, utilizando una matriz de decisión con la matriz se valorará cada modelo como sigue a continuación.

Valoración de la puntuación

Mala, deficiente, muy pobre, baja	0 a 2
Regular, Pobre, poco eficiente,	3 a 4
Bueno, algo eficiente, media	5 a 8
Muy bueno, eficiente, alta	7-10

DISEÑO I

Biodigestor calentado mediante colectores solares

DISEÑO II

Biodigestor calentado mediante un concentrador solar

DISEÑO III

Biodigestor calentado mediante una niquelina

Tabla 24 Puntuación de los aspectos a considerar

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	DISEÑO I	DISEÑO II	DISEÑO III
FACILIDAD DE ADQUISICIÓN DE LOS MATERIALES	3	4	6
FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN.	4	7	7
ESTABILIDAD DEL PROCESO.	4	4	8
FACILIDAD DE MANTENIMIENTO.	6	6	7
DISPONIBILIDAD DE REPUESTOS	3	4	6
TIPO DE MANIPULACIÓN DE CONTROLES.	7	7	7
CONSUMO ENERGÉTICO.	8	8	3
EFICIENCIA ENERGÉTICA.	6	5	9
COSTO DE FABRICACIÓN.	10	6	7
DISPONIBILIDAD DE ESPACIO Y TRANSPORTE.	10	5	7
ESTÉTICA.	8	6	8
Total	69	62	75

Fuente: autor

Una vez establecido los puntajes que estos ameritan, se valorarán de la siguiente forma:

Se multiplicará la columna de valoración del diseño con su respectivo porcentaje y de aquí se tomará la decisión de diseño en su suma total. Así por ejemplo para el ítem de facilidad de adquisición de los materiales se tendrá que: su valor de puntaje es de 7% y su valoración para el ítem de diseño I es de 2 entonces se tendrá: $(0,07 \times 2 = 0,14)$ y a este se le multiplicará por 10 debido a que tomamos una escala 1 a 10 para nuestra valoración quedando de la siguiente manera ya como resultado final $=1.4$ y así continuaran con los datos de la misma columna y luego se sumara para realizar su valoración total que nos guíara para el diseño.

Tabla 25 Selección de propuesta de diseño

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	Puntaje (p)	DISEÑO I		DISEÑO II		DISEÑO III	
		Valoración (v)	p*v*10 (%)	Valoración (v)	p*v*10 (%)	Valoración (v)	p*v*10 (%)
Facilidad de adquisición de los materiales	7%	3	2,1	4	2,8	6	4,2
Facilidad de construcción.	10%	4	4	7	7	7	7
Estabilidad del proceso.	15%	4	6	4	6	8	12
Facilidad de mantenimiento.	8%	6	4,8	6	4,8	7	5,6
Disponibilidad de repuestos	5%	3	1,5	4	2	6	3
Tipo de manipulación de controles.	10%	7	7	7	7	7	7
Consumo energético.	10%	8	8	8	8	3	3
Eficiencia energética.	15%	6	9	5	7,5	9	13,5
Costo de fabricación.	10%	10	10	6	6	7	7
Disponibilidad de espacio y transporte.	5%	10	5	5	2,5	7	3,5
Estética.	5%	8	4	6	3	8	4
Total	100,00%	69	61,4%	62	56,6%	75	69,8%

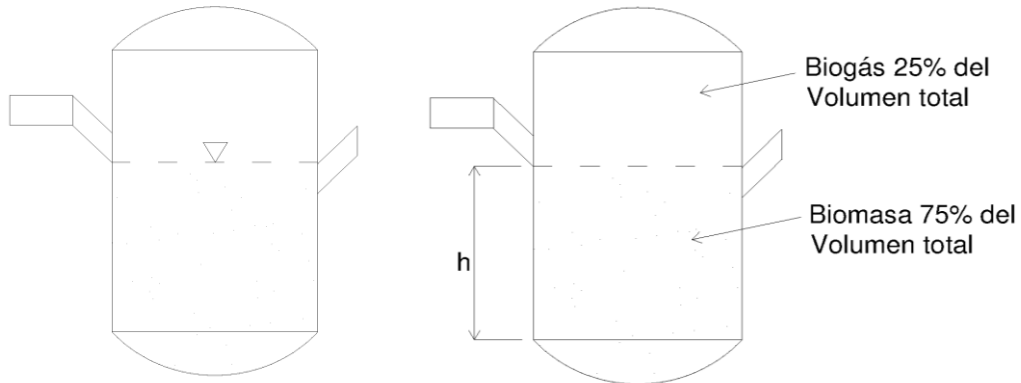
Fuente: autor

De esta matriz se tomará para nuestro estudio el diseño III pues nos brinda una mayor seguridad respecto a la mejor obtención de resultados.

POSICIÓN DEL BIODIGESTOR Y CANTIDAD DE VOLUMEN DE UTILIZACIÓN DEL BIODIGESTOR

El biodigestor se podría colocar en dos posiciones: vertical u horizontal. Como se observa en las figuras a continuación mostradas y en las mismas se muestran el tipo de porcentaje de volumen de alimentación y el volumen donde se encuentra alojado el biogás.

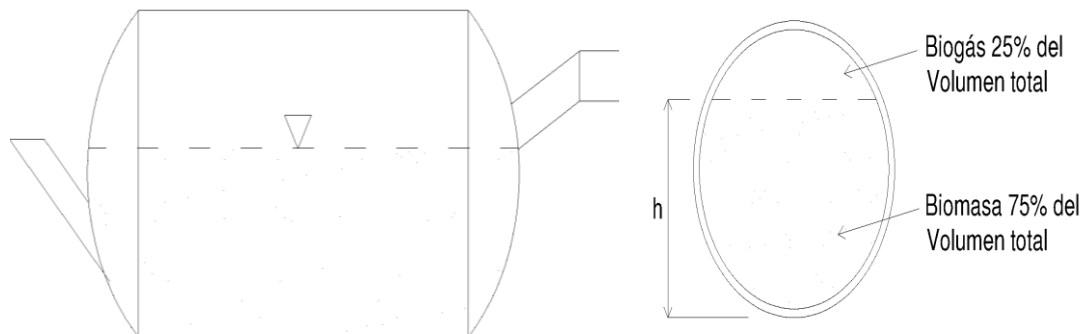
Gráfico 23 biodigestor en posición vertical.



Fuente: http://oiporc.com/contenido/3.2_manual_biodigestor.pdf

En este tipo de posición si esta va a estar al aire libre, es decir a campo abierto soportada con silletas u otro tipo de soportes que le permitan optar por esta posición se debe tenerse muy en cuenta el peso del mismo, el cimiento del suelo, la fuerza de viento de la zona debido ya que este tiene una gran posibilidad de ceder a un lado, es decir virarse en el sentido de la dirección del viento si no se distribuyen muy bien las cargas, por lo que el diseño de la silleta o apoyo debe tomarse en cuenta estos tres factores, además se trata de no causar un accidente por este motivo lo cual sería muy perjudicial dentro de la hacienda.

Gráfico 24 Biodigestor en posición horizontal.



Fuente: http://oiporc.com/contenido/3.2_manual_biodigestor.pdf

Este tipo de posición la única razón de consideración es el suelo en donde va a estar ubicado debe estar muy bien cimentado debido a puede causar hundimiento del dispositivo generador de biogás provocando inestabilidad que puede ser la causa del daño del dispositivo

- ✓ Considerando únicamente la distribución de la carga cualquiera de las dos posiciones del biodigestor daría un buen resultado cualquier de los dos, pero como en este proyecto el biodigestor tiene que permanecer generando el biogás para tomar su respuesta sobre la generación, se optara por la posición horizontal debido a este nos presenta una facilidad que es la estabilidad debido a este tiene que estar sentada en un par de silleta mientras que la horizontal tiene la posibilidad de voltear provocan accidentes durante la experimentación.

6.7.1.3. DISEÑO CÁMARA.

Para el diseño de la cámara se tomará en cuenta la temperatura de trabajo que estará en 30 °C min, además esta será realizada como un prototipo, pues la misma permitirá realizar diferentes pruebas, además debe ser capaz de soportar altas presiones por ser un biodigestor de tipo lote, es decir se cargara en su totalidad y después de haber transcurrido el tiempo de retención necesario para que la materia orgánica contenida en el biodigestor se haya degradado y haya producido en biogás, entonces se procede a descargar el biodigestor, y es por esta razón que se ha decidido dimensionar este biodigestor para que tenga un volumen que abastezca el consumo de dos personas durante un mes.

Y se procederá de la siguiente forma así y tomando en consideración lo expuesto en la “Guía para la implementación de sistemas de producción de Biogás” presentada por la Unidad de Planeación Minero Energética bajo el Documento ANC-0603-19-01 (formulación de un programa básico de normalización para

aplicaciones de energías alternativas y difusión para Colombia), de la cual se tomara las ecuaciones para determinar las dimensiones del biodigestor:

ESTIÉRCOL

$$E = NA \times PVP \times \frac{PE}{100}$$

Dónde:

E = Estiércol en kilogramos por día

NA = Número de animales por una especie (vacas, cerdos, caballos, humanos, etc.)

PVP = Peso vivo promedio por animal en kg

PE = Producción de estiércol por animal por día en porcentaje de peso vivo.

Tomando en cuenta los datos que se obtuvo en el capítulo 4 se tiene:

La cantidad de animales con la que cuenta la hacienda es de 100 cabezas de ganado bobino, 10 cerdos, 3 caballos, y por motivo de estudio se tomara los 10 cerdos debido a que esta cantidad de materia casi se puede cuantificar debido a que dichos animales permanecen más tiempo estables en la hacienda pues son los que se puede observar que se encuentran encerrado y es en este sector donde dicho animales son alimentados por lo cual se especifica el estudio para los mismos.

En el análisis se tiene con una cantidad de animales de 10 cerdos pequeños y un peso estimado de 150 lb y una producción de estiércol de 50 lb entre los 10 animales por día y por lo que cada animal aporta una cantidad de 5 lb lo cual representa un 10% del total cada día entonces:

CANTIDAD DE ESTIÉRCOL

$$E = NA \times PVP \times \frac{PE}{100}$$

Dónde:

E = Estiércol en kilogramos por día

NA = Número de animales por una especie

PVP = Peso vivo promedio por animal en kg

PE = Producción de estiércol por animal por día en porcentaje de peso vivo.

Entonces:

$$PVP = \frac{150 \text{ lb} * 0.45359 \text{ kg}}{1 \text{ lb}} = 68,039 \text{ kg}$$

PE=10% ya que cada animal produce 5 lb por día del total producido que es de 50 lb.

$$E = 10 \times 68.039 \text{ kg} \times \frac{10\%}{100} = 68,039 \text{ kg/día}$$

CANTIDAD DE ORÍN

$$O = NA \times PVP \times \frac{PO}{100}$$

Dónde:

O = Orín día en kilogramos (se asume que 1 litro de orín pesa 1 kilogramo)

NA = Número de animales por una especie

PVP = Peso vivo promedio por animal en kg

PO = Producción de orín por animal por día en porcentaje de peso vivo (se asume que 1 litro de orín pesa 1 kilogramo).

Entonces:

Asumido PO = 10% se tiene que:

$$O = 10 \times 68.039 \text{ kg} \times \frac{10\%}{100} = 68.039 \text{ kg/día}$$

MATERIA PRIMA PARA CARGA

$$MPC = E + O$$

Dónde:

MPC = Materia prima para carga en kilogramos por día.

E = Estiércol en kilogramos por día

O = Orín en kilogramos por día.

$$MPC = 68.039 \text{ kg/día} + 68.039 \text{ kg/día} = 136,078 \text{ kg/día}$$

SÓLIDOS TOTALES

$$\%ST = \frac{E * \%EST}{MPC}$$

Dónde:

%ST = Porcentaje de sólidos totales contenidos en la materia prima para carga

MPC = Materia prima para carga en kilogramos por día.

%EST = Porcentaje de sólidos en el estiércol.

E = Estiércol en kilogramos por día

Se asume que el porcentaje de sólidos en el estiércol (%EST) es de 15 a 30%

$$\%ST = \frac{68.039 \text{ kg/día} * 30\%}{136,078 \text{ kg/día}} = 15\%$$

MASA DE AGUA PARA MEZCLA

Solamente se calcula cuando el porcentaje de sólidos totales (%ST) es superior al 10%.

$$MH_2O = \frac{MPC * ST}{10} - MPC$$

Dónde:

MH_2O = Masa de agua para mezcla que disminuye hasta un 10% los sólidos orgánicos contenidos en la materia prima, en kilogramos por día.

ST = Cantidad de sólidos orgánicos contenidos en la materia prima para carga, en kilogramos por día.

MPC = Materia prima para carga en kilogramos por día

$$MH_2O = \frac{136,078 \text{ kg/día} * 15\%}{10\%} - 136,078 \text{ kg/día} = 68,039 \text{ kg/día}$$

Es decir la mezcla será por un kg de estiércol se tendrá que agregar un kg de agua y por lo cual la relación es 1:1

CARGA

$$C = MPC + MH_2O$$

Dónde:

C = carga diaria para alimentar el digestor en kilogramos por día o litros por día (sea sume que un litro pesa un kilogramo).

MPC = Materia prima para carga en kilogramos por día.

MH_2O = Masa de agua para mezcla que disminuye hasta un 10% los sólidos orgánicos contenidos en la materia prima, en kilogramos por día.

$$C = 136,078 \text{ kg/día} + 68,039 \text{ kg/día} = 204.1117 \text{ kg /día} \cong 204 \text{ lt}$$

6.7.1.4. VOLUMEN DEL DIGESTOR

$$Vd = C * TR * 1,25$$

Dónde:

Vd = Volumen del digestor, en litros

C = Carga diaria para alimentar el digester en litros por día

TR = Tiempo de retención en días.

1,25 = Volumen adicional para el almacenamiento del biogás este factor es el espacio adicional que consideraremos 25% para la producción del biogás.

$$Vd = \frac{204,11 \text{ lt}}{\text{dia}} * 15 \text{ dias} * 1,25 = 3827,06 \text{ lt}$$

Por motivo de ser un prototipo que nos permita establecer los mejores parámetros de diseño este volumen se tomara a una escala de 50:1 del volumen del biodigester calculado (Vd) para poder obtener algunos resultados que favorezcan su desarrolló en un tamaño mayor. Estos parámetros obtenidos nos permitirán establecer la rentabilidad del diseño propuesto.

Es decir que volumen será $\frac{3827,06 \text{ lt}}{50} = 76,54 \text{ lt}$ que estimaremos en 80 lt.

Dimensionamiento del tanque, estimando que es un cilindro se tiene que es:

$$V = \pi * \frac{d^2}{4} * l$$

Estimando la longitud de 80 cm y el volumen de 80 lt y despejando el diámetro se tiene que se tiene que:

$$d^2 = \frac{0,08m^3 * 4}{\pi * 0.8 m}$$

$$d_{int} = 0.357 m$$

De aquí asumiremos que el diámetro externo sea de 0,40 m para determinar el espesor adecuado según la norma ASME

6.7.1.5. DISEÑO A PRESIÓN.

Para determinar la presión interna o presión de diseño se tomara en cuenta los parámetros la presión de operación y la presión que ejerce el líquido sobre las paredes del recipiente (presión estática):

Tomando como base del diseño la sugerencia del libro Pressure Vessel - Manual de recipientes a presión -Megyesy donde se explica que en la práctica común de diseño para determinar la presión de diseño hay que considerar la presión de operación más 30 psi o 10%, cualquiera sea mayor.

Presión de trabajo o de operación

Para calcular la presión de trabajo o de operación nos basaremos en la tabla 11 expuesta en el capítulo 2 de donde se tomara como dato de diseño la presión crítica y la temperatura de ignición y de esta se calculara la presión de trabajo para nuestro diseño que trabajara a una temperatura ambiente es decir de 25 °C como mínimo así:

Presión crítica: 7,5 MPa=1087,8 Psi

Temperatura de ignición: 650 °C

Temperatura de trabajo: 25°C

Presión de trabajo o de operación: ?

$$P_{operacion} = \frac{1087,8 \text{ Psi} * 25}{650} = 41,84 \text{ Psi}$$

Determinación de la presión estática:

Para determinar este parámetro se lo hará de la siguiente manera:

Tomando el valor de 1 ft (líquido), equivale a 0,4333 psi del anexo IV presión de los fluidos y aplicando la formula expuesta a continuación pues nuestra altura de

presión es 30 cm= 0.976 ft que es menor al tomado de la tabla y la cual se detalla en el mismo anexo, se tiene que nuestra presión estática es:

$$P_s = h_{ps} * P_{st}$$

Dónde:

h_{ps} = altura donde se considera la presión en pies

P_{st} = presión estática tomada de tablas en Psi

P_s = presión estática en Psi

Por lo tanto:

$$P_s = 0.976 * 0,4333 \text{ Psi}$$

$$P_s = 0,4229 \text{ Psi}$$

Presión interna del fluido:

Para determinar este parámetro se lo hará de la siguiente manera:

$$P_i = P_{operación} + P_s + P_{adicional}$$

$$P_i = 41,84 \text{ Psi} + 0,4229 \text{ Psi} + 30 \text{ Psi}$$

$$P_i = 72,26 \text{ Psi}$$

De aquí se estimara que por efectos de variación de temperatura se le establecerá como presión interna de fluido 80 Psi

ESPESOR DEL TANQUE DEL BIODIGESTOR (CÁMARA DE FERMENTACIÓN)

Para realizar el cálculo del espesor del tanque se debe tomar en cuenta que el tanque no debe sobrepasar la presión máxima que consta en tabla 11 del capítulo 2 donde nos menciona las características del biogás en donde consta su temperatura

de ignición y la presión máxima que genera el bigas por lo que se tiene que analizar que el calor brindado no sobre pase los límites establecidos en la tabla de características del biogás. Y se calculará según las fórmulas de recipientes sometidos a presión del código ASME.

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$$

En esta fórmula deberán entrar en unidades inglesas

Dónde:

La especificación material: A-36

Presión interior: P = 80 psi

Eficiencia de la junta: E=0.6

Radio externo R= 0,2 m = 7,874 pulg

Esfuerzo del material: S=16600 lb/pulg²

Espesor de diseno t=?

$$t = \frac{80 * 7,874}{(16600 * 0,6) - 0,6(80)} = 0,064 \text{ pulg}$$

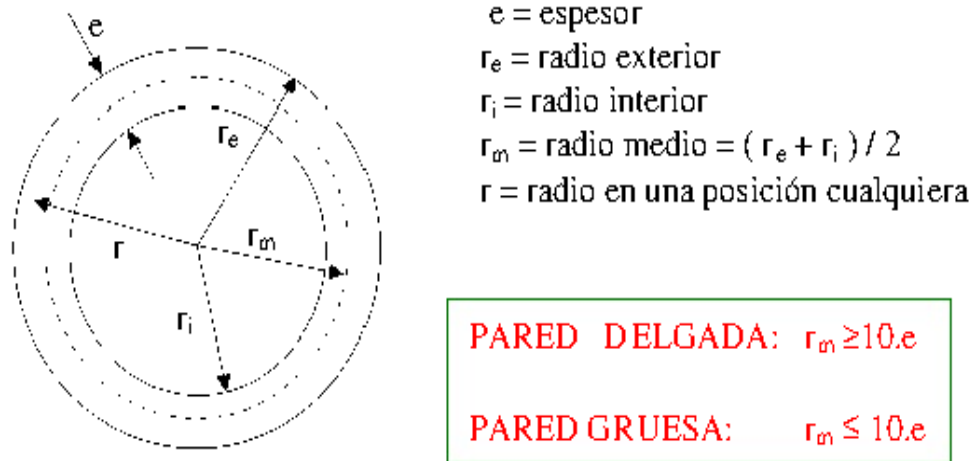
ASME especifica que el espesor mínimo para carcasa y cabezas para uso de servicio de aire comprimido, servicio de vapor, servicio de agua es de 3/32 de pulg (anexo III) lo que equivale a 2,38 mm, entonces para nuestro diseño se sumara el espesor recomendado más el espesor que hemos calculo lo cual nos permitirá manejarnos entre los rangos que recomienda ASME y por consiguiente el espesor de diseño será: 0,0938 + 0,064 de pulg = 0,1578 pulg ≈ 4 mm.

Debido a que el prototipo no debe ser muy grande por efectos de fácil transporte y además este debe permitir ser estudiada dentro del campo en donde este va a hacer aplicada en un tamaño de escala mayor y este debe permitir similar en el ambiente real de trabajo, se escoge construir un recipiente de acero A 36 (Sy = 36 Kpsi) con un recubrimiento epóxico en su interior además cabe recalcar que las

dimensiones tanque serán de $d = 0,4 \text{ m}$ (15.748 pulg) y un $e = 4 \text{ mm}$, entonces se tiene que:

Para distinguirla entre cilindros de pared delgada y pared gruesa se procederá así:

Gráfico 25 Distinción entre recipientes a presión de pared delgada y de pared gruesa



Fuente: Pressure Vessel - Manual de recipientes a presión -Megyesy

Se considera cilindro de pared delgada si cumple con:

$$r_{int} \geq 10 * e$$

Se considera cilindro de pared gruesa si cumple con:

$$r_{int} \leq 10 * e$$

Dónde:

$$r_{int} = \frac{(7,674 \text{ pulg} + (7,674 \text{ pulg} - 2(0.15748 \text{ pulg})))}{2}$$

Aplicando la fórmula de paredes de recipientes se tiene que si es de pared delgada se tendrá que cumplir con la fórmula:

$$r_{int} \geq 10 e$$

Entonces:

$$7,516 \text{ pulg} \geq 10 (0.15748 \text{ pulg})$$

$$7,516 \text{ pulg} \geq 1.5748 \text{ pulg}$$

Entonces el recipiente es de paredes delgadas y por ende se descarta que sea un recipiente de paredes gruesas y lo por ende permite establecer la división del código ASME, por lo cual para el diseño se utilizara la sección VIII del código ASME división 1.

PRESIÓN DEL FLUIDO EN UN RECIPIENTE CERRADO

La presión de un fluido en un recipiente cerrado produce esfuerzos de tensión en las paredes del recipiente la misma que como nos sobre pasaremos la temperatura de ignición del biogás se tomará una presión de 80 Psi.

$$\sigma_t = \frac{P_i * d}{2 * t}$$

Dónde:

σ_t = esfuerzo de tensión.

P_i = Presión interna del fluido (80 psi).

d = diámetro.

t = espesor del tanque

Para determinar si el recipiente soportará la presión interna a la que va a estar expuesto se debe cumplir lo siguiente:

$$\sigma_{\text{máx.}} \leq [\sigma]_m$$

Dónde:

Para calcular el σ_{\max} y el $[\sigma]_m$ se aplicaran las siguientes formulas de las cuales estas nos permitirán establecer la efectividad de diseño.

$$\sigma_{\max} = \sigma_t = \frac{Pi * d}{2 * t}$$

$$[\sigma]_m = \frac{Sy}{Fs}$$

De donde:

σ_{\max} = Esfuerzo máximo.

$[\sigma]_m$ = Esfuerzo admisible.

Sy = Resistencia a la tensión (36 Kpsi).

(Fs) = factor de seguridad y el mismo que nos imponemos para el diseño un valor de 2

Y por consiguiente:

$$\sigma_{\max} = \sigma_t = \frac{80 \text{ psi} * 15.748 \text{ pulg}}{2 * 0.15748 \text{ pulg}}$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_t = 4 \text{ Kpsi}$$

$$[\sigma]_m = \frac{36 \text{ Kpsi}}{2}$$

$$[\sigma]_m = 18 \text{ Kpsi}$$

Y por lo tanto se compara estos valores por lo cual en esta parte se admitirá o se rechazará el diseño del recipiente (solo la envoltura mas no las tapas)

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]_m$$

$$4 \text{ Kpsi} \leq 18 \text{ Kpsi}$$

Por lo que se puede analizar cilindro si soporta la presión

6.7.2. CÁLCULO DEL BIODIGESTOR SEGÚN NORMAS ASME.

La presión del fluido que circula por la camisa es 80 Psi, y es interna en el biodigestor, entonces se calculará los espesores de pared del biodigestor según las fórmulas de recipiente sometido a presión dada en el anexo 3 y una vez escogido el material del anexo 2 se procederá de la siguiente forma:

a. **Cumpliendo la siguiente condición:**

$$r_{int} \geq 10 e$$

Esta evaluación ya se desarrolló en la distinción de recipientes a presión calculada antes en este capítulo por lo que en este punto se lo tomara como referencia para tener en cuenta que es un cilindro de pared delgada.

$$7,516pulg \geq 1.5748 \text{ pulg}$$

De este resultado depende el estudio por lo que para el desarrolló se lo detallara así:

Cabe aquí recalcar que esta se desarrollara con un material SA-36

b. Cilindro

Datos

Esta se desarrolla con el siguiente código:

La Sección de ASME VIII División 1,

Componente: Cilindro

La especificación material: SA-36 (de la sección II de la norma ASME)

Presión interior: P = 80 psi @ 86°F o P = 551.581 kPa @ 30°C

Presión Externa: $P_e = 14.5038 \text{ psi @ } 68^\circ\text{F}$ o $100 \text{ kPa @ } 20^\circ\text{C}$

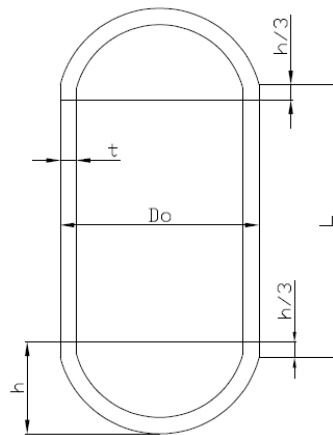
Eficiencia de la junta: $E=0.6$

Radio interno: R_o

Esfuerzo del material: S

Presión estática: $P_s = 0,4229 \text{ psi}$

Esquema de un cilindro a presión:



Diámetro externo $D_o=OD = 15,7480''$

Longitud $L=L_c = 23,6220''$

Espesor $t = 0,1575''$

El espesor del diseño + la corrosión, (a las $86,00^\circ\text{F}$)

$t = P \cdot R_o / (S \cdot E + 0,40 \cdot P) + \text{Corrosión}$

$t = 80,42 \cdot 7,8740 / (16600 \cdot 0,60 + 0,40 \cdot 80,42) + 0,0625$

$t = 0,1259''$

La presión del funcionamiento aceptable máxima, (a las $86,00^\circ\text{F}$)

$P = S \cdot E \cdot t / (R_o - 0,40 \cdot t) - P_s$

$P = 16600 \cdot 0,60 \cdot 0,0950 / (7,8740 - 0,40 \cdot 0,0950) - 0,4229$

$P = 120,3272 \text{ psi}$

La presión aceptable máxima, (a las 70,00 °F)

$$P = S \cdot E \cdot t / (R_o - 0,40 \cdot t)$$

$$P = 16600 \cdot 0,60 \cdot 0,1575 / (7,8740 - 0,40 \cdot 0,1575)$$

$$P = 200,8318 \text{ psi}$$

Presión externa Pa

$$L/Do = 26,2861/15,7480 = 1,6692$$

$$Do/t = 15,7480/0,061951 = 254,2027$$

De la tabla G: A = 0,000193

De la tabla CS-2: B = 2765,2061 psi

$$Pa = 4 \cdot B / (3 \cdot (Do/t))$$

$$Pa = 4 \cdot 2765,2061 / (3 \cdot (15,7480/0,061951))$$

$$Pa = 14,5039 \text{ psi}$$

$$Pa = 4 \cdot B / (3 \cdot (Do/t))$$

$$Pa = 4 \cdot 2765,2061 / (3 \cdot (15,7480/0,061951)) = 14,5039 \text{ psi}$$

Espesor de diseño para la presión externa (Pa= 14,5039 psi)

$$t + \text{Corrosión} = 0,061951 + 0,0625 = 0,1245''$$

El máximo la Presión Externa Aceptable

$$L/Do = 26,2861/15,7480 = 1,6692$$

$$Do/t = 15,7480/0,0950 = 165,7688$$

De la tabla G: A = 0,000376

De la tabla CS-2: B = 5406,1436 psi

$$Pa = 4 \cdot B / (3 \cdot (Do/t))$$

$$Pa = 4 \cdot 5406,1436 / (3 \cdot (15,7480/0,0950))$$

$$Pa = 43,4834 \text{ psi}$$

c. Tapas

La Sección de ASME VIII, División 1, Edición 2007,

Componente: TAPAS TORIESFERICAS

La Especificación material: SA-36 (II-D)

Eficiencia de la junta: E=0.6

Esfuerzo del material: S

Presión estática: Ps =0,4229 psi

La presión de diseño interior: El P = 80 psi @ 86 °F

La presión de diseño Externa: Pe = 14,5038 psi @ 68 °F

Concentración de corrosión:

C interno = 0,0625" C exterior = 0"

El diámetro exterior Do= 15,748"

El espesor de la cabeza mínimo thm= 0,125"

La proporción de cabeza D/2h = 2 en estado nuevo

La proporción de cabeza D/2h = 1,9841 en estado de corrosión

La longitud de la pestaña recta Lsf = 0,0197"

La pestaña recta nominal el tsf grueso = 0,1575"

El espesor mínimo por UG-16 = 0,0625" + 0,0625" = 0,125"

h:3,8745"

K (de Corrosión)

$$K = (1/6)*[2 + (D / (2*(h+C)))^2]$$

$$D=Do- thm$$

$$D=15,748"-0,125"$$

$$D=15,623$$

$$K=(1/6)*[2 + (15,623 / (2*3,937))^2]=0,9895$$

El K (Nuevo)

$$K = (1/6)*[2 + (D / (2*h))^2]$$

$$D=Do- 2*thm$$

$$D=15,748"-2*0,125"$$

$$D=15,496"$$

$$K=(1/6)*[2 + (15,498 / (2*3,8745))^2]=1$$

El espesor de diseño para la presión interior,

$$t = P \cdot D_o \cdot K / (2 \cdot S \cdot E + 2 \cdot P \cdot (K - 0,1)) + \text{Corrosion}$$

$$t = 80,42 \cdot 15,748 \cdot 0,989459 / (2 \cdot 16.600 \cdot 0,6 + 2 \cdot 80,42 \cdot (0,989459 - 0,1)) + 0,0625$$

$$t = 0,125''$$

El espesor de diseño de la presión interior de cabeza es 0,125''

La presión del funcionamiento aceptable máxima,

$$P = 2 \cdot S \cdot E \cdot t / (K \cdot D_o - 2 \cdot t \cdot (K - 0,1)) - P_s$$

$$P = 2 \cdot 16.600 \cdot 0,6 \cdot 0,0625 / (0,989459 \cdot 15,748 - 2 \cdot 0,0625 \cdot (0,989459 - 0,1)) - 0,42$$

$$P = 80,05 \text{ psi}$$

La presión del funcionamiento aceptable máxima (MAWP) es 80,05 psi

La presión aceptable máxima, (a 70 °F)

$$P = 2 \cdot S \cdot E \cdot t / (K \cdot D_o - 2 \cdot t \cdot (K - 0,1)) - P_s$$

$$P = 2 \cdot 16.600 \cdot 0,6 \cdot 0,125 / (1 \cdot 15,748 - 2 \cdot 0,125 \cdot (1 - 0,1)) - 0$$

$$P = 160,41 \text{ psi}$$

La presión aceptable máxima (el MAP) es 160,41 psi.

Radio esférico Equivalente exterior (Ro)

$$R_o = K_o \cdot D_o = 0,8859 \cdot 15,748$$

$$R_o = 13,9517 \text{ in}$$

$$A = 0,125 / (R_o/t)$$

$$A = 0,125 / (13,9517/0,039625)$$

$$A = 0,000355$$

De la tabla CS-2: B=5.106,6528 psi

$$P_a = B/(R_o/t)$$

$$Pa = 5.106,653 / (13,9517 / 0,039625)$$

$$Pa = 14,5038 \text{ psi}$$

$$t = 0,0396" + \text{Corrosión} = 0,0396" + 0,0625" = 0,1021"$$

Chequeo de presión externa según UG-33(a)(1)

$$t = 1,67 * Pe * Do * K / (2 * S * E + 2 * 1,67 * Pe * (K - 0,1)) + \text{Corrosion}$$

$$t = 1,67 * 14,5 * 15,748 * 0,989459 / (2 * 16.600 * 1 + 2 * 1,67 * 14,5 * (0,989459 - 0,1)) + 0,0625$$

$$t = 0,0739"$$

El espesor para la presión externo de la cabeza es (te) 0,1021".

Presión Externa máxima aceptable, (corroído para 68 °F) UG-33(d)

Radio esférico Equivalente exterior (Ro)

$$Ro = Ko * Do = 0,8859 * 15,748$$

$$Ro = 13,9517 \text{ in}$$

$$A = 0,125 / (Ro/t)$$

$$A = 0,125 / (13,9517 / 0,0625)$$

$$A = 0,00056$$

De la tabla CS-2: B=8.069,9268 psi

$$Pa = B / (Ro/t)$$

$$Pa = 8.069,927 / (13,9517 / 0,0625)$$

$$Pa = 36,1511 \text{ psi}$$

Chequeo de presión externa según, UG-33(a)

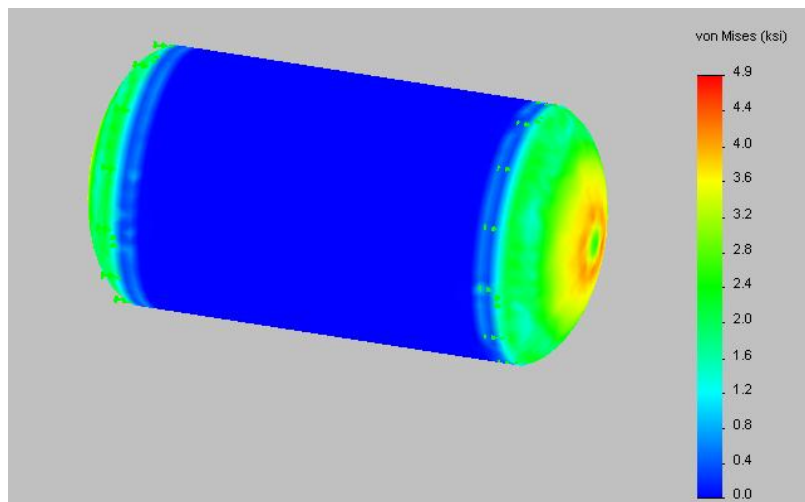
$$P = 2 * S * E * t / ((K * Do - 2 * t * (K - 0,1)) * 1,67) - Ps_2$$

$$= 2 * 16.600 * 1 * 0,0625 / ((0,989459 * 15,748 - 2 * 0,0625 * (0,989459 - 0,1)) * 1,67) - 0$$

$$P = 80,31 \text{ psi}$$

La presión aceptable máxima externa (MAEP) es 36,15 psi.

Gráfico 26 Esquema de las tensiones soportadas por el cilindro



Fuente: autor

d. Cálculo de la base

Aplicando una carga de 200 lbf

Resultado de las fuerzas de reacción

Parte de estudio	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
base	N	6.29425 e-005	806.225	2.86102 e-006	806.225

Fuente: autor

Resultado de Fuerzas de cuerpo libre

Parte de estudio	Unidad	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
base	N	0.00050089	-2.40178 e-005	4.35635 e-005	0.000503354

Fuente: autor

Momentos de cuerpo libre

Parte de estudio	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
base	N-m	0	0	0	1 e-033

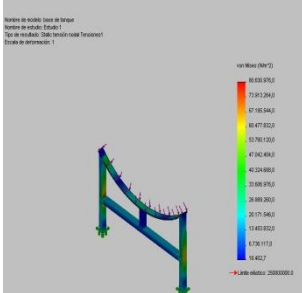
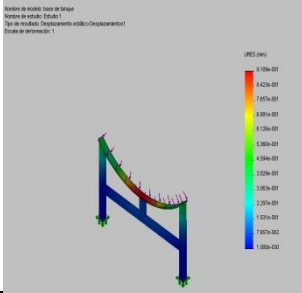
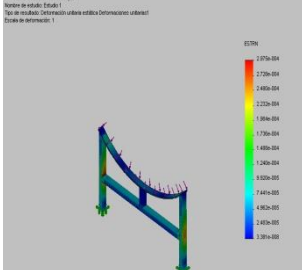
Fuente: autor

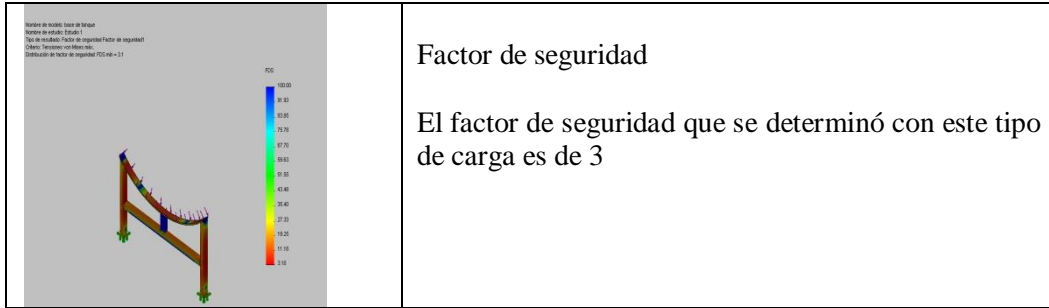
Resultados del análisis

Nombre	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones von mises	18402.7 N/m ²	(7.15269 mm, 166.566 mm, -8.65329 mm)	8.0631 e+007 N/m ²	(179.978 mm, 116.882 mm, -6.00006 mm)
Desplazamiento	0 mm	(-180 mm, 1.99998 mm, -6 mm)	0.918854 mm	(0.000269688 mm, 169.081 mm, 9.99993 mm)
Deformaciones unitarias	3.38145 e-008	(-8.11776 mm, 162.515 mm, 7.48765 mm)	0.000297545	(180.478 mm, 116.818 mm, -4.50017 mm)

Fuente: autor

Tabla 26 Resultado de análisis de base del biodigestor

figura	análisis
	<p>Tensiones</p> <p>Las tensiones son soportadas por la base lo cual se puede notar en las zonas de conexión que es mínima el esfuerzo</p>
	<p>Desplazamientos</p> <p>El desplazamiento en el centro es evidente por lo que se tendría que reforzar</p>
	<p>Deformaciones unitarias</p> <p>Así mismo se puede notar que el efecto se da en las juntas así que hay que establecer una buena soldadura caso contrario podría presentar problemas</p>



Fuente: autor

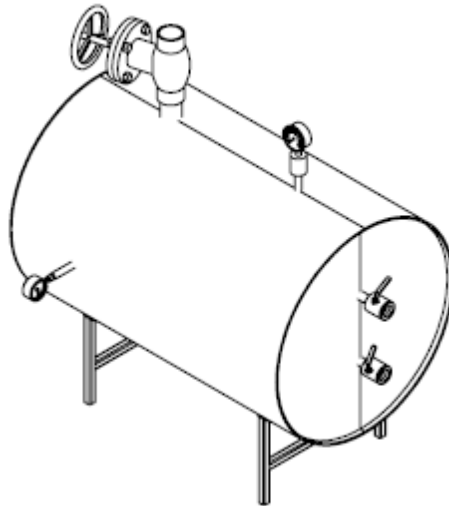
6.7.3. CÁLCULO DEL AISLANTE

Para calcular el material aislante haremos un balance de energía en una superficie con el fin de obtener el espesor necesario para reducir al mínimo la pérdida de calor en las paredes.

El balance de energía en la superficie es:

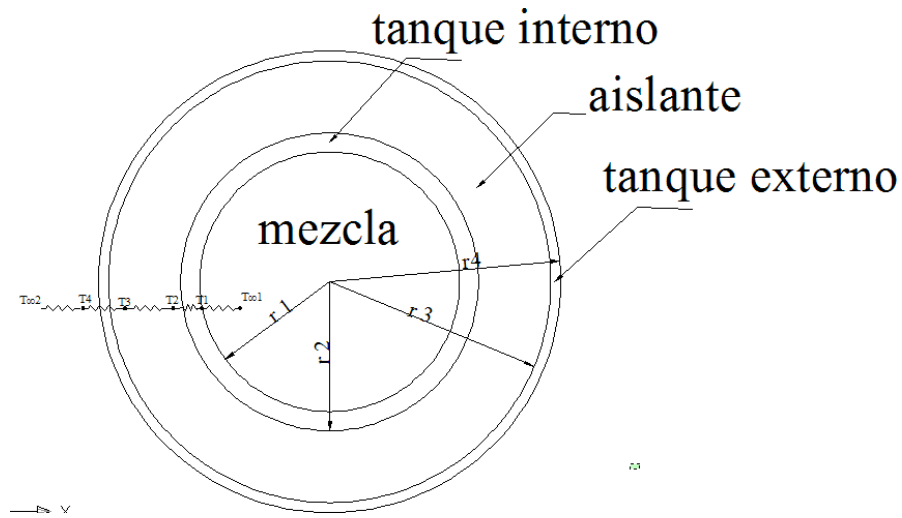
$$E_{en} = E_{sal}$$

Gráfico 27 Representación del prototipo



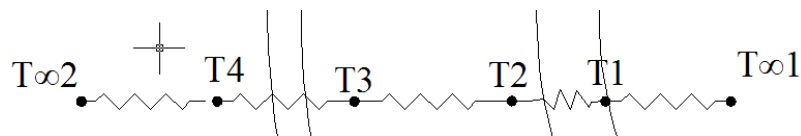
Fuente: autor

Gráfico 28 Representación de tanque para el circuito térmico



Fuente: autor

Gráfico 29 El circuito térmico



Fuente: autor

A continuación se presentan las ecuaciones de calor de entrada y salida aplicadas con las fórmulas de conducción y convección tiene:

$$q_{\text{ent}} = \frac{T_{\infty 1} - T_4}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_A L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi k_B L} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi k_C L}}$$

$$q_{\text{salida}} = \frac{T_4 - T_{\infty 2}}{\frac{1}{2\pi r_4 L h_4}}$$

De esta ecuación se despreciara la última resistencia debido a que se calculara el espesor del aislante que se necesita para cumplir con los parámetros de diseño.

Entonces la ecuación queda de la siguiente manera:

$$q_{ent} = \frac{T_{\infty 1} - T_3}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_A L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi k_B L}}$$

Y para evaluar cantidad de energía de salida se estimara la siguiente ecuación:

$$q_{salida} = \frac{T_3 - T_{\infty 2}}{\frac{1}{2\pi r_3 L h_3}}$$

De donde:

$T_{\infty 1}$ = Temperatura del agua dentro del tanque 30 a 50 °C se tomara 40 °C =313°K

$T_{\infty 2}$ = Temperatura exterior= 18 °C=291°K.

T_3 = Temperatura aislante y el mismo que debe estar en 293°K es decir unos 20°C.

L = Longitud del tanque.

r_1 = Radio de interior del tanque interno.

r_2 = Radio exterior del tanque interno.

r_3 = Radio de aislante.

r_4 = Radio exterior del tanque externo.

h_1 = Coeficiente de convección del agua=1000 W/m².k @ 300°K.

h_3 = Coeficiente de convección del aire= 25 W/m².k @ 291°K.

K_A, K_c = Coeficiente de conducción del acero A 36 de la tabla 2 del anexo 6 se tiene que Mn%=0 y si%= 0.4 como máx. entonces $K= 0.41$ W/m.k @ 300°K.

K_B = Coeficiente de conducción del aislante (lana de vidrio) $K=0.046$ W/m.k.

L=0.8m

Y por consiguiente:

$$q_{ent} = \frac{313 - 293}{\frac{1}{2\pi * 0.16 * L * 1000} + \frac{\ln\left(\frac{0.2}{0.1}\right)}{2\pi * 0.41 * L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{0.2}\right)}{2\pi * 0.046 * L}}$$

$$q_{salida} = \frac{293 - 291}{\frac{1}{2\pi r_3 L * 25}}$$

Igualando estas dos ecuaciones tenemos por conservación de energía se tiene:

$$E_{en} = E_{sal}$$

$$q_{en} = q_{sal}$$

$$q_{ent} - q_{sal} = 0$$

$$\left[\frac{20}{(0.338) + (4.325 \cdot \ln(5 \cdot r_3))} \right] = (251.33 \cdot r_3)$$

$$20 - 84.95r_3 - 1087r_3 \cdot \ln(5 \cdot r_3) = 0$$

De esta ecuación se establecerá el espesor del aislamiento en la primera y segunda interacción:

Tabla 27 Determinación de aislante

primera interacción		segunda interacción	
r ₃	espesor	r ₃	espesor
0,06	93,4261063	0,2	3,01
0,07	93,9344655	0,2015	1,24597585
0,08	92,884642	0,2016	1,12794168
0,09	90,4725079	0,2017	1,00985358
0,1	86,8500985	0,2018	0,89171116
0,11	82,1388702	0,2019	0,77351574
0,12	76,4380944	0,202	0,65526605
0,13	69,8304339	0,2021	0,53696255
0,14	62,385793	0,2022	0,41860526
0,15	54,1640619	0,2023	0,30019422
0,16	45,2171264	0,2024	0,18172944
0,17	35,590373	0,2025	0,06321095
0,18	25,3238385	0,2026	-0,05536121
0,19	14,4531041	0,2027	-0,17398702
0,2	3,01	0,2028	-0,29266647
0,21	-8,97683077	0,2029	-0,41139951
0,2105	-9,58996974	0,203	-0,53018612
0,23	-34,4803832	0,2031	-0,64902628
0,24	-47,9520477	0,2032	-0,76791996
0,25	-61,8767601	0,2033	-0,88686714
0,26	-76,2363884	0,2034	-1,00586778

Fuente: autor

De la tabla anterior se toma como de la primera interacción el valor de 0,2 a 0,21 para la siguiente interacción y en la segunda interacción se establece que el espesor de diseño del aislante es 0,2026 m.

$$e=r_3-r_2$$

$$e=(0,2026-0,20) \text{ m}$$

$$e=0,0026 \text{ m} = 0,3 \text{ cm}$$

6.7.4. ADMINISTRACIÓN

6.7.5. ANÁLISIS DE COSTOS

Los costos no se pueden pronosticar con absoluta certeza, de manera que nos dan una información confiable y de base útil para la planeación, control y toma de decisiones administrativas. La implementación del sistema incluyen los costos que a continuación se describen:

COSTOS DIRECTOS. (C.D)

Los costos directos son los valores cancelados para cubrir actividades indispensables para generar un progreso operativo; y son aquellos rubros, en nuestro caso de los materiales empleados directamente en la implementación.

COSTOS DE MATERIALES. (C.M)

En la siguiente tabla se muestran los costos unitarios de cada material y equipo utilizado para realizar la implementación del sistema.

Tabla N° 6.8.1 Costos unitarios de materiales.

Fuente: autor

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	P. UNITARIO	P. TOTAL
lana de vidrio	m	3	\$ 5,00	\$ 15,00
tubo 40*40*2	m	6	\$ 1,50	\$ 9,00
tanque base	u	1	\$ 25,00	\$ 25,00
plncha de acero A36 de e= 4mm	u	1	\$ 105,00	\$ 105,00
termometro	u	1	\$ 20,00	\$ 20,00
manometro	u	1	\$ 17,50	\$ 17,50
niquelina	u	1	\$ 35,00	\$ 35,00
tubo Ø 2" cedula 40	m	3	\$ 0,94	\$ 2,82
tubo Ø 1/2" cedula 40	m	4	\$ 0,65	\$ 2,60
electrodos 6011	lb	2	\$ 2,20	\$ 4,40
electrodos 6013	lb	3	\$ 2,80	\$ 8,40
SUBTOTAL				\$ 244,72

COSTOS INDIRECTOS

Este tipo de costos incluyen todos aquellos gastos correspondientes a la utilización de maquinaria, costo de mano de obra, entre otros gastos que no se ven reflejados directamente en la implementación pero que fueron necesarios.

COSTO POR UTILIZACIÓN DE MAQUINARIA Y HERRAMIENTAS (C.M.H)

Para el costo de maquinaria y herramientas se va a tomar en cuenta un valor estimado de todo las maquinas que se va a utilizar:

La energía con que funciona

La aplicación en el proyecto

La vida útil

Tabla N° 6.8.3 Costos de maquinaria empleada.

MAQUINARIA	COSTO/HORA	HORAS EMPLEADAS	TOTAL (USD)
cortadora plasma	1,8	7	\$ 12,60
soldadora electrica	1,6	6	\$ 9,60
soldadora mig	2,2	6	\$ 13,20
compresor	1,3	10	\$ 13,00
costo sin iva		total	\$ 48,40
IVA		12%	\$ 54,21
		TOTAL	\$ 102,61

Fuente: autor

Se estima que el costo será de 102,608 USD

COSTO DE MANO DE OBRA (C.M.O)

Para le realización del proyecto de, se ha considerado el salario de 2 personas. Los mismos que trabajara 3 horas diarias, 5 días a la semana.

Persona 1

El valor de cada hora es de \$ 1.88

El valor por las 5 horas es de \$ 9,40

El valor por los 15 días es de \$ 141

Persona 2

El valor de cada hora es de \$ 1.25

El valor por las 5 horas es de \$ 3,75

El valor por los 15 días es de \$ 56,25

El costo por los 2 trabajadores que van a realizar el trabajo es de \$ 197,25

C.M.O =197,25 USD

Costo de Operación (C.Op)

El costo de operación del sistema es de:

C.Op = 5,6 USD

Este valor es del consumo de energía.

Costo Total del Proyecto (C.T.P)

Tabla 28 Costo del Proyecto

N°	COSTO	VALOR (USD)
1	C.M	\$ 274,09
2	C.M.H	\$ 102,61
3	C.M.O	\$ 197,25
3	C.Op	\$ 5,60
4	C.F	\$ 22,00
	Subtotal(CTP)	\$ 601,55
	Imprevistos 10%	\$ 60,15
total proyecto		\$ 661,70

Fuente: autor

Por consiguiente el prototipo tiene un costo de 661,70 lo cual resulta caro siendo un prototipo por lo que si se quiere optimizar toda las excretas que produce la hacienda hay que encontrar otro tipo de materiales que tengan las características que hemos analizados en este capítulo y si queremos aplicar lo en el tamaño original como el calculado, este valor habría que multiplicarlo 50 veces su valor, ya que el prototipo tiene esa escala.

6.8. PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN

6.8.1. Mejoras para la Propuesta

La propuesta se podría mejora si esta es retroalimentada con la misma energía que el biodigestor proporcionando la energía que necesita la niquelina para funcionar o a su vez proporcionarle calor con el mismo biogás a través de tubos que le permitan obtener a la mezcla la energía necesaria para producir el biogás sin tener que depender de la mucho de la niquelina solamente cuando se necesite arrancar de nuevo el sistema.

6.8.2. Resultado de la propuesta

Como resultados obtenidos de la propuesta se tendrá que nuestro prototipo generador de biogás es capaz de ahorra aproximadamente 1 m³ de GLP con una eficiencia aproximada de 36% respecto a su poder calorífico en un mes y si tomamos en consideración lo expuesto en el capítulo cuatro se tendrá que:

Si tomamos como valor más alto lo obtenido en 4 horas que es 0,054 m³ y estimando esta producción como mínimo se tendrá que sí se trabaja 6 hora al día y si se utiliza un mes completo se tendrá un generación de 2,43 m³ en el prototipo de biodigestor representando un buen ahorro de GLP pues representa un ahorro aproximado de 1 m³ claro que con una eficiencia menor y si lo representamos en kg se tendrá un ahorro de 0,45 kg (este valor se lo tomó de la tabla 19) que en un año representaría 5,4 kg entonces, en el año representaría un ahorro de 36% respecto al tanque de 15 kg,

Bibliografía:

- Evaluación de los biodigestores en geomembrana (PVC) y plástico de invernadero en clima medio para el tratamiento de aguas residuales de origen porcino. Livestock Research for Rural de Preston, T.R., Rodríguez, L. (2002) Low-cost biodigestores at the epicenter of ecological farming systems. Proceedings Biodigester Workshop, March 2002
- Diseño y construcción de dos digestores anaeróbicos en el altiplano andino peruano. Bachelor Thesis, Universitat Politècnica de Catalunya Martí, J. (2008) Guía de diseño y manual de instalación Técnica Alemana GTZ. Bolivia.
- Informe Final programa de electrificación del ecuador
- Biodigestores, una alternativa a la autosuficiencia energética y de biofertilizantes. Fundación Hábitat, Colombia(Abril de 2005).
- Biodigestor de bajo costo para la producción de combustible y fertilizante a partir de excretas Raúl Botero B y Thomas R. Preston (1987).
- Biodigestor de bajo costo para la producción de combustible y fertilizante a partir de excretas. Manual para su instalación, operación y utilización de BOTERO, R y PRESTON, T. 1987.
- Energías alternativas: Solución para el desarrollo sustentable. 1ª ed. Argentina de CABELLO, M. 2006.
- Energía de biomasa. 1ª ed. Argentina de CARRILLO, L. 2004.
- Planta de Biogás y Vivero Metropolitano en Lo Valledor.
- Memoria del Proyecto de título. Chile. Universidad de Chile. Facultad de

- Arquitectura y Urbanismo de DECAP, A. 2006.
- Fundamentos de Transferencia de Calor, INCROPERA FRANK
- Pressure Vessel - Manual De Recipientes A Presión de Megyesy
- <http://www.engormix.com/MA-porcicultura/manejo/articulos/disenobiodigestores-t976/p0.htm>
- <http://www.eg-ingenieria.com.ar/biodigestores-prefabricados.html#top>
- <http://es.scribd.com/doc/36781257/Recipientes-a-Presion>
- <http://www.aqualimpia.com>
- <http://tecnologia.mendoza.edu.ar/biogas/conceptos.htm>
- <http://www.atmosfera.unam.mx/editorial/rica.html>
- http://www.revistafuturos.info/futuros18/biogas_bolivia.htm
- http://oiporc.com/contenido/3.2_manual_biodigestor.pdf.
- “Biogas plants for pig and cattle-breeding farms”. Disponible en <http://zorgbiogas.com/biogas-plants/industrial-solutions/biogas-plants-for-pig-and-cattlebreedingfarms>
- <http://www.upc.edu/grecdh/cas/energia/publicacions.htm>
- Viability study for the application of small-size biodigestores in the Andean rural zone of Cajamarca (Peru), MSc. Thesis, Loughborough University. Disponible en: www.upc.edu/grecdh/cas/energia/publicacions.htm
- www.upc.edu/grecdh/cas/energia/publicacions.htm.

ANEXO I REQUERIMIENTOS GENERALES

Se anexa esta parte de la norma ASME debido a que se hace referencia en el diseño de algunos ítems que se necesitan observar para realizar el diseño del tanque a presión.

SUBSECTION A	GENERAL REQUIREMENTS
Part UG	General Requirements for All Methods of Construction and All Materials
UG-1	Scope
Materials	
UG-4	General
UG-5	Plate
UG-6	Forgings
UG-7	Castings
UG-8	Pipe and Tubes
UG-9	Welding Materials
UG-10	Material Identified With or Produced to a Specification Not Permitted by This Division, and Material Not Fully Identified
UG-11	Prefabricated or Preformed Pressure Parts
UG-12	Bolts and Studs
UG-13	Nuts and Washers
UG-14	Rods and Bars
UG-15	Product Specification
Design	
UG-16	General
UG-17	Methods of Fabrication in Combination
UG-18	Materials in Combination
UG-19	Special Constructions
UG-20	Design Temperature
UG-21	Design Pressure
UG-22	Loadings
UG-23	Maximum Allowable Stress Values
UG-24	Castings
UG-25	Corrosion
UG-26	Linings
UG-27	Thickness of Shells Under Internal Pressure
UG-28	Thickness of Shells and Tubes Under External Pressure
UG-29	Stiffening Rings for Cylindrical Shells Under External Pressure
UG-30	Attachment of Stiffening Rings

UG-31	Tubes, and Pipe When Used as Tubes or Shells
UG-32	Formed Heads, and Sections, Pressure on Concave Side
UG-33	Formed Heads, Pressure on Convex Side
UG-34	Unstayed Flat Heads and Covers
UG-35	Other Types of Closures

Openings and Reinforcements

UG-36	Openings in Pressure Vessels
UG-37	Reinforcement Required for Openings in Shells and Formed Heads
UG-38	Flued Openings in Shells and Formed Heads
UG-39	Reinforcement Required for Openings in Flat Heads
UG-40	Limits of Reinforcement
UG-41	Strength of Reinforcement
UG-42	Reinforcement of Multiple Openings
UG-43	Methods of Attachment of Pipe and Nozzle Necks to Vessel Walls
UG-44	Flanges and Pipe Fittings
UG-45	Nozzle Neck Thickness
UG-46	Inspection Openings

Braced and Stayed Surfaces

UG-47	Braced and Stayed Surfaces
UG-48	Staybolts
UG-49	Location of Staybolts
UG-50	Dimensions of Staybolts

Ligaments

UG-53	Ligaments
UG-54	Supports
UG-55	Lugs for Platforms, Ladders, and Other Attachments to Vessel Walls

Fabrication

UG-75	General
UG-76	Cutting Plates and Other Stock
UG-77	Material Identification (See UG-85)
UG-78	Repair of Defects in Materials
UG-79	Forming Shell Sections and Heads
UG-80	Permissible Out-of-Roundness of Cylindrical, Conical, and Spherical Shells
UG-81	Tolerance for Formed Heads
UG-82	Lugs and Fitting Attachments
UG-83	Holes for Screw Stays
UG-84	Charpy Impact Tests
UG-85	Heat Treatment

Inspection and Tests

UG-90	General
UG-91	The Inspector
UG-92	Access for Inspector
UG-93	Inspection of Materials
UG-94	Marking on Materials
UG-95	Examination of Surfaces During Fabrication
UG-96	Dimensional Check of Component Parts
UG-97	Inspection During Fabrication
UG-98	Maximum Allowable Working Pressure

UG-99	Standard Hydrostatic Test
UG-100	Pneumatic Test (See UW-50)
UG-101	Proof Tests to Establish Maximum Allowable Working Pressure
UG-102	Test Gages
UG-103	Nondestructive Testing

Marking and Reports

UG-115	General
UG-116	Required Marking
UG-117	Certificates of Authorization and Code Symbol Stamps
UG-118	Methods of Marking
UG-119	Nameplates
UG-120	Data Reports

Pressure Relief Devices

UG-125	General
UG-126	Pressure Relief Valves
UG-127	Nonreclosing Pressure Relief Devices
UG-128	Liquid Pressure Relief Valves
UG-129	Marking
UG-130	Code Symbol Stamp
UG-131	Certification of Capacity of Pressure Relief Devices
UG-132	Certification of Capacity of Pressure Relief Valves in Combination With Nonreclosing Pressure Relief Devices
UG-133	Determination of Pressure Relieving Requirements
UG-134	Pressure Settings and Performance Requirements
UG-135	Installation
UG-136	Minimum Requirements for Pressure Relief Valves
UG-137	Minimum Requirements for Rupture Disk Devices
UG-138	Minimum Requirements for Pin Devices
UG-140	Overpressure Protection by System Design

Figures

UG-28	Diagrammatic Representation of Variables for Design of Cylindrical Vessels Subjected to External Pressure
UG-28.1	Diagrammatic Representation of Lines of Support for Design of Cylindrical Vessels Subjected to External Pressure
UG-29.1	Various Arrangements of Stiffening Rings for Cylindrical Vessels Subjected to External Pressure
UG-29.2	Maximum Arc of Shell Left Unsupported Because of Gap in Stiffening Ring of Cylindrical Shell Under External Pressure
UG-30	Some Acceptable Methods of Attaching Stiffening Rings
UG-33.1	Length L_c of Some Typical Conical Sections for External Pressure
UG-34	Some Acceptable Types of Unstayed Flat Heads and Covers
UG-36	Large Head Openings — Reverse-Curve and Conical Shell-Reducer Sections
UG-37	Chart for Determining Value of F , as Required in UG-37
UG-37.1	Nomenclature and Formulas for Reinforced Openings
UG-38	Minimum Depth for Flange of Flued-In Openings
UG-39	Multiple Openings in Rim of Heads With a Large Central Opening
UG-40	Some Representative Configurations Describing the Reinforcement Dimension t_c and the Opening Dimension d
UG-41.1	Nozzle Attachment Weld Loads and Weld Strength Paths to Be Considered

ANEXO II SELECCIÓN DE MATERIAL

Fuente: CastiGuideBk - ASME Section II 2000 Materials Index

CARBON STEELS BY NOMINAL COMPOSITION						
Nominal Composition	Specification No.	Grade Designation	UNS No.	Common Name or Trade Name	Product Form	
C steel	SA-36	---	K02600	---	Structural	
C steel	SA-53	Type S Grade A	K02504	---	Pipe, welded and seamless	
C steel	SA-53	Type E Grade A	K02504	---	Pipe, welded and seamless	
C steel	SA-53	Type F Grade A	K02504	---	Pipe, welded and seamless	
C steel	SA-53	Type S, Grade B	K03005	---	Pipe, welded and seamless	
C steel	SA-53	Type E, Grade B	K03005	---	Pipe, welded and seamless	
C steel	SA-105	---	K03504	---	Flanges, fittings, etc.	
C steel	SA-106	A	K02501	---	Pipe, seamless	
C steel	SA-106	B	K03006	---	Pipe, seamless	
C steel	SA-106	C	K03501	---	Pipe, seamless	
C steel	SA-134	---	---	uses ASME SA-36, SA-283, and SA-285 plus ASTM A570	Pipe, welded	
C steel	SA-135	A	---	---	Pipe, welded	
C steel	SA-135	B	---	---	Pipe, welded	
C steel	SA-178	A	K01200	---	Tubes, welded	
C steel	SA-178	C	K03503	---	Tubes, welded	
C steel	SA-178	D	---	---	Tubes, welded	
C steel	SA-179	---	K01200	---	Tubes, seamless	
C steel	SA-181	60 and 70	K03502	---	Flanges, fittings, etc.	
C steel	SA-192	---	K01201	---	Tubes, seamless	
C steel	SA-194	1	K01503	---	Nuts	
C steel	SA-194	2, 2H, 2HM	K04002	---	Nuts	
C steel	SA-210	A-1	K02707	---	Tubes, seamless	
C steel	SA-210	C	K03501	---	Tubes, seamless	
C steel	SA-214	---	K01807	---	Tubes, welded	
C steel	SA-216	WCA	J02502	---	Castings	
C steel	SA-216	WCB	J03002	---	Castings	
C steel	SA-216	WCC	J02503	---	Castings	
C steel	SA-226	---	K01201	---	Tubes, welded	
C steel	SA-234	WCB	K03006	---	Fittings	
C steel	SA-234	WPC	K03501	---	Fittings	
C steel	SA-266	1 and 2	K03506	---	Forgings	
C steel	SA-266	3	K05001	---	Forgings	
C steel	SA-266	Grade 4	K03017	---	Forgings	
C steel	SA-283	A, B, C	K02401	---	Plates	

CARBON STEELS BY NOMINAL COMPOSITION (Continued)						
Nominal Composition	Specification No.	Grade Designation	UNS No.	Common Name or Trade Name	Product Form	
C steel	SA-283	D	K02702	---	Plates	
C steel	SA-285	A	K01700	---	Plates	
C steel	SA-285	B	K02200	---	Plates	
C steel	SA-285	C	K02801	---	Plates	
C steel	SA-299	---	K02803	---	Plates	
C steel	SA-307	A, B and C	K03002	---	Threaded fasteners	
C steel	SA-311	1018, Cl. A	G10180	1018 steel	Bars, stress-relieved, cold drawn	
C steel	SA-311	1035, Cl. A	G10350	1035 steel	Bars, stress-relieved, cold drawn	
C steel	SA-311	1045, Cl. A & B	G10450	1045 steel	Bars, stress-relieved, cold drawn	
C steel	SA-311	1050, Cl. A & B	G10500	1050 steel	Bars, stress-relieved, cold drawn	
C steel	SA-311	1117, Cl. A	G11170	1117 steel	Bars, stress-relieved, cold drawn	
C steel	SA-311	1137, Cl. A	G11370	1137 steel	Bars, stress-relieved, cold drawn	
C steel	SA-311	1141, Cl. A & B	G11410	1141 steel	Bars, stress-relieved, cold drawn	
C steel	SA-311	1144, Cl. A & B	G11440	1144 steel	Bars, stress-relieved, cold drawn	
C steel	SA-311	1541, Cl. A & B	G15410	1541 steel	Bars, stress-relieved, cold drawn	
C steel	SA-325	Type 1	K02706	---	Bolting	
C steel	SA-333	1	K03008	---	Pipe, seamless and welded	
C steel	SA-333	6	K03006	---	Pipe, seamless and welded	
C steel	SA-334	1	K03008	---	Tubes, welded	
C steel	SA-334	6	K03006	---	Tubes, welded	
C steel	SA-350	LF1	K03009	---	Forgings	
C steel	SA-350	LF2	K03011	---	Forgings	
C steel	SA-352	LCA	J02504	---	Castings	
C steel	SA-352	LCB	J03003	---	Castings	
C steel	SA-352	LCC	J02505	---	Castings	
C steel	SA-354	BC and BD	K04100	---	Bolting	
C steel	SA-369	FPA	K02501	---	Pipe, forged/bored	
C steel	SA-369	FPB	K03006	---	Pipe, forged/bored	
C steel	SA-372	A	K03002	---	Forgings	
C steel	SA-372	B	K04001	---	Forgings	
C steel	SA-372	C	K04801	---	Forgings	
C steel	SA-414	A	K01501	---	Sheet	
C steel	SA-414	B	K02201	---	Sheet	
C steel	SA-414	C	K02503	---	Sheet	
C steel	SA-414	D	K02505	---	Sheet	

CARBON STEELS BY NOMINAL COMPOSITION (Continued)

Nominal Composition	Specification No.	Grade Designation	UNS No.	Common Name or Trade Name	Product Form
C steel	SA-414	E	K02704	---	Sheet
C steel	SA-414	F	K03102	---	Sheet
C steel	SA-414	G	K03103	---	Sheet
C steel	SA-420	WPL6	K03006	---	Fittings, welded
C steel	SA-449	---	K04200	---	Bolts and studs
C steel	SA-455	---	K03300	---	Plates
C steel	SA-508	1	K13502	---	Forgings
C steel	SA-508	Grade 1A	K13502	---	Forgings
C steel	SA-515	60	K02401	---	Plates
C steel	SA-515	65	K02800	---	Plates
C steel	SA-515	70	K03101	---	Plates
C steel	SA-516	55	K01800	---	Plates
C steel	SA-516	60	K02100	---	Plates
C steel	SA-516	65	K02403	---	Plates
C steel	SA-516	70	K02700	---	Plates
C steel	SA-524	I and II	K02104	---	Pipe, seamless
C steel	SA-537	1, 2 and 3	K12437	---	Plates
C steel	SA-541	1A	---	---	Forgings
C steel	SA-541	1	K03506	---	Forgings
C steel	SA-556	A2	K01807	---	Tubes, seamless
C steel	SA-556	B2	K02707	---	Tubes, seamless
C steel	SA-556	C2	K03006	---	Tubes, seamless
C steel	SA-557	A2	K01807	---	Tubes, welded
C steel	SA-557	B2	K03007	---	Tubes, welded
C steel	SA-557	C2	K03505	---	Tubes, welded
C steel	SA-563	O, A, B, C	K05802	---	Nuts
C steel	SA-563	D	K05801	---	Nuts
C steel	SA-563	DH	K03800	---	Nuts
C steel	SA-587	---	K11500	---	Pipe, welded
C steel	SA-612	---	K02900	---	Plates
C steel	SA-620	---	K00040	---	Sheet, CR for drawing
C steel	SA-649	2	K05001	---	Forged rolls
C steel	SA-649	4	---	---	Forged rolls
C steel	SA-660	WCA	J02504	---	Pipe, centrifugal cast
C steel	SA-660	WCB	J03003	---	Pipe, centrifugal cast

LOW ALLOY STEELS BY NOMINAL COMPOSITION (C - Mo) (Continued)

Nominal Composition	Specification No.	Grade Designation	UNS No.	Common Name or Trade Name	Product Form
C - ½ Mo	SA-250	T1a	K12023	---	Tubes, welded
C - ½ Mo	SA-250	T1b	K11422	---	Tubes, welded
C - ½ Mo	SA-335	P1	K11522	---	Pipe, seamless
C - ½ Mo	SA-336	F1	K12520	---	Forgings
C - ½ Mo	SA-352	LC1	J12522	---	Castings
C - ½ Mo	SA-369	FP1	K11522	---	Pipe, forged/bored
C - ½ Mo	SA-426	CP1	J12521	---	Pipe, centrifugal cast
C - ½ Mo	SA-672	L65	K11820	---	Pipe, welded
C - ½ Mo	SA-672	L70	K12020	---	Pipe, welded
C - ½ Mo	SA-672	L75	K12320	---	Pipe, welded
C - ½ Mo	SA-691	CM65	K11820	---	Pipe, welded
C - ½ Mo	SA-691	CM70	K12020	---	Pipe, welded
C - ½ Mo	SA-691	CM75	K12320	---	Pipe, welded
C - ½ Mo - B	SA-517	J	K11625	---	Plates
C - ½ Mo - B	SA-671	CJ109	K11625	---	Pipe, welded
C - ½ Mo - Si	SA-426	CP15	J11522	---	Pipe, centrifugal cast

LOW ALLOY STEELS BY NOMINAL COMPOSITION (½ Cr - 1 ¼ Cr)

Nominal Composition	Specification No.	Grade Designation	UNS No.	Common Name or Trade Name	Product Form
½ Cr - ½ Mo	SA-372	Grade G	K13049	---	Forgings
½ Cr - ½ Mo	SA-372	Grade H	K13547	---	Forgings
½ Cr - ½ Mo - V - B	SA-517	B	K11630	---	Plates
½ Cr - ½ Mo - V - B	SA-671	CJ102	K11630	---	Pipe, welded
½ Cr - ¼ Mo - Si	SA-517	A	K11856	---	Plates
½ Cr - ¼ Mo - Si	SA-592	A	K11856	---	Fittings
½ Cr - ¼ Mo - Si	SA-671	CJ101	K11856	---	Pipe, welded
½ Cr - ½ Mo	SA-182	F2	K12122	---	Flanges, fittings, etc.
½ Cr - ½ Mo	SA-213	T2	K11547	---	Tubes, seamless
½ Cr - ½ Mo	SA-250	T2	---	---	Tubes, welded
½ Cr - ½ Mo	SA-335	P2	K11547	---	Pipe, seamless
½ Cr - ½ Mo	SA-369	FP2	K11547	---	Pipe, forged/bored
½ Cr - ½ Mo	SA-387	2	K12143	---	Plates
½ Cr - ½ Mo	SA-426	CP2	J11547	---	Pipe, centrifugal cast

ANEXO III PARÁMETROS DE DISEÑO DEL TANQUE

Fuente: ASME BPVC SECTION VIII D1 edition 2007

forwarded to the vessel Manufacturer and shall be available to the Inspector.

(4) if heat treatment is performed at the plant of the parts Manufacturer, certification by the parts Manufacturer that such treatment was performed shall be accepted as evidence of compliance with applicable Code paragraphs. This certification shall be available to the Inspector.

(5) The Manufacturer of the vessel to be marked with the Code Symbol shall be satisfied that the parts are suitable for the design conditions specified for the completed vessel in accordance with the rules of this Division and that the requirements of (1), (2), (3), and (4) above have been met for each welded standard pressure part.

The Manufacturer of the completed vessel or code stamped part shall ensure that parts furnished under the provisions of UG-11(a), UG-11(b), and UG-11(c) above meet all of the applicable Code requirements such as UCS-79(d), UNF-79(a), UHA-44(a), and UHT-79(a)(1).

(d) Parts furnished under the provisions of (a), (b), and (c) above need not be manufactured by a Certificate of Authorization Holder.

UG-12 BOLTS AND STUDS

(a) Bolts and studs may be used for the attachment of removable parts. Specifications, supplementary rules, and maximum allowable stress values for acceptable bolting materials are given in the tables referenced in UG-23.

(b) Studs shall be threaded full length or shall be machined down to the root diameter of the thread in the unthreaded portion, provided that the threaded portions are at least $1\frac{1}{2}$ diameters in length.

Studs greater than eight diameters in length may have an unthreaded portion that has the nominal diameter of the thread, provided the following requirements are met:

(1) the threaded portions shall be at least $1\frac{1}{2}$ diameters in length;

(2) the stud shall be machined down to the root diameter of the thread for a minimum distance of 0.5 diameters adjacent to the threaded portion;

(3) a suitable transition shall be provided between the root diameter and the unthreaded portion; and

(4) particular consideration shall be given to any dynamic loadings.

UG-13 NUTS AND WASHERS

(a) Nuts shall conform to the requirements in the applicable Part of Subsection C (see UCS-11 and UNF-13). They shall engage the threads for the full depth of the nut.

(b) The use of washers is optional. When used, they shall be of wrought materials.

UG-14 RODS AND BARS

(a) Rod and bar stock may be used in pressure vessel construction for pressure parts such as flange rings, stiffening rings, frames for reinforced openings, stays and stay-bolts, and similar parts. Rod and bar materials shall conform to the requirements for bars or bolting in the applicable part of Subsection C.

(b) Except for flanges of all types, hollow cylindrically shaped parts [up to and including NPS 4 (DN 100)] may be machined from rod or bar, provided that the axial length of the part is approximately parallel to the metal flow lines of the stock. Other parts, such as heads or caps [up to and including NPS 4 (DN 100)], not including flanges, may be machined from rod or bar. Elbows, return bends, tees, and header tees shall not be machined directly from rod or bar.

UG-15 PRODUCT SPECIFICATION

When there is no material specification listed in Subsection C covering a particular wrought product of a grade, but there is an approved specification listed in Subsection C covering some other wrought product of that grade, the product for which there is no specification may be used provided:

(a) the chemical and physical properties, heat treating requirements, and requirements for deoxidation, or grain size requirements conform to the approved specification listed in Subsection C. The stress values for that specification given in the tables referenced in UG-23 shall be used.

(b) the manufacturing procedures, tolerances, tests, and marking are in accordance with a Section II specification covering the same product form of a similar material;

(c) for the case of welded tubing made of plate, sheet, or strip, without the addition of filler metal, the appropriate stress values are multiplied by a factor of 0.85;

(d) the product is not pipe or tubing fabricated by fusion welding with the addition of filler metal unless it is fabricated in accordance with the rules of this Division as a pressure part;

(e) mill test reports reference the specifications used in producing the material and in addition make reference to this paragraph.

DESIGN

UG-16 GENERAL

(a) The design of pressure vessels and vessel parts shall conform to the general design requirements in the following paragraphs and in addition to the specific requirements for Design given in the applicable Parts of Subsections B and C.

(b) *Minimum Thickness of Pressure Retaining Components.* Except for the special provisions listed below, the minimum thickness permitted for shells and heads, after forming and regardless of product form and material, shall be $\frac{1}{16}$ in. (1.5 mm) exclusive of any corrosion allowance.

Exceptions are:

(1) the minimum thickness does not apply to heat transfer plates of plate-type heat exchangers;

(2) this minimum thickness does not apply to the inner pipe of double pipe heat exchangers nor to pipes and tubes that are enclosed and protected from mechanical damage by a shell, casing, or ducting, where such pipes or tubes are NPS 6 (DN 150) and less. This exemption applies whether or not the outer pipe, shell, or protective element is constructed to Code rules. When the outer protective element is not provided by the Manufacturer as part of the vessel, the Manufacturer shall note this on the Manufacturer's Data Report, and the owner or his designated agent shall be responsible to assure that the required enclosures are installed prior to operation. Where pipes and tubes are fully enclosed, consideration shall be given to avoiding buildup of pressure within the protective chamber due to a tube/pipe leak. All other pressure parts of these heat exchangers that are constructed to Code rules must meet the $\frac{1}{16}$ in. (1.5 mm) minimum thickness requirements.

(3) the minimum thickness of shells and heads of unfired steam boilers shall be $\frac{3}{8}$ in. (6 mm) exclusive of any corrosion allowance;

(4) the minimum thickness of shells and heads used in compressed air service, steam service, and water service, made from materials listed in Table UCS-23, shall be $\frac{3}{32}$ in. (2.5 mm) exclusive of any corrosion allowance.

(5) this minimum thickness does not apply to the tubes in air cooled and cooling tower heat exchangers if all the following provisions are met:

(a) the tubes shall not be used for lethal UW-2(a) service applications;

(b) the tubes shall be protected by fins or other mechanical means;

(c) the tube outside diameter shall be a minimum of $\frac{3}{8}$ in. (10 mm) and a maximum of $1\frac{1}{2}$ in. (38 mm);

(d) the minimum thickness used shall not be less than that calculated by the formulas given in UG-27 or I-1 and in no case less than 0.022 in. (0.5 mm).

(c) *Mill Undertolerance.* Plate material shall be ordered not thinner than the design thickness. Vessels made of plate furnished with an undertolerance of not more than the smaller value of 0.01 in. (0.25 mm) or 6% of the ordered thickness may be used at the full design pressure for the thickness ordered. If the specification to which the plate is ordered allows a greater undertolerance, the ordered thickness of the materials shall be sufficiently greater than the design thickness so that the thickness of the material

furnished is not more than the smaller of 0.01 in. (0.25 mm) or 6% under the design thickness.

(d) *Pipe Undertolerance.* If pipe or tube is ordered by its nominal wall thickness, the manufacturing undertolerance on wall thickness shall be taken into account except for nozzle wall reinforcement area requirements in accordance with UG-37 and UG-40. The manufacturing undertolerances are given in the several pipe and tube specifications listed in the applicable Tables in Subsection C. After the minimum wall thickness is determined, it shall be increased by an amount sufficient to provide the manufacturing undertolerance allowed in the pipe or tube specification.

(e) *Corrosion Allowance in Design Formulas.* The dimensional symbols used in all design formulas throughout this Division represent dimensions in the corroded condition.

UG-17 METHODS OF FABRICATION IN COMBINATION

A vessel may be designed and constructed by a combination of the methods of fabrication given in this Division, provided the rules applying to the respective methods of fabrication are followed and the vessel is limited to the service permitted by the method of fabrication having the most restrictive requirements (see UG-116).

UG-18 MATERIALS IN COMBINATION

Except as specifically prohibited by other rules of this Division, a vessel may be designed and constructed of any combination of materials permitted in Subsection C, provided the applicable rules are followed and the requirements in Section IX for welding dissimilar metals are met.

The requirements for the base metals, HAZ's, and weld metal(s) of a dissimilar metal weldment shall each be applied in accordance with the rules of this Division. (For example, if a carbon steel base metal is joined to a stainless steel base metal with a nickel filler metal, the rules of Part UCS apply to the carbon steel base metal and its HAZ, Part UHA to the stainless steel base metal and its HAZ, and Part UNF to the weld metal.)

NOTE: Because of the different thermal coefficients of expansion of dissimilar materials, caution should be exercised in design and construction under the provisions of this paragraph in order to avoid difficulties in service under extreme temperature conditions, or with unusual restraint of parts such as may occur at points of stress concentration and also because of metallurgical changes occurring at elevated temperatures. [See also *Galvanic Corrosion* in Appendix A, A-440(c), of Section II, Part D.]

UG-19 SPECIAL CONSTRUCTIONS

(a) *Combination Units.* A combination unit is a pressure vessel that consists of more than one independent pressure

chamber, operating at the same or different pressures and temperatures. The parts separating each independent pressure chamber are the common elements. Each element, including the common elements, shall be designed for at least the most severe condition of coincident pressure and temperature expected in normal operation (see 3-2). Only the parts of chambers that come within the scope of this Division, U-1, need be constructed in compliance with its provisions. Also, see 9-1(c) for jacketed vessels.

UG-19(a)(1) Common Element Design. It is permitted to design each common element for a differential pressure less than the maximum of the design pressures of its adjacent chambers (differential pressure design) or a mean metal temperature less than the maximum of the design temperatures of its adjacent chambers (mean metal temperature design), or both, only when the vessel is to be installed in a system that controls the common element design conditions.

UG-19(a)(2) Differential Pressure Design. When differential pressure design is permitted, the common element design pressure shall be the maximum differential design pressure expected between the adjacent chambers. The common element and its corresponding differential pressure shall be indicated in the "Remarks" section of the Manufacturer's Data Report [see UG-120(b)(1) and UHX-19.3] and marked on the vessel [see UG-116(j)(1)(a) and UHX-19.2.1(a)]. The differential pressure shall be controlled to ensure the common element design pressure is not exceeded.

UG-19(a)(3) Mean Metal Temperature Design. When mean metal temperature design is used, the maximum common element design temperature determined in accordance with UG-20(a) may be less than the greater of the maximum design temperatures of its adjacent chambers; however, it shall not be less than the lower of the maximum design temperatures of its adjacent chambers. The common element and its corresponding design temperature shall be indicated in the "Remarks" section of the Manufacturer's Data Report [see UG-120(b)(2) and UHX-19.3] and marked on the vessel [see UG-116(j)(1)(b) and UHX-19.2.1(b)]. The fluid temperature, flow, and pressure, as required, shall be controlled to ensure the common element design temperature is not exceeded.

(b) Special Shapes. Vessels other than cylindrical and spherical and those for which no design rules are provided in this Division may be designed under the conditions set forth in U-2.

(c) When no design rules are given and the strength of a pressure vessel or vessel part cannot be calculated with a satisfactory assurance of accuracy, the maximum allowable working pressure of the completed vessel shall be established in accordance with the provisions of UG-101.

UG-20 DESIGN TEMPERATURE

(a) Maximum. Except as required in UW-2(d)(3), the maximum temperature used in design shall be not less than the mean metal temperature (through the thickness) expected under operating conditions for the part considered (see 3-2). If necessary, the metal temperature shall be determined by computation or by measurement from equipment in service under equivalent operating conditions. See also U-2(a).

(b) Minimum. The minimum metal temperature used in design shall be the lowest expected in service except when lower temperatures are permitted by the rules of this Division (see UCS-66, UCS-160, and footnote 37, UG-116). The minimum mean metal temperature shall be determined by the principles described in (a) above. Consideration shall include the lowest operating temperature, operational upsets, autorefrigeration, atmospheric temperature, and any other sources of cooling [except as permitted in (f)(3) below for vessels meeting the requirements of (f) below]. The MDMT marked on the nameplate shall correspond to a coincident pressure equal to the MAWP. When there are multiple MAWP's, the largest value shall be used to establish the MDMT marked on the nameplate. Additional MDMT's corresponding with other MAWP's may also be marked on the nameplate (see footnote 37).

(c) Design temperatures that exceed the temperature limit in the applicability column shown in Section II, Part D, Subpart 1, Tables 1A, 1B, and 3 are not permitted. In addition, design temperatures for vessels under external pressure shall not exceed the maximum temperatures given on the external pressure charts.

(d) The design of zones with different metal temperatures may be based on their determined temperatures.

(e) Suggested methods for obtaining the operating temperature of vessel walls in service are given in Appendix C.

(f) Impact testing per UG-84 is not mandatory for pressure vessel materials that satisfy all of the following:

(1) The material shall be limited to P-No. 1, Gr. No. 1 or 2, and the thickness, as defined in UCS-66(a) [see also Note (1) in Fig. UCS-66.2], shall not exceed that given in (a) or (b) below:

(a) $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) for materials listed in Curve A of Fig. UCS-66;

(b) 1 in. (25 mm) for materials listed in Curve B, C, or D of Fig. UCS-66.

(2) The completed vessel shall be hydrostatically tested per UG-99(b) or (c) or 27-4.

(3) Design temperature is no warmer than 650°F (345°C) nor colder than -20°F (-29°C). Occasional operating temperatures colder than -20°F (-29°C) are acceptable when due to lower seasonal atmospheric temperature.

(4) The thermal or mechanical shock loadings are not a controlling design requirement. (See UG-22.)

(5) Cyclical loading is not a controlling design requirement. (See UG-22.)

UG-21 DESIGN PRESSURE⁸

Each element of a pressure vessel shall be designed for at least the most severe condition of coincident pressure (including coincident static head in the operating position) and temperature expected in normal operation. For this condition, the maximum difference in pressure between the inside and outside of a vessel, or between any two chambers of a combination unit, shall be considered [see UG-98 and 3-2]. See also U-2(a).

UG-22 LOADINGS

The loadings to be considered in designing a vessel shall include those from:

- (a) internal or external design pressure (as defined in UG-21);
- (b) weight of the vessel and normal contents under operating or test conditions;
- (c) superimposed static reactions from weight of attached equipment, such as motors, machinery, other vessels, piping, linings, and insulation;
- (d) the attachment of:
 - (1) internals (see Appendix D);
 - (2) vessel supports, such as lugs, rings, skirts, saddles, and legs (see Appendix G);
- (e) cyclic and dynamic reactions due to pressure or thermal variations, or from equipment mounted on a vessel, and mechanical loadings;
- (f) wind, snow, and seismic reactions, where required;
- (g) impact reactions such as those due to fluid shock;
- (h) temperature gradients and differential thermal expansion;
- (i) abnormal pressures, such as those caused by deflagration;
- (j) test pressure and coincident static head acting during the test (see UG-99).

UG-23 MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES⁹

(a) The maximum allowable stress value is the maximum unit stress permitted in a given material used in a

⁸ It is recommended that a suitable margin be provided above the pressure at which the vessel will be normally operated to allow for probable pressure surges in the vessel up to the setting of the pressure relieving devices (see UG-134).

⁹ For the basis on which the tabulated stress values have been established, see Appendix 1 of Section II, Part D.

vessel constructed under these rules. The maximum allowable tensile stress values permitted for different materials are given in Subpart 1 of Section II, Part D. Section II, Part D is published as two separate publications. One publication contains values only in the U.S. Customary units and the other contains values only in SI units. The selection of the version to use is dependent on the set of units selected for construction. A listing of these materials is given in the following tables, which are included in Subsection C. For material identified as meeting more than one material specification and/or grade, the maximum allowable tensile stress value for either material specification and/or grade may be used provided all requirements and limitations for the material specification and grade are met for the maximum allowable tensile stress value chosen.

Table UCS-23 Carbon and Low Alloy Steel (stress values in Section II, Part D, Table 3 for bolting, and Table 1A for other carbon steels)

Table UNF-23 Nonferrous Metals (stress values in Section II, Part D, Table 3 for bolting, and Table 1B for other nonferrous metals)

Table UHA-23 High Alloy Steel (stress values in Section II, Part D, Table 3 for bolting, and Table 1A for other high alloy steels)

Table UCI-23 Maximum Allowable Stress Values in Tension for Cast Iron

Table UCD-23 Maximum Allowable Stress Values in Tension for Cast Ductile Iron

Table UHT-23 Ferritic Steels with Properties Enhanced by Heat Treatment (stress values in Section II, Part D, Table 1A)

Table ULT-23 Maximum Allowable Stress Values in Tension for 5%, 8%, and 9% Nickel Steels and 5083-0 Aluminum Alloy at Cryogenic Temperatures for Welded and Nonwelded Construction

(b) The maximum allowable longitudinal compressive stress to be used in the design of cylindrical shells or tubes, either seamless or butt welded, subjected to loadings that produce longitudinal compression in the shell or tube shall be the smaller of the following values:

(1) the maximum allowable tensile stress value permitted in (a) above;

(2) the value of the factor B determined by the following procedure where

E = modulus of elasticity of material at design temperature. The modulus of elasticity to be used shall be taken from the applicable materials chart in Section II, Part D, Subpart 3. (Interpolation may be made between lines for intermediate temperatures.)

R_o = outside radius of cylindrical shell or tube

t = the minimum required thickness of the cylindrical shell or tube

The joint efficiency for butt welded joints shall be taken as unity.

The value of B shall be determined as follows.

Step 1. Using the selected values of t and R , calculate the value of factor A using the following formula:

$$A = \frac{0.125}{(R_o/t)}$$

Step 2. Using the value of A calculated in Step 1, enter the applicable material chart in Section II, Part D, Subpart 3 for the material under consideration. Move vertically to an intersection with the material/temperature line for the design temperature (see UG-20). Interpolation may be made between lines for intermediate temperatures. If tabular values in Subpart 3 of Section II, Part D are used, linear interpolation or any other rational interpolation method may be used to determine a B value that lies between two adjacent tabular values for a specific temperature. Such interpolation may also be used to determine a B value at an intermediate temperature that lies between two sets of tabular values, after first determining B values for each set of tabular values.

In cases where the value at A falls to the right of the end of the material/temperature line, assume an intersection with the horizontal projection of the upper end of the material/temperature line. If tabular values are used, the last (maximum) tabulated value shall be used. For values of A falling to the left of the material/temperature line, see Step 4.

Step 3. From the intersection obtained in Step 2, move horizontally to the right and read the value of factor B . This is the maximum allowable compressive stress for the values of t and R_o used in Step 1.

Step 4. For values of A falling to the left of the applicable material/temperature line, the value of B shall be calculated using the following formula:

$$B = \frac{AE}{2}$$

If tabulated values are used, determine B as in Step 2 and apply it to the equation in Step 4.

Step 5. Compare the value of B determined in Steps 3 or 4 with the computed longitudinal compressive stress in the cylindrical shell or tube, using the selected values of t and R_o . If the value of B is smaller than the computed compressive stress, a greater value of t must be selected and the design procedure repeated until a value of B is obtained that is greater than the compressive stress computed for the loading on the cylindrical shell or tube.

(c) The wall thickness of a vessel computed by these rules shall be determined such that, for any combination of loadings listed in UG-22 that induce primary stress and are expected to occur simultaneously during normal

operation¹⁰ of the vessel, the induced maximum general primary membrane stress does not exceed the maximum allowable stress value in tension (see UG-23), except as provided in (d) below. Except where limited by special rules, such as those for cast iron in flanged joints, the above loads shall not induce a combined maximum primary membrane stress plus primary bending stress across the thickness that exceeds $1\frac{1}{2}$ times¹¹ the maximum allowable stress value in tension (see UG-23). It is recognized that high localized discontinuity stresses may exist in vessels designed and fabricated in accordance with these rules. Insofar as practical, design rules for details have been written to limit such stresses to a safe level consistent with experience.

The maximum allowable stress values that are to be used in the thickness calculations are to be taken from the tables at the temperature that is expected to be maintained in the metal under the conditions of loading being considered. Maximum stress values may be interpolated for intermediate temperatures.

(d) For the combination of earthquake loading, or wind loading with other loadings in UG-22, the wall thickness of a vessel computed by these rules shall be determined such that the general primary membrane stress shall not exceed 1.2 times the maximum allowable stress permitted in (a), (b), or (c) above. This rule is applicable to stresses caused by internal pressure, external pressure, and axial compressive load on a cylinder.¹²

Earthquake loading and wind loading need not be considered to act simultaneously.

(e) Localized discontinuity stresses [see (c) above] are calculated in Appendix 1, 1-5(g) and 1-8(e), Part UHX, and Appendix 5. The primary plus secondary stresses¹¹ at these discontinuities shall be limited to S_{PS} , where $S_{PS} = 3S$, and S is the maximum allowable stress of the material at temperature [see (a) above].

In lieu of using $S_{PS} = 3S$, a value of $S_{PS} = 2S_Y$ may be used, where S_Y is the yield strength at temperature, provided the following are met:

(1) the allowable stress of material S is not governed by time-dependent properties as provided in Tables 1A or 1B of Section II, Part D;

¹⁰ See 3-2 Definition of Terms.

¹¹ The user of the Code is cautioned that for elevated metal temperatures when high membrane stress and/or high bending stress exist in the section, some inelastic straining due to creep in excess of the limits allowed by the criteria of Appendix 1 of Section II, Part D may occur.

¹² UG-23(d) permits an increase in allowable stress when earthquake or wind loading is considered in combination with other loads and pressure defined in UG-22. The 1.2 increase permitted is equivalent to a load reduction factor of 0.833. Some standards which define applicable load combinations do not permit an increase in allowable stress, however a load reduction factor (typically 0.75) is applied to multiple transient loads (e.g., wind plus live load, seismic plus live load, etc.).

(2) the room temperature ratio of the specified minimum yield strength to specified minimum tensile strength for the material does not exceed 0.7;

(3) the value for S_y at temperature can be obtained from Table Y-1 of Section II, Part D.

UG-24 CASTINGS

(a) *Quality Factors.* A casting quality factor as specified below shall be applied to the allowable stress values for cast materials given in Subsection C except for castings permitted by Part UCI. At a welded joint in a casting, only the lesser of the casting quality factor or the weld joint efficiency specified in UW-12 applies, but not both. NDE methods and acceptance standards are given in Appendix 7.

(1) A factor not to exceed 80% shall be applied to static castings that are examined in accordance with the minimum requirements of the material specification. In addition to the minimum requirements of the material specification, all surfaces of centrifugal castings shall be machined after heat treatment to a finish not coarser than 250 $\mu\text{in.}$ (6.3 μm) arithmetical average deviation, and a factor not to exceed 85% shall be applied.

(2) For nonferrous and ductile cast iron materials, a factor not to exceed 90% shall be applied if in addition to the minimum requirements of UG-24(a)(1):

(a) each casting is subjected to a thorough examination of all surfaces, particularly such as are exposed by machining or drilling, without revealing any defects;

(b) at least three pilot castings¹³ representing the first lot of five castings made from a new or altered design are sectioned or radiographed at all critical sections (see footnote 1, Appendix 7) without revealing any defects;

(c) one additional casting taken at random from every subsequent lot of five is sectioned or radiographed at all critical sections without revealing any defects; and

(d) all castings other than those that have been radiographed are examined at all critical sections by the magnetic particle or liquid penetrant methods in accordance with the requirements of Appendix 7.

(3) For nonferrous and ductile cast iron materials, a factor not to exceed 90% may be used for a single casting that has been radiographed at all critical sections and found free of defects.

(4) For nonferrous and ductile cast iron materials, a factor not to exceed 90% may be used for a casting that has been machined to the extent that all critical sections are exposed for examination for the full wall thickness; as

¹³ *Pilot casting* — Any one casting, usually one of the first from a new pattern, poured of the same material and using the identical foundry procedure (risering, gating, pouring, and melting) as the castings it is intended to represent. Any pilot casting or castings taken to represent a lot and the castings of that lot shall be poured from a heat of metal from which the castings on the current order are poured.

in tubesheets drilled with holes spaced no farther apart than the wall thickness of the casting. The examination afforded may be taken in lieu of destructive or radiographic testing required in (2)(b) above.

(5) For carbon, low alloy, or high alloy steels, higher quality factors may be applied if in addition to the minimum requirements of (a)(1) above, additional examinations are made as follows.

(a) For centrifugal castings, a factor not to exceed 90% may be applied if the castings are examined by the magnetic particle or liquid penetrant methods in accordance with the requirements of Appendix 7.

(b) For static and centrifugal castings a factor not to exceed 100% may be applied if the castings are examined in accordance with all of the requirements of Appendix 7.

(6) The following additional requirements apply when castings (including those permitted in UG-11) are to be used in vessels to contain lethal substances (UW-2).

(a) Castings of cast iron (UCI-2) and cast ductile iron (UCD-2) are prohibited.

(b) Each casting of nonferrous material permitted by this Division shall be radiographed at all critical sections (see footnote 1, Appendix 7) without revealing any defects. The quality factor for nonferrous castings for lethal service shall not exceed 90%.

(c) Each casting of steel material permitted by this Division shall be examined per Appendix 7 for severe service applications [7-3(b)]. The quality factor for lethal service shall not exceed 100%.

(b) *Defects.* Imperfections defined as unacceptable by either the material specification or by Appendix 7, 7-3, whichever is more restrictive, are considered to be defects and shall be the basis for rejection of the casting. Where defects have been repaired by welding, the completed repair shall be subject to reexamination and, when required by either the rules of this Division or the requirements of the castings specification, the repaired casting shall be postweld heat treated and, to obtain a 90% or 100% quality factor, the repaired casting shall be stress relieved.

(c) *Identification and Marking.* Each casting to which a quality factor greater than 80% is applied shall be marked with the name, trademark, or other traceable identification of the manufacturer and the casting identification, including the casting quality factor and the material designation.

UG-25 CORROSION

(a) The user or his designated agent (see U-2) shall specify corrosion allowances other than those required by the rules of this Division. Where corrosion allowances are not provided, this fact shall be indicated on the Data Report.

(b) Vessels or parts of vessels subject to thinning by corrosion, erosion, or mechanical abrasion shall have provision made for the desired life of the vessel by a suitable

increase in the thickness of the material over that determined by the design formulas, or by using some other suitable method of protection. (See Appendix E.)

NOTE: When using high alloys and nonferrous materials either for solid wall or clad or lined vessels, refer to UHA-6, UCL-3, and UNF-4, as appropriate.

(c) Material added for these purposes need not be of the same thickness for all parts of the vessel if different rates of attack are expected for the various parts.

(d) No additional thickness need be provided when previous experience in like service has shown that corrosion does not occur or is of only a superficial nature.

(e) *Telltale Holes.* Telltale holes may be used to provide some positive indication when the thickness has been reduced to a dangerous degree. Telltale holes shall not be used in vessels that are to contain lethal substances [see UW-2(a)], except as permitted by ULW-76 for vent holes in layered construction. When telltale holes are provided, they shall have a diameter of $\frac{1}{16}$ in. to $\frac{3}{16}$ in. (1.5 mm to 5 mm) and have a depth not less than 80% of the thickness required for a seamless shell of like dimensions. These holes shall be provided in the opposite surface to that where deterioration is expected. [For telltale holes in clad or lined vessels, see UCL-25(b).]

(f) *Openings for Drain.* Vessels subject to corrosion shall be supplied with a suitable drain opening at the lowest point practicable in the vessel; or a pipe may be used extending inward from any other location to within $\frac{1}{4}$ in. (6 mm) of the lowest point.

UG-26 LININGS

Corrosion resistant or abrasion resistant linings, whether or not attached to the wall of a vessel, shall not be considered as contributing to the strength of the wall except as permitted in Part UCL (see Appendix F).

UG-27 THICKNESS OF SHELLS UNDER INTERNAL PRESSURE

(a) The minimum required thickness of shells under internal pressure shall not be less than that computed by the following formulas,¹⁴ except as permitted by Appendix 1 or 32. In addition, provision shall be made for any of the loadings listed in UG-22, when such loadings are expected. The provided thickness of the shells shall also meet the requirements of UG-16, except as permitted in Appendix 32.

¹⁴ Formulas in terms of the outside radius and for thicknesses and pressures beyond the limits fixed in this paragraph are given in 1-1 to 1-3.

(b) The symbols defined below are used in the formulas of this paragraph.

E = joint efficiency for, or the efficiency of, appropriate joint in cylindrical or spherical shells, or the efficiency of ligaments between openings, whichever is less.

For welded vessels, use the efficiency specified in UW-12.

For ligaments between openings, use the efficiency calculated by the rules given in UG-53.

P = internal design pressure (see UG-21)

R = inside radius of the shell course under consideration,¹⁵

S = maximum allowable stress value (see UG-23 and the stress limitations specified in UG-24)

t = minimum required thickness of shell

(c) *Cylindrical Shells.* The minimum thickness or maximum allowable working pressure of cylindrical shells shall be the greater thickness or lesser pressure as given by (1) or (2) below.

(1) *Circumferential Stress (Longitudinal Joints).*

When the thickness does not exceed one-half of the inside radius, or P does not exceed $0.385SE$, the following formulas shall apply:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad \text{or} \quad P = \frac{SEt}{R + 0.6t} \quad (1)$$

(2) *Longitudinal Stress (Circumferential Joints).*¹⁶

When the thickness does not exceed one-half of the inside radius, or P does not exceed $1.25SE$, the following formulas shall apply:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{R - 0.4t} \quad (2)$$

(d) *Spherical Shells.* When the thickness of the shell of a wholly spherical vessel does not exceed $0.356R$, or P does not exceed $0.665SE$, the following formulas shall apply:

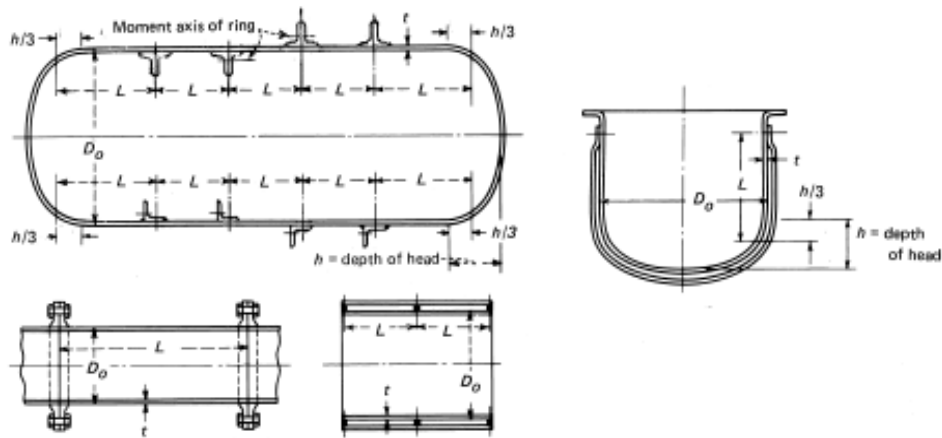
$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{R + 0.2t} \quad (3)$$

(e) When necessary, vessels shall be provided with stiffeners or other additional means of support to prevent overstress or large distortions under the external loadings listed in UG-22 other than pressure and temperature.

¹⁵ For pipe, the inside radius R is determined by the nominal outside radius minus the nominal wall thickness.

¹⁶ These formulas will govern only when the circumferential joint efficiency is less than one-half the longitudinal joint efficiency, or when the effect of supplementary loadings (UG-22) causing longitudinal bending or tension in conjunction with internal pressure is being investigated. An example illustrating this investigation is given in 1-2.1 and 1-2.2.

FIG. UG-28 DIAGRAMMATIC REPRESENTATION OF VARIABLES FOR DESIGN OF CYLINDRICAL VESSELS SUBJECTED TO EXTERNAL PRESSURE



(f) A stayed jacket shell that extends completely around a cylindrical or spherical vessel shall also meet the requirements of UG-47(c).

(g) Any reduction in thickness within a shell course or spherical shell shall be in accordance with UW-9.

UG-28 THICKNESS OF SHELLS AND TUBES UNDER EXTERNAL PRESSURE

(a) Rules for the design of shells and tubes under external pressure given in this Division are limited to cylindrical shells, with or without stiffening rings, tubes, and spherical shells. Three typical forms of cylindrical shells are shown in Fig. UG-28. Charts used in determining minimum required thicknesses of these components are given in Subpart 3 of Section II, Part D.

(b) The symbols defined below are used in the procedures of this paragraph:

A = factor determined from Fig. G in Subpart 3 of Section II, Part D and used to enter the applicable material chart in Subpart 3 of Section II, Part D. For the case of cylinders having D_o/t values less than 10, see UG-28(c)(2).

B = factor determined from the applicable material chart or table in Subpart 3 of Section II, Part D for maximum design metal temperature [see UG-20(c)]

D_o = outside diameter of cylindrical shell course or tube

E = modulus of elasticity of material at design temperature. For external pressure design in accordance with this Section, the modulus of elasticity to be

used shall be taken from the applicable materials chart in Subpart 3 of Section II, Part D. (Interpolation may be made between lines for intermediate temperatures.)

L = total length, in. (mm), of a tube between tube-sheets, or design length of a vessel section between lines of support (see Fig. UG-28.1). A line of support is:

(1) a circumferential line on a head (excluding conical heads) at one-third the depth of the head from the head tangent line as shown on Fig. UG-28;

(2) a stiffening ring that meets the requirements of UG-29;

(3) a jacket closure of a jacketed vessel that meets the requirements of 9-5;

(4) a cone-to-cylinder junction or a knuckle-to-cylinder junction of a torispherical head or section that satisfies the moment of inertia requirement of 1-8.

P = external design pressure [see Note in UG-28(f)]

P_a = calculated value of maximum allowable external working pressure for the assumed value of t , [see Note in (f) below]

R_o = outside radius of spherical shell

t = minimum required thickness of cylindrical shell or tube, or spherical shell, in. (mm)

t_s = nominal thickness of cylindrical shell or tube, in. (mm)

(c) *Cylindrical Shells and Tubes.* The required minimum thickness of a cylindrical shell or tube under external

pressure, either seamless or with longitudinal butt joints, shall be determined by the following procedure:

(1) Cylinders having D_o/t values ≥ 10 :

Step 1. Assume a value for t and determine the ratios L/D_o and D_o/t .

Step 2. Enter Fig. G in Subpart 3 of Section II, Part D at the value of L/D_o determined in Step 1. For values of L/D_o greater than 50, enter the chart at a value of $L/D_o = 50$. For values of L/D_o less than 0.05, enter the chart at a value of $L/D_o = 0.05$.

Step 3. Move horizontally to the line for the value of D_o/t determined in Step 1. Interpolation may be made for intermediate values of D_o/t ; extrapolation is not permitted. From this point of intersection move vertically downward to determine the value of factor A .

Step 4. Using the value of A calculated in Step 3, enter the applicable material chart in Subpart 3 of Section II, Part D for the material under consideration. Move vertically to an intersection with the material/temperature line for the design temperature (see UG-20). Interpolation may be made between lines for intermediate temperatures. If tabular values in Subpart 3 of Section II, Part D are used, linear interpolation or any other rational interpolation method may be used to determine a B value that lies between two adjacent tabular values for a specific temperature. Such interpolation may also be used to determine a B value at an intermediate temperature that lies between two sets of tabular values, after first determining B values for each set of tabular values.

In cases where the value of A falls to the right of the end of the material/temperature line, assume an intersection with the horizontal projection of the upper end of the material/temperature line. If tabular values are used, the last (maximum) tabulated value shall be used. For values of A falling to the left of the material/temperature line, see Step 7.

Step 5. From the intersection obtained in Step 4, move horizontally to the right and read the value of factor B .

Step 6. Using this value of B , calculate the value of the maximum allowable external working pressure P_a using the following formula:

$$P_a = \frac{4B}{3(D_o/t)}$$

Step 7. For values of A falling to the left of the applicable material/temperature line, the value of P_a can be calculated using the following formula:

$$P_a = \frac{2AE}{3(D_o/t)}$$

If tabular values are used, determine B as in Step 4 and apply it to the equation in Step 6.

Step 8. Compare the calculated value of P_a obtained in Steps 6 or 7 with P . If P_a is smaller than P , select a larger

value for t and repeat the design procedure until a value of P_a is obtained that is equal to or greater than P . An example illustrating the use of this procedure is given in L-3(a).

(2) Cylinders having D_o/t values < 10 :

Step 1. Using the same procedure as given in UG-28(c)(1), obtain the value of B . For values of D_o/t less than 4, the value of factor A can be calculated using the following formula:

$$A = \frac{1.1}{(D_o/t)^2}$$

For values of A greater than 0.10, use a value of 0.10.

Step 2. Using the value of B obtained in Step 1, calculate a value P_{a1} using the following formula:

$$P_{a1} = \left[\frac{2.167}{(D_o/t)} - 0.0833 \right] B$$

Step 3. Calculate a value P_{a2} using the following formula:

$$P_{a2} = \frac{2S}{D_o/t} \left[1 - \frac{1}{D_o/t} \right]$$

where S is the lesser of two times the maximum allowable stress value in tension at design metal temperature, from the applicable table referenced in UG-23, or 0.9 times the yield strength of the material at design temperature. Values of yield strength are obtained from the applicable external pressure chart as follows:

(a) For a given temperature curve, determine the B value that corresponds to the right hand side termination point of the curve.

(b) The yield strength is twice the B value obtained in (a) above.

Step 4. The smaller of the values of P_{a1} calculated in Step 2, or P_{a2} calculated in Step 3 shall be used for the maximum allowable external working pressure P_a . Compare P_a with P . If P_a is smaller than P , select a larger value for t and repeat the design procedure until a value for P_a is obtained that is equal to or greater than P .

(d) *Spherical Shells.* The minimum required thickness of a spherical shell under external pressure, either seamless or of built-up construction with butt joints, shall be determined by the following procedure:

Step 1. Assume a value for t and calculate the value of factor A using the following formula:

$$A = \frac{0.125}{(R_o/t)}$$

Step 2. Using the value of A calculated in Step 1, enter the applicable material chart in Subpart 3 of Section II, Part D for the material under consideration. Move vertically to an intersection with the material/temperature line for

the design temperature (see UG-20). Interpolation may be made between lines for intermediate temperatures. If tabular values in Subpart 3 of Section II, Part D are used, linear interpolation or any other rational interpolation method may be used to determine a B value that lies between two adjacent tabular values for a specific temperature. Such interpolation may also be used to determine a B value at an intermediate temperature that lies between two sets of tabular values, after first determining B values for each set of tabular values.

In cases where the value at A falls to the right of the end of the material/temperature line, assume an intersection with the horizontal projection of the upper end of the material/temperature line. If tabular values are used, the last (maximum) tabulated value shall be used. For values at A falling to the left of the material/temperature line, see Step 5.

Step 3. From the intersection obtained in Step 2, move horizontally to the right and read the value of factor B .

Step 4. Using the value of B obtained in Step 3, calculate the value of the maximum allowable external working pressure P_a using the following formula:

$$P_a = \frac{B}{(R_o/t)}$$

Step 5. For values of A falling to the left of the applicable material/temperature line, the value of P_a can be calculated using the following formula:

$$P_a = \frac{0.0625E}{(R_o/t)^2}$$

If tabulated values are used, determine B as in Step 2 and apply it to the equation in Step 4.

Step 6. Compare P_a obtained in Steps 4 or 5 with P . If P_a is smaller than P , select a larger value for t and repeat the design procedure until a value for P_a is obtained that is equal to or greater than P . An example illustrating the use of this procedure is given in L-3(b).

(e) The external design pressure or maximum allowable external working pressure shall not be less than the maximum expected difference in operating pressure that may exist between the outside and the inside of the vessel at any time.

(f) Vessels intended for service under external design pressures of 15 psi (100 kPa) and less [see U-1(c)(2)(h)] may be stamped with the Code Symbol denoting compliance with the rules for external pressure provided all the applicable rules of this Division are satisfied. When the Code Symbol is to be applied, the user or his designated agent shall specify the required maximum allowable external working pressure.¹⁷ The vessel shall be designed and

¹⁷ It is recommended that a suitable margin be provided when establishing the maximum allowable external working pressure to allow for pressure variations in service.

stamped with the maximum allowable external working pressure.

(g) When there is a longitudinal lap joint in a cylindrical shell or any lap joint in a spherical shell under external pressure, the thickness of the shell shall be determined by the rules in this paragraph, except that $2P$ shall be used instead of P in the calculations for the required thickness.

(h) Circumferential joints in cylindrical shells may be of any type permitted by the Code and shall be designed for the imposed loads.

(i) Those portions of pressure chambers of vessels that are subject to a collapsing pressure and that have a shape other than that of a complete circular cylinder or formed head, and also jackets of cylindrical vessels that extend over only a portion of the circumference, shall be fully staybolted in accordance with the requirements of UG-47 through UG-50 or shall be proof tested in compliance with UG-101(p).

(j) When necessary, vessels shall be provided with stiffeners or other additional means of support to prevent overstress or large distortions under the external loadings listed in UG-22 other than pressure and temperature.

UG-29 STIFFENING RINGS FOR CYLINDRICAL SHELLS UNDER EXTERNAL PRESSURE

(a) External stiffening rings shall be attached to the shell by welding or brazing [see UG-30]. Internal stiffening rings need not be attached to the shell when the rings are designed to carry the loads and adequate means of support is provided to hold the ring in place when subjected to external pressure loads. Segments of rings need not be attached when the requirements of UG-29(c) are met.

Except as exempted in (f) below, the available moment of inertia of a circumferential stiffening ring shall be not less than that determined by one of the following two formulas:

$$I_s = [D_o^2 L_r (t + A_r / L_r) A] / 14$$

$$I'_s = [D_o^2 L_r (t + A_r / L_r) A] / 10.9$$

I_s = required moment of inertia of the stiffening ring cross section about its neutral axis parallel to the axis of the shell

I'_s = required moment of inertia of the combined ring-shell cross section about its neutral axis parallel to the axis of the shell

I = available moment of inertia of the stiffening ring cross section about its neutral axis parallel to the axis of the shell

I' = available moment of inertia of combined ring-shell cross section about its neutral axis parallel to the axis of the shell. The nominal shell thickness

**UG-32 FORMED HEADS, AND SECTIONS,
PRESSURE ON CONCAVE SIDE**

(a) The minimum required thickness at the thinnest point after forming¹⁸ of ellipsoidal, torispherical, hemispherical, conical, and toriconical heads under pressure on the concave side (plus heads) shall be computed by the appropriate formulas in this paragraph,¹⁹ except as permitted by Appendix 32. Heads with bolting flanges shall meet the requirements of UG-35.1. In addition, provision shall be made for any of the loadings listed in UG-22. The provided thickness of the heads shall also meet the requirements of UG-16, except as permitted in Appendix 32.

(b) The thickness of an unstayed ellipsoidal or torispherical head shall in no case be less than the required thickness of a seamless hemispherical head divided by the efficiency of the head-to-shell joint.

(c) The symbols defined below are used in the formulas of this paragraph:

D = inside diameter of the head skirt; or inside length of the major axis of an ellipsoidal head; or inside diameter of a conical head at the point under consideration, measured perpendicular to the longitudinal axis

D_i = inside diameter of the conical portion of a toriconical head at its point of tangency to the knuckle, measured perpendicular to the axis of the cone
 $= D - 2r(1 - \cos \alpha)$

E = lowest efficiency of any joint in the head; for hemispherical heads this includes head-to-shell joint; for welded vessels, use the efficiency specified in UW-12

L = inside spherical or crown radius. The value of L for ellipsoidal heads shall be obtained from Table UG-37.

P = internal design pressure (see UG-21)

r = inside knuckle radius

S = maximum allowable stress value in tension as given in the tables referenced in UG-23, except as limited in UG-24 and (e) below.

t = minimum required thickness of head after forming

t_s = minimum specified thickness of head after forming, in. (mm). t_s shall be $\geq t$

α = one-half of the included (apex) angle of the cone at the centerline of the head (see Fig. 1-4)

¹⁸ In order to ensure that a finished head is not less than the minimum thickness required, it is customary to use a thicker plate to take care of possible thinning during the process of forming. The neck of an opening in a head with an integrally flanged opening will thin out due to the flanging operation. This is permissible provided the neck thickness is not less than the thickness required for a cylindrical shell subject to internal and/or external pressure, as applicable, and having an inside diameter equal to the maximum diameter of the opening [see UG-38(a) and UG-46(j)].

¹⁹ Formulas in terms of outside dimensions and for heads of other proportions are given in 1-4 together with illustrative examples.

(d) *Ellipsoidal Heads With $t/L \geq 0.002$.* The required thickness of a dished head of semiellipsoidal form, in which half the minor axis (inside depth of the head minus the skirt) equals one-fourth of the inside diameter of the head skirt, shall be determined by

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{D + 0.2t} \quad (1)$$

NOTE: For ellipsoidal heads with $t/L < 0.002$, the rules of 1-4(f) shall also be met.

An acceptable approximation of a 2:1 ellipsoidal head is one with a knuckle radius of $0.17D$ and a spherical radius of $0.90D$.

(e) *Torispherical Heads With $t/L \geq 0.002$.* The required thickness of a torispherical head for the case in which the knuckle radius is 6% of the inside crown radius and the inside crown radius equals the outside diameter of the skirt [see UG-32(j)] shall be determined by

$$t = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P} \quad \text{or} \quad P = \frac{SEt}{0.885L + 0.1t} \quad (2)$$

NOTE: For torispherical heads with $t/L < 0.002$, the rules of 1-4(f) shall also be met.

Torispherical heads made of materials having a specified minimum tensile strength exceeding 70,000 psi (500 MPa) shall be designed using a value of S equal to 20,000 psi (150 MPa) at room temperature and reduced in proportion to the reduction in maximum allowable stress values at temperature for the material (see UG-23).

(f) *Hemispherical Heads.* When the thickness of a hemispherical head does not exceed $0.356L$, or P does not exceed $0.665SE$, the following formulas shall apply:

$$t = \frac{PL}{2SE - 0.2P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{L + 0.2t} \quad (3)$$

(g) *Conical Heads and Sections (Without Transition Knuckle).* The required thickness of conical heads or conical shell sections that have a half apex-angle α not greater than 30 deg shall be determined by

$$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE - 0.6P)} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt \cos \alpha}{D + 1.2t \cos \alpha} \quad (4)$$

A reinforcing ring shall be provided when required by the rule in 1-5(d) and (e).

Conical heads or sections having a half apex-angle α greater than 30 deg without a transition knuckle shall comply with Formula (4) and 1-5(g).

(h) *Toriconical Heads and Sections.* The required thickness of the conical portion of a toriconical head or section, in which the knuckle radius is neither less than 6% of the outside diameter of the head skirt nor less than three times the knuckle thickness, shall be determined by Formula (4) in (g) above, using D_i in place of D .

ANEXO III

DISEÑO A PRESIÓN INTERNA PARA LA CABEZA

Fuente: ASME BPVC SECTION VIII D1 edition 2007

When P is known and t is desired,

$$t = R \left(\exp \left[\frac{0.50 \cdot P}{SE} \right] - 1 \right) \quad (1)$$

$$= R_o \left(1 - \exp \left[\frac{-0.50 \cdot P}{SE} \right] \right)$$

When t is known and P is desired,

$$P = 2.0 \cdot SE \log_e \left(\frac{R+t}{R} \right) = 2.0 \cdot SE \log_e \left(\frac{R_o}{R_o-t} \right) \quad (2)$$

Symbols are as defined in UG-27 and 1-1.

(10) 1-4 FORMULAS FOR THE DESIGN OF FORMED HEADS UNDER INTERNAL PRESSURE

(a) The formulas of this paragraph provide for the design of formed heads of proportions other than those given in UG-32, in terms of inside and outside diameter.

The formulas in 1-4(c) and (d) given below shall be used for $t/L \geq 0.002$. For $t/L < 0.002$, the rules of 1-4(f) shall also be met.

(b) The symbols defined below are used in the formulas of this paragraph (see Fig. 1-4):

t = minimum required thickness of head after forming

t_s = minimum specified thickness of head after forming, in. (mm). t_s shall be $\geq t$.

P = internal design pressure (see UG-21)

D = inside diameter of the head skirt; or inside length of the major axis of an ellipsoidal head; or inside diameter of a cone head at the point under consideration measured perpendicular to the longitudinal axis

D_o = outside diameter of the head skirt; or outside length of the major axis of an ellipsoidal head; or outside diameter of a cone head at the point under consideration measured perpendicular to the longitudinal axis

S = maximum allowable working stress, as given in Subsection C except as limited by footnote 1 to 1-4(c) and (d), UG-24, UG-32(e), and UW-12

E = lowest efficiency of any Category A joint in the head (for hemispherical heads this includes head-to-shell joint). For welded vessels, use the efficiency specified in UW-12.

r = inside knuckle radius

L = inside spherical or crown radius for torispherical and hemispherical heads

$L = K_1 D$ for ellipsoidal heads in which K_1 is obtained from Table UG-37

L_o = outside spherical or crown radius

L/r = ratio of the inside crown radius to the inside knuckle radius, used in Table 1-4.2

M = a factor in the formulas for torispherical heads depending on the head proportion L/r

h = one-half of the length of the minor axis of the ellipsoidal head, or the inside depth of the ellipsoidal head measured from the tangent line (head-bend line)

K = a factor in the formulas for ellipsoidal heads depending on the head proportion $D/2h$

$D/2h$ = ratio of the major to the minor axis of ellipsoidal heads, which equals the inside diameter of the skirt of the head divided by twice the inside height of the head, and is used in Table 1-4.1

α = one-half of the included (apex) angle of the cone at the centerline of the head

E_T = modulus of elasticity at maximum design temperature, psi. The value of E_T shall be taken from applicable Table TM, Section II, Part D

S_y = yield strength at maximum design temperature, psi. The value of S_y shall be taken from Table Y-1, Section II, Part D

(c) *Ellipsoidal Heads*¹

$$t = \frac{PDK}{2SE - 0.2P} \text{ or } P = \frac{2SEt}{KD + 0.2t} \quad (1)$$

$$t = \frac{PD_o K}{2SE + 2P(K - 0.1)}$$

or

$$P = \frac{2SEt}{KD_o - 2t(K - 0.1)} \quad (2)$$

where

$$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D}{2h} \right)^2 \right]$$

Numerical values of the factor K are given in Table 1-4.1.

*Example 1.*² Determine the required thickness t of a seamless ellipsoidal head, exclusive of provision for corrosion for the following conditions:

$D = 40$ in; $h = 9$ in; $P = 200$ psi; $S = 13,750$ psi; $E = 1.00$.

¹ Ellipsoidal heads designed under $K > 1.0$ and all torispherical heads made of materials having a specified minimum tensile strength exceeding 70,000 psi (482 MPa) shall be designed using a value of S equal to 20,000 psi (138 MPa) at room temperature and reduced in proportion to the reduction in maximum allowable stress values at temperature for the material as shown in the appropriate table (see UG-23).

² This calculation is intended only to illustrate the use of the formula herein. Other paragraphs in this Division may have to be satisfied to permit use of the full tabular stress value.

FIG. 1-4 PRINCIPAL DIMENSIONS OF TYPICAL HEADS

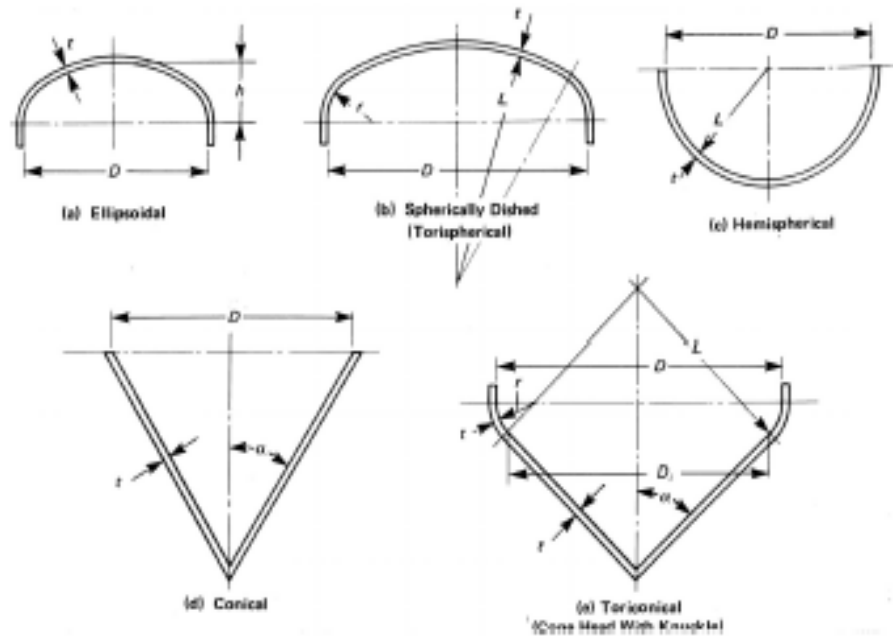


TABLE 1-4.1
VALUES OF FACTOR K
(Use Nearest Value of $D/2h$; Interpolation Unnecessary)

$D/2h$	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1	2.0
K	1.83	1.73	1.64	1.55	1.46	1.37	1.29	1.21	1.14	1.07	1.00
$D/2h$	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	...
K	0.93	0.87	0.81	0.76	0.71	0.66	0.61	0.57	0.53	0.50	...

$$\frac{D}{2h} = \frac{40}{18} = 2.22$$

From Table 1-4.1, $K = 1.14$. Substituting in eq. (1),

$$t = \frac{200 \times 40 \times 1.14}{[2 \times 13,750 \times (1.00) - (0.2 \times 200)]} = 0.33 \text{ in.}$$

Example 2.2 Determine the maximum allowable working pressure P of a seamless ellipsoidal head for the following conditions:

$D = 30$ in.; $h = 7.5$ in.; total thickness = $\frac{1}{2}$ in. with no allowance for corrosion; maximum operating temperature = 800°F ; $E = 1.00$.

From the appropriate table given in Subpart 1 of Section II, Part D, $S = 10,200$ psi.

$$\frac{D}{2h} = \frac{30}{15} = 2.0$$

From Table 1-4.1, $K = 1.0$. Substituting in eq. (1),

$$P = \frac{2 \times 10,200 \times 1.0 \times 0.5}{[1 \times 30 + (0.2 \times 0.5)]} = 339 \text{ psi}$$

(d) *Torispherical Heads*¹

$$t = \frac{PLM}{2SE - 0.2P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SE}{LM + 0.2t} \quad (3)$$

$$t = \frac{PL_0M}{2SE + P(M - 0.2)}$$

or

$$P = \frac{2SE}{ML_0 - t(M - 0.2)} \quad (4)$$

where

$$M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right)$$

TABLE 1-4.2
VALUES OF FACTOR M
(Use Nearest Value of L/r ; Interpolation Unnecessary)

L/r	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
L/r	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0
M	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
L/r	9.5	10.00	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	$16\frac{2}{3}$
M	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

NOTE:

(1) Maximum ratio allowed by UG-32(j) when L equals the outside diameter of the skirt of the head.

Numerical values of the factor M are given in Table 1-4.2.

Example 1.² Determine the required thickness t , exclusive of allowance for corrosion, of a torispherical head for the following conditions:

$D = 40$ in.; $L = 40$ in.; $r = 4$ in.; $P = 200$ psi; $S = 13,750$ psi; $E = 1.00$ (seamless head).

$$\frac{L}{r} = \frac{40}{4} = 10$$

and from Table 1-4.2, $M = 1.54$. Substituting in eq. (3),

$$t = \frac{200 \times 40 \times 1.54}{[2 \times 13,750 \times (1.00) - (0.2 \times 200)]} = 0.45 \text{ in.}$$

Example 2.² Determine the maximum allowable working pressure P of a torispherical head for the following conditions:

$D = 30$ in.; $L = 24$ in.; $r = 2.00$ in.; $E = 1.00$ (seamless head); total thickness = 0.5 in. with no allowance for corrosion; material conforms to SA-515 Grade 70; maximum operating temperature = 900°F.

From the appropriate table given in Subpart 1 of Section II, Part D, $S = 6500$ psi.

$$\frac{L}{r} = \frac{24}{2.00} = 12.0$$

From Table 1-4.2, $M = 1.62$. Substituting in Eq. (3),

$$P = \frac{2 \times 6500 \times 1.0 \times 0.5}{24 \times 1.62 + 0.2 \times 0.5} = 167 \text{ psi}$$

(e) *Conical Heads*

$$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE - 0.6P)}$$

or

$$P = \frac{2SE \cos \alpha}{D + 1.2t \cos \alpha} \quad (5)$$

$$t = \frac{PD_0}{2 \cos \alpha (SE + 0.4P)}$$

TABLE 1-4.3
MAXIMUM METAL TEMPERATURE

Table in Which Material Is Listed	Temperature, °F
UCS-2s	700
UNF-2s.1	300
UNF-2s.2	150
UNF-2s.3	900
UNF-2s.4	600
UNF-2s.5	600
UHA-2s	800
UHT-2s	700

TABLE 1-4.4
VALUES OF KNUCKLE RADIUS, " r "

$D/2h$	r/D
3.0	0.10
2.8	0.11
2.6	0.12
2.4	0.13
2.2	0.15
2.0	0.17
1.8	0.20
1.6	0.24
1.4	0.29
1.2	0.37
1.0	0.50

GENERAL NOTE: Interpolation permitted for intermediate values.

or

$$P = \frac{2SE \cos \alpha}{D_0 - 0.8t \cos \alpha} \quad (6)$$

(f) *Design of Heads With $t/L < 0.002$.* The following rules shall be used when the maximum design temperature is less than or equal to the temperature limit given in Table 1-4.3. See U-2(g) for maximum design temperature exceeding the temperature limit given in Table 1-4.3

(1) *Torispherical Heads With $t_r/L < 0.002$.* The minimum required thickness of a torispherical head having $0.0005 \leq t_r/L < 0.002$ shall be larger of the thickness calculated by the formulas in UG-32(e), 1-4(d), or by the formulas given below.

(a) Calculate a coefficient, C_1 .

$$C_1 = 9.31r/D - 0.086, \text{ for } r/D \leq 0.08$$

$$C_1 = 0.692r/D + 0.605, \text{ for } r/D > 0.08$$

(b) Calculate the elastic buckling stress, S_e .

$$S_e = C_1 E_T (t_r/r)$$

(c) Calculate a coefficient, C_2 .

$$C_2 = 1.25, \text{ for } r/D \leq 0.08$$

$$C_2 = 1.46 - 2.6r/D, \text{ for } r/D > 0.08$$

(d) Calculate values of constants a , b , β , and φ .

$$a = 0.5D - r$$

$$b = L - r$$

$$\beta = \arccos(a/b), \text{ radians}$$

$$\varphi = (\sqrt{Lr})/r, \text{ radians}$$

(e) Calculate the value of c .

If φ is less than β , then

$$c = a / [\cos(\beta - \varphi)]$$

If φ is equal to or greater than β , then

$$c = a$$

Determine the value of R_e .

$$R_e = c + r$$

(f) Calculate the value of internal pressure expected to produce elastic buckling, P_e .

$$P_e = \frac{S_e t_r}{C_2 R_e [(0.5R_e/r) - 1]}$$

(g) Calculate the value of internal pressure expected to result in yield stress at the point of maximum stress, P_y .

$$P_y = \frac{S_y t_r}{C_2 R_e [(0.5R_e/r) - 1]}$$

(h) Calculate the value of internal pressure expected to result in knuckle failure, P_{ck} .

$$P_{ck} = 0.6P_n \text{ for } P_d/P_y \leq 1.0$$

$$P_{ck} = 0.408P_y + 0.192P_n \text{ for } 1.0 < P_d/P_y \leq 8.29$$

$$P_{ck} = 2.0P_y \text{ for } P_d/P_y > 8.29$$

(i) Calculate the value $P_{ck}/1.5$. If $P_{ck}/1.5$ is equal to or greater than the required internal design pressure P , then the design is complete. If $P_{ck}/1.5$ is less than the required internal design pressure P , then increase the thickness and repeat the calculations.

(2) *Design of Ellipsoidal Heads With $t_r/L < 0.002$.* The minimum required thickness of an ellipsoidal head having $0.0005 \leq t_r/L < 0.002$ shall be larger of the thicknesses calculated by the formulas in UG-32(d), 1-4(c), or by the formulas in 1-4(f)(1). In using 1-4(f)(1) formulas, the value of L is to be obtained from Table UG-37 and the value of r is to be obtained from Table 1-4.4.

1-5 RULES FOR CONICAL REDUCER SECTIONS AND CONICAL HEADS UNDER INTERNAL PRESSURE

(a) The formulas of (d) and (e) below provide for the design of reinforcement, if needed, at the cone-to-cylinder junctions for conical reducer sections and conical heads where all the elements have a common axis and the half-apex angle $\alpha \leq 30$ deg. Subparagraph (g) below provides for special analysis in the design of cone-to-cylinder intersections with or without reinforcing rings where α is greater than 30 deg.

In the design of reinforcement for a cone-to-cylinder juncture, the requirements of UG-41 shall be met.

(b) *Nomenclature*

A_{rl} = required area of reinforcement at large end of cone
 A_{rs} = required area of reinforcement at small end of cone

A_{el} = effective area of reinforcement at large end intersection

A_{es} = effective area of reinforcement at small end intersection

E_c = modulus of elasticity of cylinder material

E_r = modulus of elasticity of cone material

E_{rr} = modulus of elasticity of reinforcing ring material

NOTE: The modulus of elasticity shall be taken from the applicable Table TM in Section II, Part D. When a material is not listed in the TM tables, the requirements of U-2(g) shall be applied.

E_1 = efficiency of longitudinal joint in cylinder. For compression (such as at large end of cone), $E_1 = 1.0$ for butt welds.

E_2 = efficiency of longitudinal joint in cone. For compression, $E_2 = 1.0$ for butt welds.

f_1 = axial load per unit circumference at large end due to wind, dead load, etc., excluding pressure

f_2 = axial load per unit circumference at small end due to wind, dead load, etc., excluding pressure

ANEXO IV

PRESIÓN INTERNA Y DE FLUIDO

Fuente: Pressure Vessel - Manual De Recipientes A Presión autor Eugene F. Megyesy.

15

PRESION INTERNA

1. PRESION DE OPERACION

La presión que se requiere en el proceso del que forma parte el recipiente, a la cual trabaja normalmente éste.

2. PRESION DE DISEÑO

La presión que se emplea para diseñar el recipiente. Se recomienda diseñar un recipiente y sus componentes para una presión mayor que la de operación. Este requisito se satisface utilizando una presión de diseño de 30 lb/pulg² o 10% más que la presión de trabajo, la que sea mayor. También debe tomarse en consideración la presión del fluido y de cualquier otra sustancia contenida en el recipiente. Ver las tablas de la página 29 para la presión de los fluidos.

3. MAXIMA PRESION PERMITIDA DE OPERACION

La presión interna a la que está sujeto el elemento más débil del recipiente correspondiente al esfuerzo máximo admisible, cuando se supone que el recipiente está:

- a) en estado de desgaste por corrosión
- b) a una temperatura determinada
- c) en posición normal de trabajo
- d) bajo el efecto de otras cargas (carga de viento, presión externa, presión hidrostática, etc.) que son aditivas a la presión interna

Una práctica común que siguen muchos usuarios y fabricantes de recipientes sujetos a presión es considerar la presión máxima de trabajo permitida de la cabeza o del casco, y no la de elementos pequeños como bridas, aberturas, etc.

Véanse las tablas de la página 28 para la máxima presión permitida para bridas.

Véanse las tablas de la página 118 para la máxima presión permitida para tubos.

Se emplea muy a menudo la expresión máxima presión permitida "nuevo" y "frio". Esta es la presión a la cual está sujeto el elemento más débil del recipiente al punto máximo admisible, cuando el recipiente:

- a) no está corroído (es nuevo)
- b) la temperatura no afecta su resistencia (temperatura ambiente) (frio)

y las otras dos condiciones anteriores (c y d) tampoco necesitan ser tomadas en consideración.

4. PRESION DE LA PRUEBA HIDROSTATICA

Una y media veces la máxima presión permitida de operación o la presión de diseño cuando no se hacen los cálculos para determinar la presión máxima permitida de trabajo.

Si el valor del esfuerzo del material del recipiente a la temperatura de diseño es menor que a la temperatura de prueba, la presión de prueba hidrostática debe incrementarse proporcionalmente.

PRESION DE LOS FLUIDOS

CARGA ESTATICA

El fluido contenido en el recipiente ejerce presión sobre las paredes del mismo. Cuando el fluido está en reposo, la intensidad de la presión en un punto es igual en todas direcciones hacia los lados y el fondo del recipiente y varía según la altura del fluido respecto al punto en el que se esté considerando la presión.

Cuando sea aplicable, la carga estática deberá sumarse a la presión de diseño del recipiente.

Las tablas de esta página indican las relaciones entre la presión y la altura del agua.

Para determinar la presión de cualquier otro fluido que no sea agua, los valores de las tablas deberán multiplicarse por la densidad específica del fluido en cuestión.

Presión en libras por pulgada cuadrada para diferentes cargas de agua

Carga, en pies	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0		0.43	0.87	1.30	1.73	2.16	2.60	3.03	3.46	3.90
10	4.33	4.76	5.20	5.63	6.06	6.49	6.93	7.36	7.79	8.23
20	8.66	9.09	9.53	9.96	10.39	10.82	11.26	11.69	12.12	12.56
30	12.99	13.42	13.86	14.29	14.72	15.15	15.59	16.02	16.45	16.89
40	17.32	17.75	18.19	18.62	19.05	19.48	19.92	20.35	20.78	21.22
50	21.65	22.08	22.52	22.95	23.38	23.81	24.25	24.68	25.11	25.55
60	25.98	26.41	26.85	27.28	27.71	28.14	28.58	29.01	29.44	29.88
70	30.31	30.74	31.18	31.61	32.04	32.47	32.91	33.34	33.77	34.21
80	34.64	35.07	35.51	35.94	36.37	36.80	37.24	37.67	38.10	38.54
90	38.97	39.40	39.84	40.27	40.70	41.13	41.57	42.00	42.43	42.87







NOTA: Un pie de agua a 62° Fahrenheit produce una presión de 0.433 libras por pulgada cuadrada. Para hallar la presión por pulgada cuadrada para cualquier carga en pies no considerada en la tabla superior, multiplique la carga en pies por 0.433.

Cargas de agua en pies que corresponden a una presión dada en libras por pulgada cuadrada

Presión, lb/pulg ²	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0		2.3	4.6	6.9	9.2	11.5	13.9	16.2	18.5	20.8
10	23.1	25.4	27.7	30.0	32.3	34.6	36.9	39.3	41.6	43.9
20	46.2	48.5	50.8	53.1	55.4	57.7	60.0	62.4	64.7	67.0
30	69.3	71.6	73.9	76.2	78.5	80.8	83.1	85.4	87.8	90.1
40	92.4	94.7	97.0	99.3	101.6	103.9	106.2	108.5	110.8	113.2
50	115.5	117.8	120.1	122.4	124.7	127.0	129.3	131.6	133.9	136.3
60	138.6	140.9	143.2	145.5	147.8	150.1	152.4	154.7	157.0	159.3
70	161.7	164.0	166.3	168.6	170.9	173.2	175.5	177.8	180.1	182.4
80	184.8	187.1	189.4	191.7	194.0	196.3	198.6	200.9	203.2	205.5
90	207.9	210.2	212.5	214.8	217.1	219.4	221.7	224.0	226.3	228.6

NOTA: Una presión de una libra por pulgada cuadrada equivale a 2.309 pies de agua a 62°F. Por lo tanto, para hallar la carga en pies de agua para cualquier presión que no aparezca en la tabla, multiplique por 2.309 la presión en libras por pulgada cuadrada.

ANEXO V
EFICIENCIA DE LA JUNTA

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E Cuando la junta es:		
TIPOS NORMA UW-12		a. Radiogra- fiada total- mente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada
1 	<p>Juntas a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza.</p> <p>Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse ésta después de terminar la soldadura.</p>	1.00	0.85	0.70
2  En juntas circunferenciales únicamente	<p>Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar</p>	0.90	0.80	0.65
3 	<p>Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo</p>	—	—	0.60
4 	<p>Junta a traslape de doble filete completo</p>	—	—	0.55
5 	<p>Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón</p>	—	—	0.50
6 	<p>Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón</p>	—	—	0.45

ANEXO VI

ESPECIFICACIONES DEL ACERO A 36



Designation: A 36/A 36M – 97a

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS
100 Barr Harbor Dr., West Conshohocken, PA 19428
Reprinted from the Annual Book of ASTM Standards, Copyright ASTM

Standard Specification for Carbon Structural Steel¹

This standard is issued under the fixed designation A 36/A 36M; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reappraisal. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reappraisal.

This standard has been approved for use by agencies of the Department of Defense.

1. Scope

1.1 This specification² covers carbon steel shapes, plates, and bars of structural quality for use in riveted, bolted, or welded construction of bridges and buildings, and for general structural purposes.

1.2 Supplementary requirements are provided for use where additional testing or additional restrictions are required by the purchaser. Such requirements apply only when specified in the purchase order.

1.3 When the steel is to be welded, a welding procedure suitable for the grade of steel and intended use or service is to be utilized. See Appendix X3 of Specification A 6/A 6M for information on weldability.

1.4 For Group 4 and 5 wide flange shapes for use in tension, it is recommended that the purchaser consider specifying supplementary requirements, such as fine austenitic grain size and Charpy V-Notch Impact testing.

1.5 The values stated in either inch-pound units or SI units are to be regarded separately as standard. Within the text, the SI units are shown in brackets. The values stated in each system are not exact equivalents; therefore, each system is to be used independently of the other, without combining values in any way.

1.6 The text of this specification contains notes or footnotes, or both, that provide explanatory material. Such notes and footnotes, excluding those in tables and figures, do not contain any mandatory requirements.

1.7 For plates cut from coiled product, the additional requirements, including additional testing requirements and the reporting of additional test results, of A 6/A 6M apply.

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

A 6/A 6M Specification for General Requirements for Rolled Structural Steel Bars, Plates, Shapes, and Sheet Piling³

¹ This specification is under the jurisdiction of ASTM Committee A-1 on Steel, Stainless Steel, and Related Alloys, and is the direct responsibility of Subcommittee A01.02 on Structural Steel for Bridges, Buildings, Rolling Stock, and Ships.

Current edition approved Nov. 10, 1997. Published April 1998. Originally published as A 36 – 60 T. Last previous edition A 36/A 36M – 97.

² For ASME Boiler and Pressure Vessel Code Applications, see related Specifications SA-36 in Section II of that Code.

³ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.04.

A 27/A 27M Specification for Steel Castings, Carbon, for General Application⁴

A 307 Specification for Carbon Steel Bolts and Studs, 60 000 psi Tensile Strength⁵

A 325 Specification for Structural Bolts, Steel, Heat Treated, 120/105 ksi Minimum Tensile Strength⁵

A 325M Specification for High-Strength Bolts for Structural Steel Joints [Metric]⁵

A 500 Specification for Cold-Formed Welded and Seamless Carbon Steel Structural Tubing in Rounds and Shapes⁶

A 501 Specification for Hot-Formed Welded and Seamless Carbon Steel Structural Tubing⁶

A 502 Specification for Steel Structural Rivets⁵

A 563 Specification for Carbon and Alloy Steel Nuts⁵

A 563M Specification for Carbon and Alloy Steel Nuts [Metric]⁵

A 570/A 570M Specification for Steel, Sheet and Strip, Carbon, Hot-Rolled, Structural Quality⁷

A 668 Specification for Steel Forgings, Carbon and Alloy, for General Industrial Use⁸

F 568M Specification for Carbon and Alloy Steel Externally Threaded Metric Fasteners⁵

3. Appurtenant Materials

3.1 When components of a steel structure are identified with this ASTM designation but the product form is not listed in the scope of this specification, the material shall conform to one of the standards listed in Table 1 unless otherwise specified by the purchaser.

4. General Requirements for Delivery

4.1 Material furnished under this specification shall conform to the requirements of the current edition of Specification A 6/A 6M, for the ordered material, unless a conflict exists in which case this specification shall prevail.

4.1.1 Coiled product is excluded from qualification to this specification until levelled and cut to length. Plates produced from coil means plates that have been cut to individual lengths

⁴ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.02.

⁵ Annual Book of ASTM Standards, Vol 15.08.

⁶ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.01.

⁷ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.03.

⁸ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.05.

TABLE 1 Appurtenant Material Specifications

NOTE 1—The specifier should be satisfied of the suitability of these materials for the intended application. Composition and/or mechanical properties may be different than specified in A 36/A 36M.

Material	ASTM Designation
Steel rivets	A 502, Grade 1
Bolts	A 307, Grade A or F 568M, Class 4.6
High-strength bolts	A 325 or A 325M
Steel nuts	A 563 or A 563M
Cast steel	A 27/A 27M, Grade 65–35 [450–240]
Forgings (carbon steel)	A 688, Class D
Hot-rolled sheets and strip	A 570/A 570M, Grade 36
Cold-formed tubing	A 500, Grade B
Hot-formed tubing	A 501
Anchor bolts	F 1554

from a coiled product and are furnished without heat treatment. The processor decoils, levels, cuts to length and marks the product. The processor is responsible for performing and certifying all tests, examinations, repairs, inspections or operations not intended to affect the properties of the material. For plates produced from coils, two test results shall be reported for each qualifying coil. See Note 1.

NOTE 1—Additional requirements regarding plate from coil are described in Specification A 6/A 6M.

5. Bearing Plates

5.1 Unless otherwise specified, plates used as bearing plates for bridges shall be subjected to mechanical tests and shall conform to the tensile requirements of Section 8.

5.2 Unless otherwise specified, mechanical tests shall not be required for plates over 1½ in. [40 mm] in thickness used as bearing plates in structures other than bridges, subject to the requirement that they shall contain 0.20 to 0.33 % carbon by heat analysis, that the chemical composition shall conform to the requirements of Table 2 in phosphorus and sulfur content, and that a sufficient discard shall be made to secure sound plates.

6. Process

6.1 The steel shall be made by one or more of the following processes: open-hearth, basic-oxygen, or electric-furnace.

6.2 No rimmed or capped steel shall be used for plates and bars over ½ in. [12.5 mm] thick or for shapes other than Group 1.

7. Chemical Requirements

7.1 The heat analysis shall conform to the requirements prescribed in Table 2, except as specified in 5.2.

7.2 The steel shall conform on product analysis to the requirements prescribed in Table 2, subject to the product analysis tolerances in Specification A 6/A 6M.

8. Tensile Requirements

8.1 The material as represented by the test specimen, except as specified in 5.2 and 8.2, shall conform to the requirements as to the tensile properties prescribed in Table 3.

8.2 Shapes less than 1 in.² [645 mm²] in cross section and bars, other than flats, less than ½ in. [12.5 mm] in thickness or diameter need not be subjected to tension tests by the manufacturer, provided that the chemical composition used is appropriate for obtaining the tensile properties in Table 3.

TABLE 2 Chemical Requirements

NOTE 1—Where “...” appears in this table there is no requirement. The heat analysis for manganese shall be determined and reported as described in the heat analysis section of Specification A 6/A 6M.

Product	All	Shapes ^a				Plates ^b		Bars		
		To ¼ [20] incl	Over ¼ to 1½ [20 to 40] incl	Over 1½ to 2 ½ [40 to 65] incl	Over 2½ to 4 [65 to 100] incl	Over 4 [100]	To ¼ [20] incl	Over ¼ to 1½ [20 to 40] incl	Over 1½ to 4 [100] incl	Over 4 [100]
Carbon, max, %	0.26	0.25	0.25	0.26	0.27	0.29	0.26	0.27	0.28	0.29
Manganese, %	0.80–1.20	0.80–1.20	0.85–1.20	0.85–1.20	...	0.60–0.90	0.60–0.90	0.60–0.90
Phosphorus, max, %	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
Sulfur, max, %	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Silicon, %	0.40 max	0.40 max	0.40 max	0.15–0.40	0.15–0.40	0.15–0.40	0.40 max	0.40 max	0.40 max	0.40 max
Copper, min, % when copper steel is specified	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20

^a Manganese content of 0.85–1.35 % and silicon content of 0.15–0.40 % is required for shapes over 426 lb/ft [634 kg/m].

^b For each reduction of 0.01 % below the specified carbon maximum, an increase of 0.06 % manganese above the specified maximum will be permitted up to the maximum of 1.35 %.

TABLE 3 Tensile Requirements^a

Plates, Shapes, ^b and Bars:	
Tensile strength, ksi [MPa]	58–80 [400–550]
Yield point, min, ksi [MPa]	36 [250] ^c
Plates and Bars ^{d,e} :	
Elongation in 8 in. [200 mm], min, %	20
Elongation in 2 in. [50 mm], min, %	23
Shapes:	
Elongation in 8 in. [200 mm], min, %	20
Elongation in 2 in. [50 mm], min, %	21 ^f

^a See Specimen Orientation under the Tension Tests section of Specification A 6/A 6M.

^b For wide flange shapes over 426 lb/ft [634 kg/m], the 80 ksi [550 MPa] maximum tensile strength does not apply and a minimum elongation in 2 in. [50 mm] of 19 %, applies.

^c Yield point 32 ksi [220 MPa] for plates over 8 in. [200 mm] in thickness.

^d Elongation not required to be determined for floor plate.

^e For plates wider than 24 in. [600 mm], the elongation requirement is reduced two percentage points. See elongation requirement adjustments under the Tension Tests section of Specification A 6/A 6M.

9. Keywords

9.1 bars; bolted construction; bridges; buildings; carbon; plates; riveted construction; shapes; steel; structural steel; welded construction

SUPPLEMENTARY REQUIREMENTS

These requirements shall not apply unless specified in the order.

Standardized supplementary requirements for use at the option of the purchaser are listed in Specification A 6/A 6M. Those that are considered suitable for use with this specification are listed by title:

S5. Charpy V-Notch Impact Test.

S14. Bend Test.

ADDITIONAL SUPPLEMENTARY REQUIREMENTS

In addition, the following optional supplementary requirements are also suitable for use with this specification.

S91. Fine Austenitic Grain Size

S91.1 The steel shall be killed and have a fine austenitic grain size.

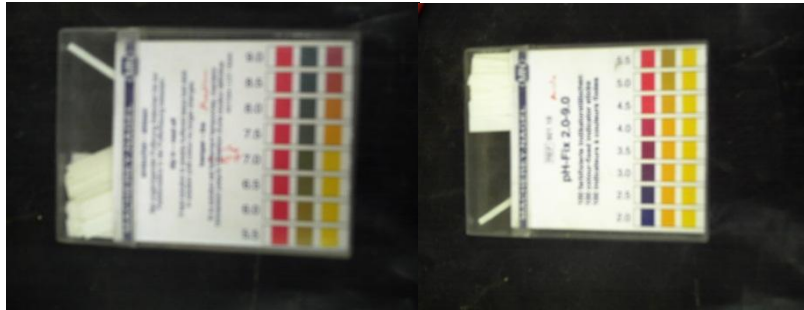
S97. Limitation on Rimmed or Capped Steel

S97.1 The steel shall be other than rimmed or capped steel.

The American Society for Testing and Materials takes no position respecting the validity of any patent rights asserted in connection with any item mentioned in this standard. Users of this standard are expressly advised that determination of the validity of any such patent rights, and the risk of infringement of such rights, are entirely their own responsibility.

This standard is subject to revision at any time by the responsible technical committee and must be reviewed every five years and if not revised, either reapproved or withdrawn. Your comments are invited either for revision of this standard or for additional standards and should be addressed to ASTM Headquarters. Your comments will receive careful consideration at a meeting of the responsible technical committee, which you may attend. If you feel that your comments have not received a fair hearing you should make your views known to the ASTM Committee on Standards, 100 Barr Harbor Drive, West Conshohocken, PA 19428.

ANEXO VII
Mediciones
Caja de medida de pH



Toma de muestras



Temperatura del agua de mezcla



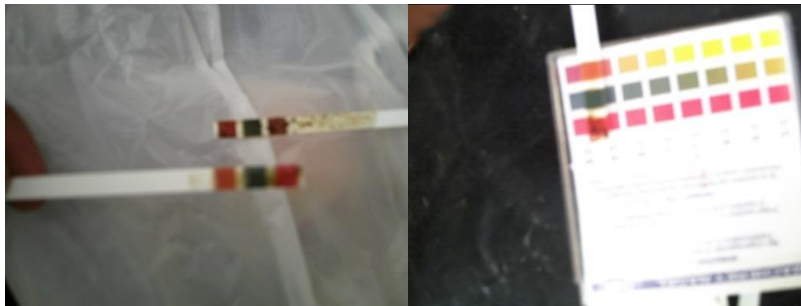
Medición del PH agua



PH del estiércol



PH de la mezcla



Las tres cintas de PH (agua, estiércol, mezcla)



ANEXO VIII

BIOREACTOR (fuente autor)

En esta parte se especificaran el estado final del biodigestor antes de su puesta en marcha



Conexiones de tanque



Ubicación de las salidas y entradas del abono



Ubicación de manómetro



Tapa exterior y tanque interno

ANEXO IX

BIOREACTOR (fuente autor)



Base del tanque externo y tanque



Tanque externo



Tanque interno y ensamble

ANEXO X

CARGA Y FUNCIONAMIENTO (fuente autor)



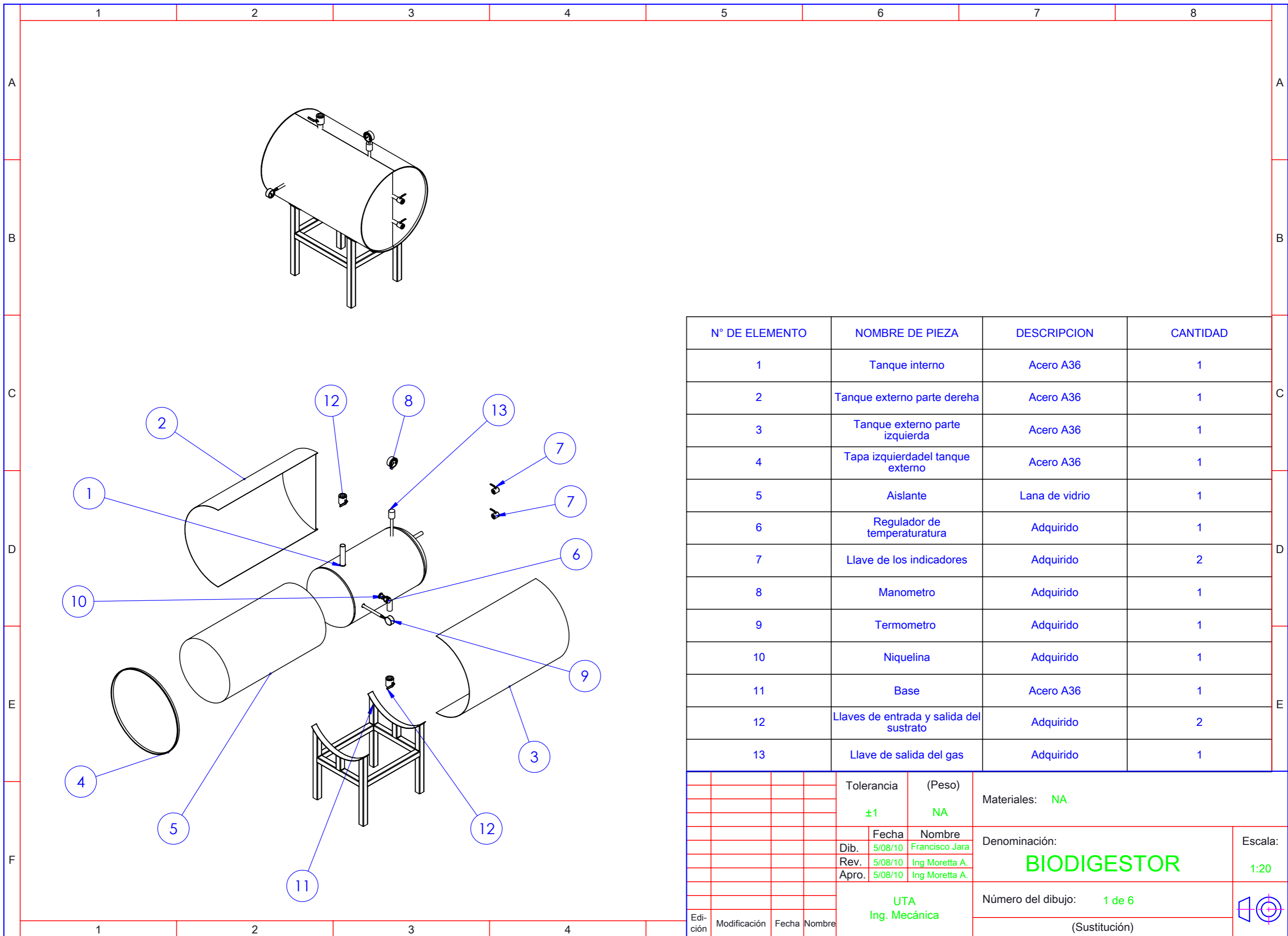
Recolección del estiércol



Medición y carga en bioreactor

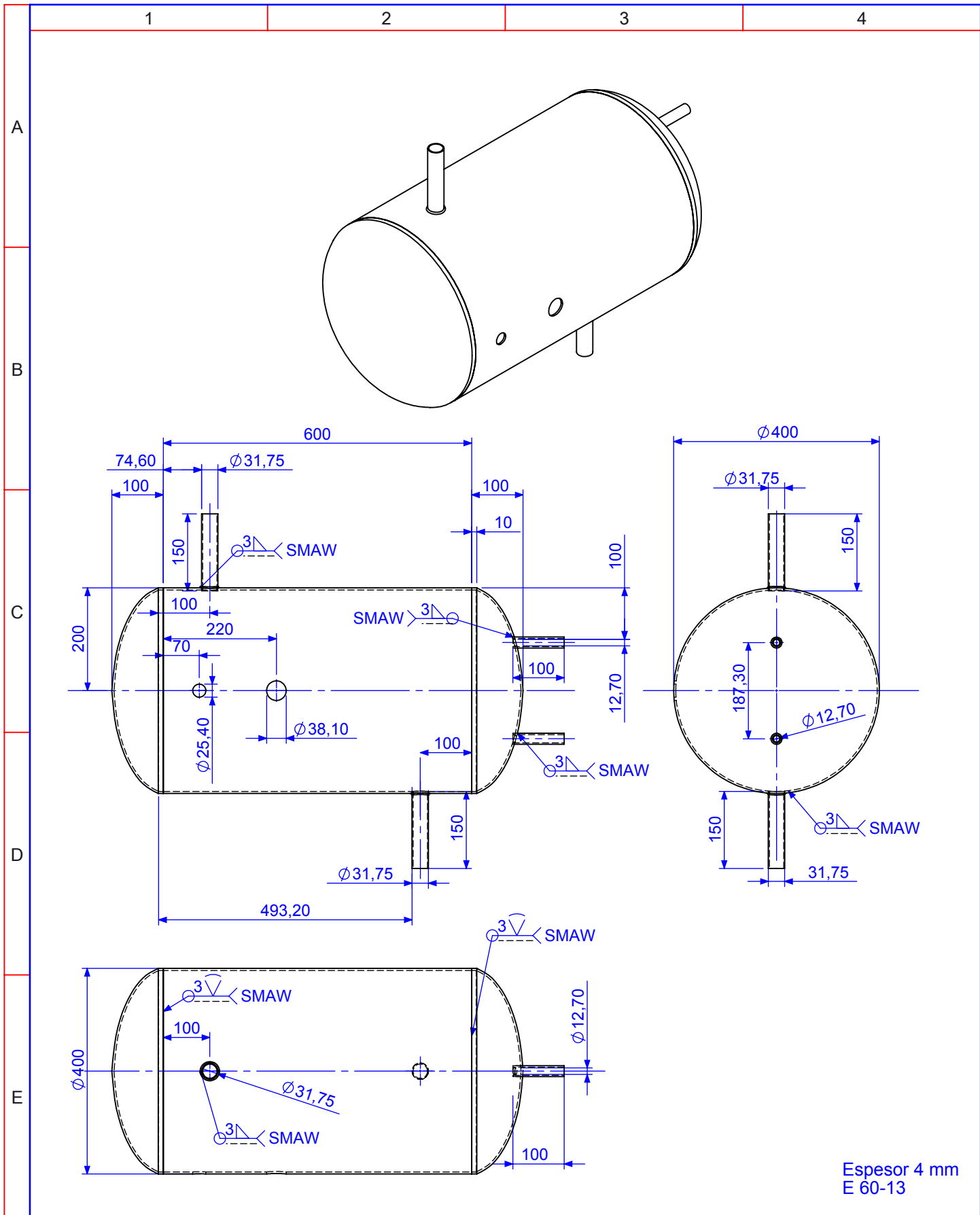


Medidor de nivel de carga en el tanque y funcionamiento



N° DE ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA	DESCRIPCION	CANTIDAD
1	Tanque interno	Acero A36	1
2	Tanque externo parte derecha	Acero A36	1
3	Tanque externo parte izquierda	Acero A36	1
4	Tapa izquierdadel tanque externo	Acero A36	1
5	Aislante	Lana de vidrio	1
6	Regulador de temperatura	Adquirido	1
7	Llave de los indicadores	Adquirido	2
8	Manometro	Adquirido	1
9	Termometro	Adquirido	1
10	Niquelina	Adquirido	1
11	Base	Acero A36	1
12	Llaves de entrada y salida del sustrato	Adquirido	2
13	Llave de salida del gas	Adquirido	1

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: NA	
				±1	NA		
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dib. 5/08/10	Francisco Jara	BIODIGESTOR	
				Rev. 5/08/10	Ing Moretta A.	Escala: 1:20	
				Apro. 5/08/10	Ing Moretta A.	Número del dibujo: 1 de 6	
				UTA Ing. Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



Espesor 4 mm
E 60-13

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO A36	
				±1	34600.34 gr		
				Fecha	Nombre	Denominación: TANQUE INTERNO	Escala: 1:10
			Dib.	5/08/11	Francisco Jara		
			Rev.	5/08/11	Ing Moretta A.		
			Apro.	5/08/11	Ing Moretta A.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 2 de 6	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

3

4

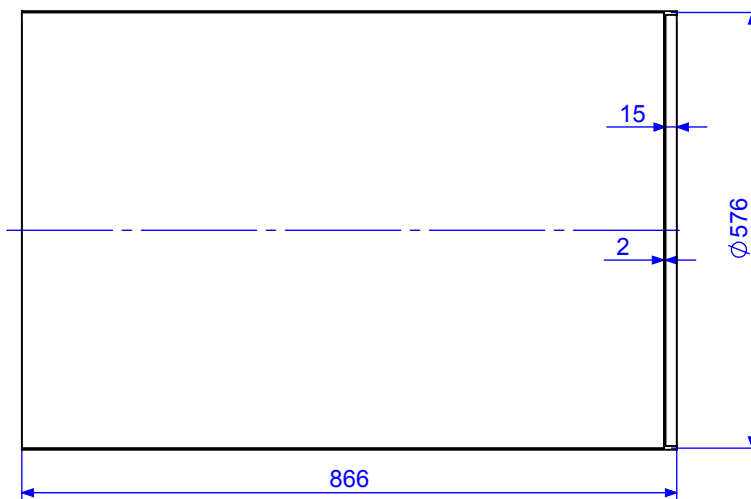
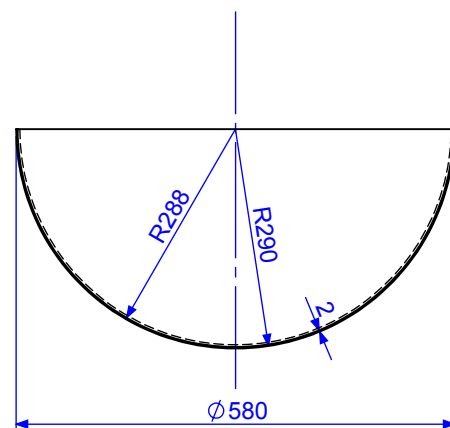
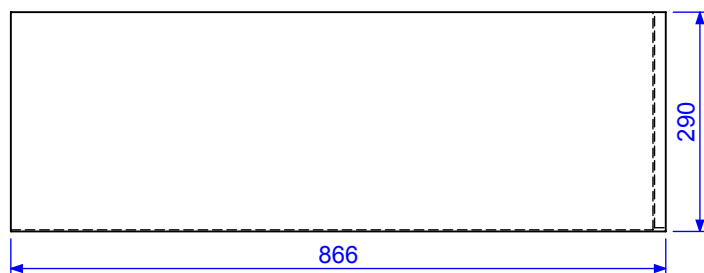
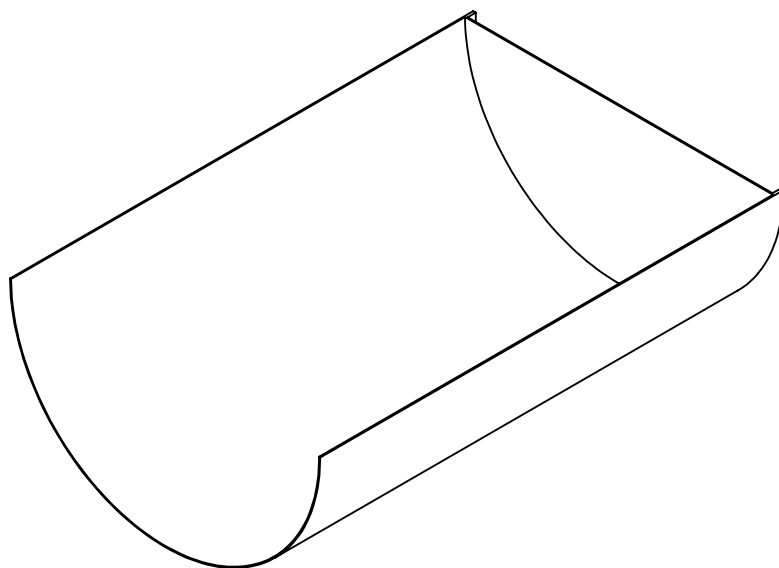
A

B

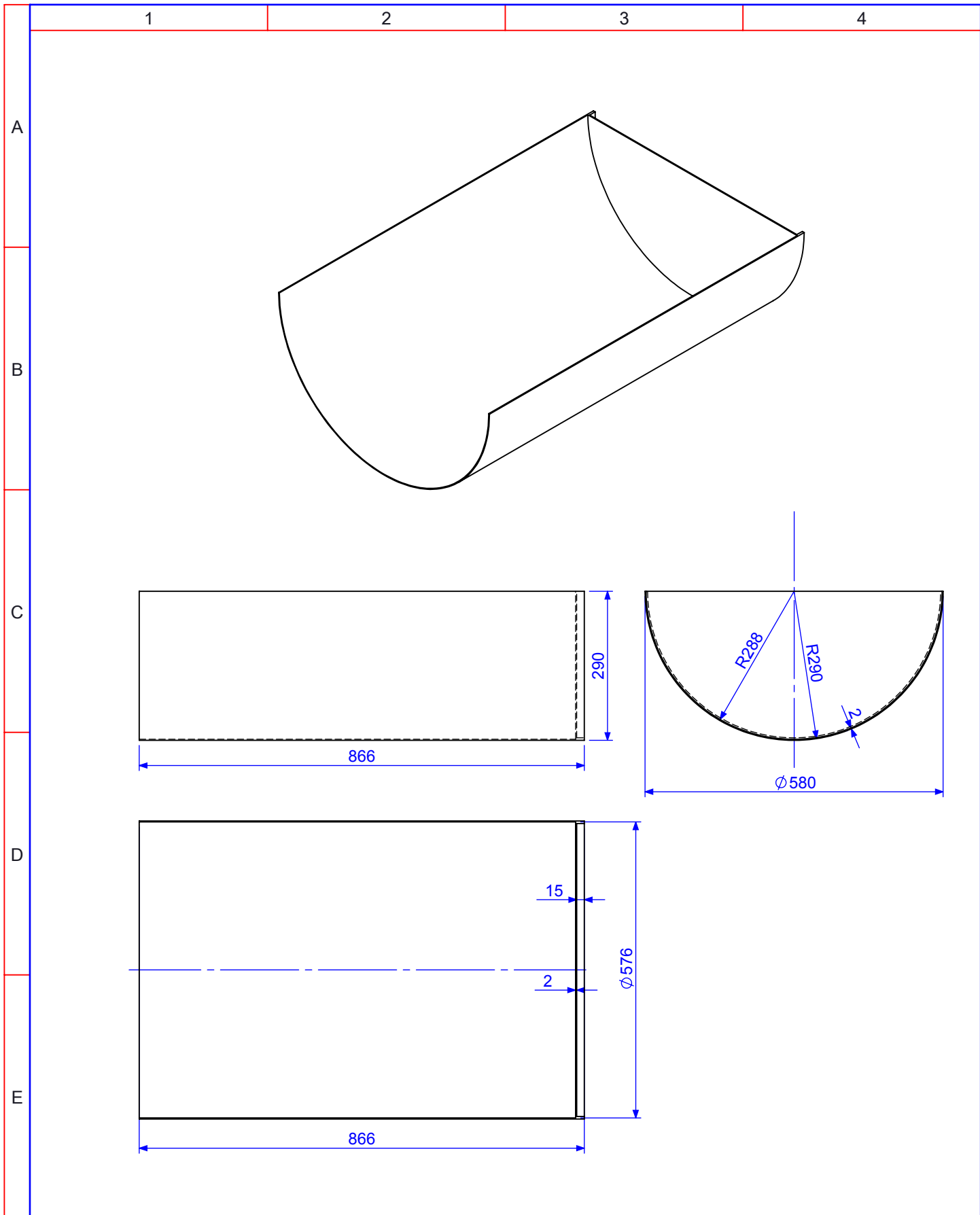
C

D

E



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO A36	
				±1	14707.74 gr		
				Fecha	Nombre	Denominación: TANQUE EXTERNO PARTE DERECHA	Escala: 1:10
				Dib. 5/8/2011	Francisco Jara		
				Rev. 5/8/2011	Ing. Moretta A.		
				Apro. 5/8/2011	Ing. Moretta A.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 3 de 6	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO A36	
				±1	14707.74 gr		
				Fecha	Nombre	Denominación: TANQUE EXTERNO PARTE IZQUIERDA	Escala: 1:10
				Dib. 5/8/2011	Francisco Jara		
				Rev. 5/8/2011	Ing. Moretta A.		
				Apro. 5/8/2011	Ing. Moretta A.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 4 de 6	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

3

4

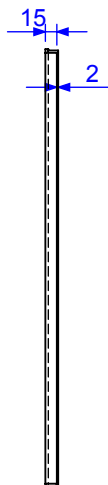
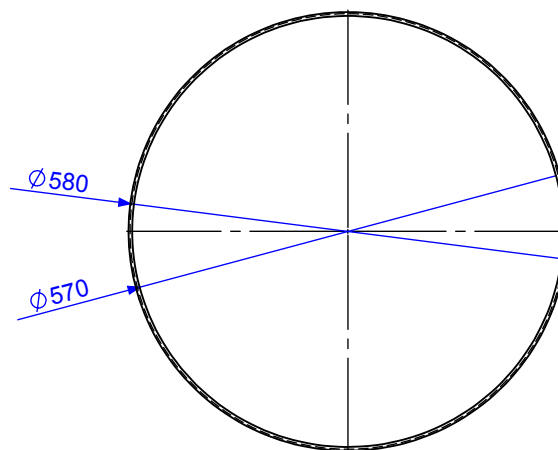
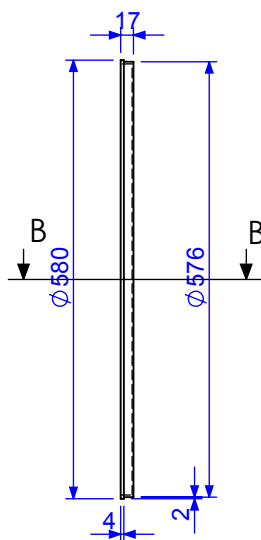
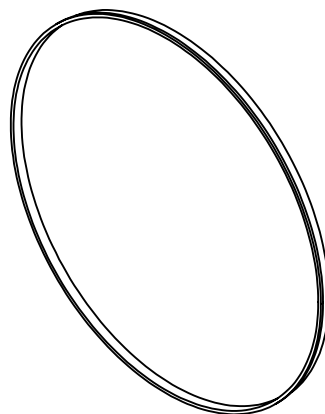
A

B

C

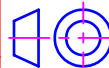
D

E



CORTE B-B

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO A36			
				±1	616.69 gr				
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
			Dib.	5/8/2011	Francisco Jara			TAPA IZQUIERDA TANQUE EXTERNO	1:10
			Rev.	5/8/2011	Ing. Moretta A.				
			Apro.	5/8/2011	Ing. Moretta A.				
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo:	5 de 6		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)			



1

2

3

4

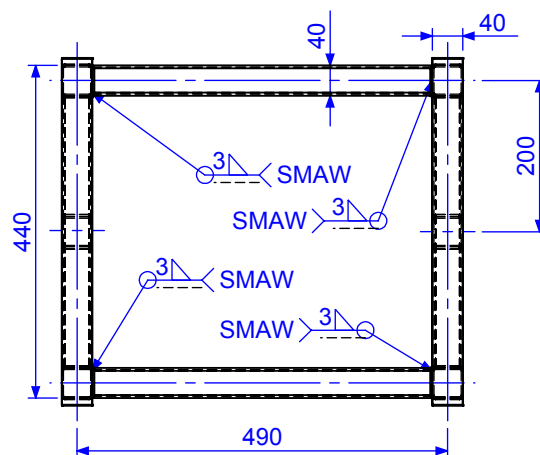
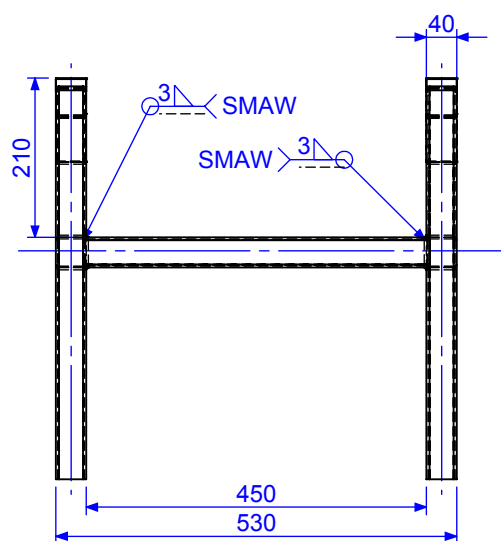
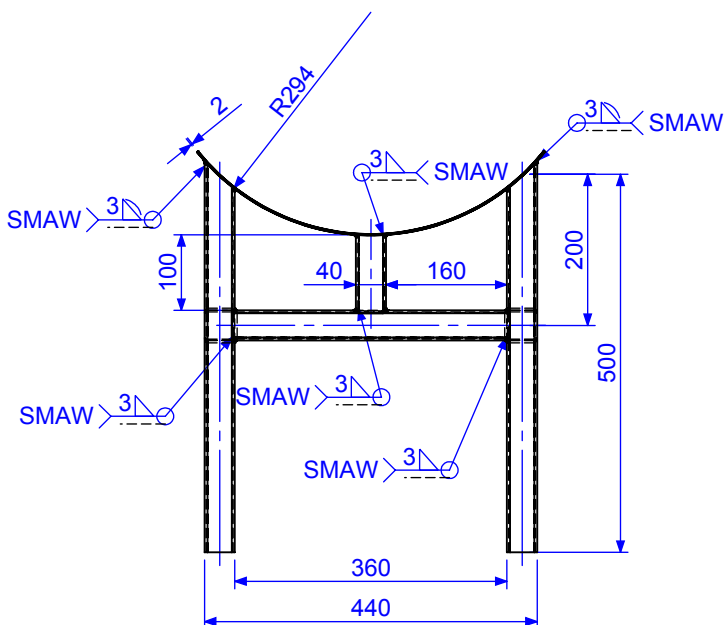
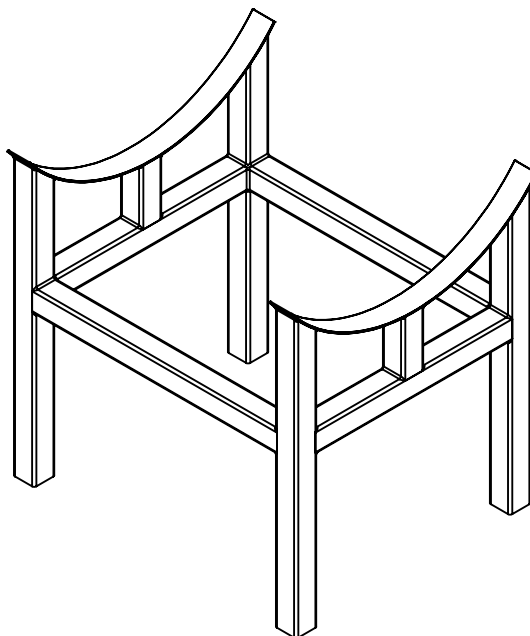
A

B

C

D

E



Esesor del tubo 2mm
E 60-13

Tolerancia

(Peso)

Materiales: ACERO A36

±1

9514.73 gr

Fecha

Nombre

Denominación:

Escala:

Dib. 5/8/2011 Francisco Jara

Rev. 5/8/2011 Ing. Moretta A.

Apro. 5/8/2011 Ing. Moretta A.

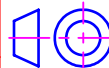
BASE DE TANQUE EXTERIOR

1:10

UTA
Ing. Mecánica

Número del dibujo: 6 de 6

(Sustitución)



Edición

Modificación

Fecha

Nombre