

34B
2ej



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

INCORPORADA A LA U. N. A. M.

**ESTUDIO DE CONVERSION A FLUIDO TERMICO DE UNA PRENSA
MULTIPLE PARA LA VULCANIZACION DE LLANTAS**

T E S I S P R O F E S I O N A L

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

CON AREA PRINCIPAL EN: INGENIERIA MECANICA

P R E S E N T A

RICARDO STOCCO ANASTASSELLI

MEXICO, D. F.

FALLA DE ORIGEN

1989



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

ESTUDIO DE CONVERSION A FLUIDO TERMICO DE UNA PRENSA
MULTIPLE PARA LA VULCANIZACION DE LLANTAS

I N D I C E

	<u>Pág.</u>
INTRODUCCION	
CAPITULO I	
DESCRIPCION DE LA PLANTA	1
1.1 PROCESO DE ELABORACION DEL HULE PARA EL PISO DE LAS LLANTAS.....	8
1.2 PROCESO DE MEZCLADO PARA EL COMPUESTO DE LA BANDA... 10	10
1.3 PROCESO DE TUBULADO..... 12	12
1.4 PROCESO DEL HULE COJIN..... 13	13
1.5 PROCESO DE VULCANIZADO..... 15	15
CAPITULO II	
GENERALIDADES DEL EQUIPO PARA LA VULCANIZACION	21
2.1 MODIFICACION A EQUIPO ACTUAL..... 21	21
2.2 UTILIZACION DE LA PRENSA MULTIPLE..... 24	24
2.3 TEORIA SOBRE VAPOR Y FLUIDO TERMICO. (PROPIEDADES FISICAS Y QUIMICAS)..... 27	27
2.3.1 Métodos de Calentamiento..... 27	27
2.3.2 Sistema de Vapor..... 29	29
2.3.3 Sistema a Fluido Térmico..... 35	35
2.4 DETERMINACION DE LA CANTIDAD DEL FLUJO DE CALOR..... 56	56
2.5 SISTEMA DE VAPOR..... 64	64
2.5.1 Caldera de Vapor..... 64	64
2.5.2 Línea de Vapor..... 66	66
2.5.3 Línea Retorno de Condensados..... 76	76

2.5.4	Sistema Alimentación Caldera	92
2.5.5	Cálculo de las Cédulas de la Tubería	102
2.5.6	Cálculo de las Resistencias por Conducción y Convección. (Números de Prandtl y Nusselt).	110
2.6	SISTEMA DE FLUIDO TERMICO	117
2.6.1	Calentador de Fluido Térmico	117
2.6.2	Comparación de los Sistemas a Fluido Térmico.	118
CAPITULO III		
ANALISIS TECNICO DE LOS SISTEMAS		146
3.1	VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL SISTEMA DE VAPOR Y DEL FLUIDO TERMICO	146
3.1.1	Sistema de Vapor	146
3.1.2	Sistema de Fluido Térmico	147
3.2	VENTAJAS DEL SISTEMA DE FLUIDO TERMICO CONTRA LOS SISTEMAS DE VAPOR EN FUNCIONAMIENTO	152
CAPITULO IV		
FUNCIONAMIENTO DE EQUIPO DE FLUIDO TERMICO		164
CAPITULO V		
INSTALACION DEL EQUIPO		174
5.1	PRENSA MULTIPLE	174
5.2	FLUIDO TERMICO	175
CAPITULO VI		
ANALISIS DE COSTOS		180
CONCLUSIONES		190
BIBLIOGRAFIA		195

INTRODUCCION

Dada la actual necesidad de renovar las llantas de los vehículos que circulan en el Distrito Federal y en el Estado de México, se ha pensado en invertir en un sistema de vulcanización, dado que se ha visto que hay circulando en estas entidades un promedio de 2,329,215 vehículos (datos obtenidos de las tablas anexas), siendo 1,997,625 automóviles, 21,587 camiones de pasajeros y 310,003 camiones de carga.

Tomando en cuenta 6 llantas por vehículo, (considerando un promedio de 8 llantas por camión de carga y 4 por automóvil), se tendrán 13,975,920 llantas rodando en esta zona, de las cuales un 80% son renovadas, es decir, 11,180,232 llantas; durante el período de un año, no menos del 40% del total de llantas serán renovadas, o sea, 5,590,116 llantas que sólo podrán ser renovadas dos veces como máximo, por ser el límite de seguridad de resistencia del casco.

De las llantas a renovar, sólo un 40% se podrán renovar por el sistema que aquí se propone, es decir que sólo se están considerando 2,236,048 llantas. Hay que tomar en cuenta, -- por otro lado, que en el área de estudio existen 23 plantas renovadoras con la suficiente capacidad de satisfacer las necesidades del transporte; en otras palabras, a cada renova--

RESÚMEN DE DATOS DE LAS TABLAS ANEXAS

CONCEPTO	AUTOMOVILES	CAMIONES PASAJEROS	CAMIONES CARGA
<u>PARA 1985</u>			
DISTRITO FEDERAL	1,706,435	15,047	204,248
EDO. DE MEXICO	310,029	6,249	113,866
TOTAL	<u>2,016,464</u>	<u>21,296</u>	<u>318,114</u>
TOTAL DE VEHICULOS CIRCULANDO EN 1985	= 2,355,874		
<u>PARA 1986</u>			
DISTRITO FEDERAL	1,707,384	16,729	199,088
EDO. DE MEXICO	329,382	6,454	119,914
TOTAL	<u>2,036,766</u>	<u>23,183</u>	<u>319,002</u>
TOTAL DE VEHICULOS CIRCULANDO EN 1986	= 2,378,951		
<u>PARA 1987</u>			
DISTRITO FEDERAL	1,542,868	12,360	180,921
EDO. DE MEXICO	396,777	7,922	111,972
TOTAL	<u>1,939,645</u>	<u>20,282</u>	<u>292,893</u>
TOTAL DE VEHICULOS CIRCULANDO EN 1987	= 2,252,820		
<u>PROMEDIO</u>			
1985	2,016,464	21,296	318,114
1986	2,036,766	23,183	319,002
1987	1,939,645	20,282	292,893
TOTAL DEL PROMEDIO	<u>1,997,625</u>	<u>21,587</u>	<u>310,003</u>
PROMEDIO DE VEHICULOS CIRCULANDO	= 2,329,215		

La reducción de vehículos en 1987 se debe a que muchos de éstos cambiaron de Entidad Federativa, pero muchos de ellos siguen circulando en estas zonas.

VEHICULOS DE MOTOR REGISTRADOS EN 1985 POR ENTIDAD FEDERATIVA (1) (2)

ENTIDAD FEDERATIVA	S U M O R S O T A L E S				[CANTIDAD] DE VEHICULOS				CANTIDAD DE VEHICULOS				T O T A L			
	Sumo	APRIL	MAY	JUN	Sumo	APRIL	MAY	JUN	Sumo	APRIL	MAY	JUN	Sumo	APRIL	MAY	JUN
ESTADOS UNIDOS MEXICANOS	4 266 500	19 182	135 867	631 179	79 267	1 036	59 812	18 193	1 219 426	5 182	36 877	110 076	3 666 987	25 695	719 736	6 233 664
AGUASCALIENTES	10 618	562	1 066	10 722	1 669	122	1 283	226	16 458	126	22 761	3 566	1 593	3 796	51 132	
BAJA CALIFORNIA	245 095	976	1 636	166 315	278	---	272	---	36 067	363	1 279	51 515	6 666 145	1 622	6 618	100 000
BAJA CALIFORNIA SUR	25 257	1 531	267	23 457	133	19	136	2	19 145	1 262	2 786	17 187	65 197	2 296	1 197	61 000
CAMPECHE	12 266	280	282	18 186	612	11	61	116	9 162	167	256	6 742	21 818	266	596	20 822
CHAMPULA	160 661	132	2 512	166 295	1 251	22	1 026	196	56 126	62	1 119	56 365	166 246	399	5 076	160 831
CHIHUAHUA	26 969	---	1 611	25 277	816	---	366	258	26 126	---	926	22 662	52 159	---	2 512	69 833
COAHUILA	61 227	763	1 676	66 666	976	---	968	18	29 156	22	1 611	22 616	21 667	1 000	1 266	66 993
COLIMA	210 555	1 670	6 116	212 337	1 276	67	2 225	6 236	81 157	127	3 212	22 512	110 018	1 032	10 666	216 682
GUERRERO	1 206 111	2 762	6 222	1 211 677	---	---	9 256	5 120	226 168	---	10 222	162 527	626 210	2 268	61 112	1 216 678
GUANAJUATO	25 126	195	1 186	27 676	210	18	276	126	12 256	276	1 261	29 266	61 266	126	1 666	52 121
GUAYMAS	122 537	29	2 866	126 156	2 156	18	1 226	212	29 226	68	1 126	66 226	225 161	226	5 011	125 166
HIDALGO	62 666	206	2 226	10 667	1 667	61	1 166	226	16 226	116	666	18 126	66 676	1 219	6 226	57 666
JALISCO	66 976	22	2 226	10 667	976	6	676	265	10 667	667	1 667	29 666	22 667	226	2 116	66 166
MEXICO	612 267	6 226	13 226	619 267	19 267	100	6 226	1 222	166 666	666	6 666	166 666	551 267	126	26 266	556 616
MICHOACAN	118 676	226	9 226	126 676	2 226	---	2 226	206	118 666	166	1 126	118 676	626 666	626	18 226	616 166
MORALEOS	29 226	26	6 226	29 226	2 626	1	2 666	26	62 666	26	2 666	65 116	169 226	62	626	169 226
MORELIA	26 666	61	1 122	26 666	1 126	6	1 122	126	10 266	12	6 666	29 126	167 666	1 12	2 226	176 226
NAYARIT	16 666	166	626	16 666	216	---	266	26	16 666	---	666	16 666	11 666	166	1 166	10 166
NUEVO LEON	122 616	61	16 666	267 616	3 667	16	2 226	181	66 667	26	2 226	22 666	166 666	26	10 667	266 226
OAXACA	61 666	662	2 226	10 122	1 626	22	1 226	10 122	22 126	3	6 666	10 122	26 666	66	5 666	66 666
PUEBLA	112 666	---	3 667	112 666	2 666	---	2 667	101	66 666	26	1 166	66 666	212 267	26	2 226	266 666
QUERETARO	22 666	---	276	26 126	266	---	276	---	6 666	---	1 666	6 666	6 666	---	2 667	61 226
QUERETARO SUR	12 666	267	676	13 666	226	6	226	26	6 666	166	6 666	12 666	26 226	666	1 666	12 666
SAN LUIS POTOSI	66 666	26	266	66 666	66	---	276	21	19 226	6	6 666	19 226	66 666	26	2 226	62 666
TAMAULIPAS	51 666	---	1 666	51 666	2 226	---	2 226	666	51 666	---	2 226	51 666	113 226	---	2 666	166 666
TAMPICO	91 666	122	1 666	96 667	1 226	66	1 666	181	66 666	226	2 226	66 666	167 666	1 226	1 226	159 226
TAPACHULA	18 126	2 266	1 666	26 626	2 626	166	1 666	666	18 126	626	1 166	27 666	21 666	1 626	5 666	66 526
Tehuacan	166 676	18	6 226	162 226	1 626	---	1 626	26	162 226	667	2 666	166 226	212 116	12	2 226	266 226
Tehuacan	18 226	2	1 666	18 226	1 666	---	226	---	18 226	---	226	18 226	21 116	2	2 226	20 226
Tehuacan	166 666	26	6 226	162 666	1 666	---	1 666	267	166 666	---	2 226	166 666	226 226	26	10 226	226 226
Tehuacan	52 666	226	1 666	58 226	916	29	22	22	166	21 226	21	2 226	19 226	66 666	5 666	66 666
Tehuacan	12 126	166	216	12 116	166	2	166	9	12 116	161	666	16 126	16 666	126	1 666	12 116

(1) Registrados al 31 de diciembre de cada año.

(2) Información obtenida de la Asociación Mexicana de la Industria Automotriz.

(Fuente: Secretaría de Programación y Presupuesto)

VEHICULOS DE MOTOR REGISTRADOS EN 1986 POR ENTIDAD FEDERATIVA (1) (2)

ENTIDAD FEDERATIVA	AUTODIVISIBLES			CAMIONES DE PASAJEROS			CAPTURAS DE CANA			TOTAL						
	SUMA	OFICIALES	ALQUILER PARTICULAR	SUMA	OFICIALES	ALQUILER PARTICULAR	SUMA	OFICIALES	ALQUILER PARTICULAR	SUMA	OFICIALES	ALQUILER PARTICULAR				
ESTADOS UNIDOS MEXICANOS	4957526	11912	144195	4999419	93174	1167	60483	35526	1821766	5099	62417	1754230	4874466	16168	249125	6589173
AJACAHUAC	34167	1191	840	32116	1556	248	1032	278	2561	336	2015	27510	41586	1775	2907	35906
BAJA CALIFORNIA NOROCC	374963	914	2274	373723	973	0	973	0	54852	0	1297	53555	434786	918	4546	429328
BAJA CALIFORNIA SUR	29987	806	1075	28106	221	22	200	5	22910	866	443	22961	56121	1718	1318	56672
BUENAVISTA	17302	276	491	16925	454	31	86	237	13266	182	327	12737	21262	489	966	20009
CHAMELA	12596	227	3038	13129	2110	6	1666	418	78607	81	1020	49786	200013	328	4536	201153
CHILNA	41391	0	1550	39841	496	0	705	291	38472	0	1265	37263	40515	0	2520	77329
CHITMAS	6036	89	1107	39108	10815	2	722	10091	27045	26	1503	27516	80166	117	3232	76715
CHIHUAHUA	268116	1847	4529	258049	16029	54	4324	9651	89041	170	3793	85078	344786	2071	17637	323779
CINCUENTA Y SEIS	1057061	1552	47972	1056402	16279	0	8129	8620	199008	0	7824	18186	1723001	1072	68558	1852289
COAHUILA	23679	109	1430	25076	816	22	647	149	21411	225	2765	36179	15866	286	5662	68818
GUANAJUATO	47311	83	3175	47036	1137	42	747	186	46200	104	580	45516	112641	229	4542	158190
GUERRERO	49441	954	400	49041	1112	41	1265	211	27402	314	1362	21216	72383	1319	3513	65611
HIDALGO	52609	275	2095	51239	1275	16	1106	95	27654	81	607	24966	62478	376	3808	74129
JALISCO	615613	44	12950	612617	16008	10	4946	1672	155549	19	2099	431591	432190	125	24785	505260
MEXICO	272382	792	4765	271872	4824	0	534	1090	119914	100	3113	116445	633596	251	18208	437921
MICHOACAN	84673	78	4271	80542	2709	1	2654	53	71260	113	2024	67193	158842	92	6961	149749
MORTEL	86114	78	2911	85492	1371	6	1261	104	33442	46	1156	32282	123532	130	3384	118028
NAYARIT	18410	0	758	17652	338	0	294	84	19318	0	906	18610	38246	0	1960	36206
NEVO LEON	228187	25	11375	216787	3367	4	2029	202	87921	14	2758	80169	314475	45	1712	291228
OAXACA	62866	799	2718	62589	1873	13	1741	119	27096	434	1399	25241	79831	1286	5804	72729
PUEBLA	150299	0	2867	146512	2940	0	2639	201	70996	26	1246	49720	219225	26	2732	216337
QUERETARO	40825	0	876	39979	371	204	612	125	27858	0	843	27015	49486	204	2171	61189
QUINTANA ROO	13310	300	977	13033	234	2	208	28	6720	206	688	5882	20316	502	1873	17939
SAN LUIS POTOSI	50727	70	700	49957	841	0	710	22	41589	4	803	40782	93159	74	2273	90812
SINALOA	51662	0	2701	49461	2169	0	1670	299	56224	0	6109	56224	118284	0	8180	106098
SONORA	97673	412	1985	95746	1825	69	1580	181	74959	720	3524	75170	179647	1216	7126	170627
TABASCO	27825	653	1669	26103	1605	272	896	437	24691	627	1752	22264	56121	1597	3720	68884
TAMAULIPAS	152726	10	4891	146235	1322	0	1296	36	112818	147	1056	111615	273386	137	7243	265786
TULUMANC	22766	7	1569	21190	730	0	730	0	13043	0	119	13043	4786	7	2289	50623
VERACRUZ	145437	30	5820	139537	2909	0	2579	310	107526	45	2121	105287	255862	25	10613	245174
YUCATAN	56199	121	1928	54156	1493	27	976	460	21745	50	2671	21641	82437	228	6129	76014
ZACATECAS	24941	291	929	23711	375	57	579	31	29153	119	816	49158	36689	445	2324	35900

- (1) Registrados al 31 de diciembre de cada año.
 (2) Información obtenida de la Asociación Mexicana de la Industria Automotriz.
 (Fuente: Secretaría de Programación y Presupuesto)

VEHICULOS DE MOTOR REGISTRADOS EN 1987 POR ENTIDAD FEDERATIVA (1) (2)

ENTIDAD FEDERATIVA	TOTAL	ALICATORIALES				CAMIONES DE PASAJEROS				CAMIONES DE CARGA			
		SUMA	OFICIALES	DE ALQUILER	PARTICULARES	SUMA	OFICIALES	DE ALQUILER	PARTICULARES	SUMA	OFICIALES	DE ALQUILER	PARTICULARES
ESTADOS UNIDOS MEXICANOS	6 916 683	4 870 145	11 280	150 661	4 701 184	79 159	1 473	55 044	22 622	1 965 399	8 820	62 764	1 897 811
Aguascalientes	54 881	33 836	1 321	914	31 861	634	37	323	70	22 351	983	186	20 282
Baja California	476 324	359 665	1 101	2 329	355 425	1 134	--	1 734	--	118 325	295	642	114 478
Baja California Sur	55 817	10 475	181	1 067	79 730	233	47	270	6	25 004	971	272	23 871
Campeche	78 178	15 561	285	4 551	16 871	196	76	112	18	12 481	154	260	12 067
Coahuila	234 884	152 590	274	4 333	142 991	2 350	7	1 912	433	29 994	68	452	28 754
Colima	101 167	51 791	--	1 837	49 854	1 234	--	875	361	48 480	--	1 579	48 641
Chiapas	91 807	52 393	126	1 288	55 689	149	28	830	291	23 865	30	220	21 515
Chihuahua	405 143	278 178	1 807	4 128	276 811	15 840	48	5 063	9 711	111 124	1 908	6 924	104 002
Distrito Federal	1 725 145	1 627 818	292	49 387	1 681 444	13 384	--	8 109	4 251	1 893 311	--	9 226	177 517
Durango	105 378	48 236	24	1 280	45 572	877	22	250	190	56 160	122	1 417	52 411
Guadalupe	188 199	115 344	1 000	3 824	111 390	1 176	19	310	213	71 909	120	630	71 159
Guerrero	80 835	53 877	145	1 847	48 965	1 806	46	1 413	347	25 152	363	1 185	23 805
Hidalgo	27 863	49 124	729	2 099	46 226	772	7	604	101	78 026	786	235	27 055
Jalisco	400 864	271 867	1 140	5 847	287 917	3 205	147	2 581	801	118 696	1 153	5 818	113 861
México	115 377	150 777	717	10 107	185 810	2 212	187	6 265	1 289	111 322	401	975	108 096
Michoacán	180 833	96 377	89	4 858	91 572	1 080	1	1 020	58	81 536	115	2 336	78 685
Morelos	118 278	91 933	118	2 961	88 814	184	6	1 276	126	35 501	335	1 031	34 081
Nayarit	28 530	19 415	--	910	18 105	353	--	108	45	20 162	--	1 016	19 186
Nuevo León	100 258	214 231	815	9 237	226 144	2 430	83	2 503	1 996	87 277	3 088	2 167	79 705
Oaxaca	87 283	46 490	819	3 190	40 821	1 963	12	1 293	182	47 578	437	811	47 270
Puebla	258 182	123 151	--	4 462	148 864	3 188	--	3 044	344	81 733	30	4 335	80 208
Quintana Roo	51 138	33 683	--	2 189	33 790	296	120	296	120	19 446	963	18 433	
San Luis Potosí	26 291	16 311	325	3 736	13 294	309	--	229	80	7 249	100	951	6 608
Sinaloa	100 015	36 489	27	2 776	55 840	940	--	859	81	50 386	--	5 272	49 679
Tlaxcala	121 083	55 878	27	2 189	53 928	2 319	--	4 013	322	45 366	--	4 438	40 805
Veracruz	191 848	104 704	442	2 129	102 133	1 967	7	1 499	194	65 177	768	2 810	63 579
Yucatán	77 181	52 020	1 223	1 997	48 800	2 212	174	1 237	606	23 044	678	1 618	20 798
Zacatecas	310 935	176 581	118	6 874	148 995	1 278	1	1 277	95	157 725	9	1 500	157 325
Zetlandia	70 385	18 073	--	1 012	17 060	1 044	48	48	39	10 354	--	427	9 964
Zetlandia	293 817	182 385	12	6 282	159 389	2 295	--	1 260	587	125 319	3	3 170	121 624
Zetlandia	95 647	64 506	42	1 854	64 506	1 160	--	1 160	271	27 813	21	2 110	24 606
Zetlandia	59 041	27 910	245	843	26 802	570	15	510	45	30 581	144	518	29 899

- (1) Registrados al 31 de diciembre de cada año.
 (2) Información obtenida de la Asociación Mexicana de la Industria Automotriz.
 (Fuente: Secretaría de Programación y Presupuesto)

dora le tocará un promedio de 101,639 llantas a renovar en un año.

El producto que se pretende introducir al mercado nacional del transporte, tiene como finalidad el dar a conocer un nuevo sistema para incrementar la duración de las llantas renovadas hasta más del doble de los sistemas conocidos.

Este sistema consiste en pre-vulcanizar el hule piso (entiéndase por hule piso al hule que está en contacto con el piso, es decir, la banda de rodamiento) a altas temperaturas y a altas presiones por medio del sistema hidráulico de la prensa en estudio; es decir, que al mismo tiempo que se ejerce una presión en el plato de la prensa sobre el hule, el molde estará simultáneamente a una temperatura alta. Esto asegurará una vulcanización homogénea, exenta de porosidades y en un tiempo menor.

Entiéndase por pre-vulcanizado al método de vulcanizar la -- banda en un 80% de su ciclo total, para lograr un estampado perfecto del dibujo, y el 20% restante se va a lograr en una autoclave a una temperatura y presión más bajas, con un tiempo de vulcanizado que varía según la medida de la llanta, -- grosor del hule piso y la cantidad del hule cojín; este último es usado para adherir el hule piso al casco.

El objetivo del estudio de la prensa múltiple que aquí se -
tratará, será el de ver las posibilidades técnicas y econó-
micas que induzcan a la realización de un cambio del siste-
ma de calentamiento.

Se pretende comparar el sistema de calentamiento a base de
vapor, considerado como el sistema convencional en el medio
industrial, contra un sistema a base de circulación de acei-
te de transferencia térmica a alta temperatura y a muy baja
presión.

El sistema que se está proponiendo en este estudio tiene --
como finalidad incrementar la producción y bajar los costos,
con la utilización del mismo personal y horas de trabajo --
sin mermar la calidad final del producto, aún cuando sea ne-
cesario hacer ciertos cambios en la formulación de las mez-
clas para asegurar una vulcanización adecuada y prevenir --
agrietamientos, desprendimientos y rotura de las bandas de
rodamiento y poder asegurar un alto kilometraje en favor de
la economía de los usuarios.

El sistema de vulcanización por transferencia térmica que -
aquí se propone reduce en manera absoluta los riesgos muy -
bien conocidos del sistema "vapor", los cuales son: corro-
sión e incrustaciones en el recipiente (parte húmeda), ya -

sea en calderas de tubos de humo o tubos de agua, en las tuberías de alimentación y de retorno, así como trampas, filtros y válvulas.

El sistema por transferencia térmica proporciona una seguridad en la instalación debido a que la circulación del aceite se efectúa a muy baja presión desapareciendo así los riesgos de explosión de tubos y mangueras.

El estudio aquí presentado está estructurado de la siguiente manera:

En el primer capítulo se hará una descripción de la planta y de su equipo, además del proceso de elaboración del hule y vulcanización.

En el segundo capítulo se examinarán las diferentes opciones que hay para calentar el equipo de vulcanización, analizando las teórica y matemáticamente. Todos estos cálculos se harán en sistema inglés con resultados en sistema internacional.

En el tercer capítulo se compararán los sistemas propuestos anteriormente bajo el punto de vista técnico.

En el cuarto y quinto capítulos se describirán los procedimientos de funcionamiento e instalación del equipo elegido.

En el sexto capítulo se hará un análisis de costos para determinar cual de las alternativas propuestas es la más económica, para así obtener como conclusión principal un equipo que presente ventajas no sólo técnicas teóricas, sino -- también que sea la proposición más económica y funcional.

CAPITULO I

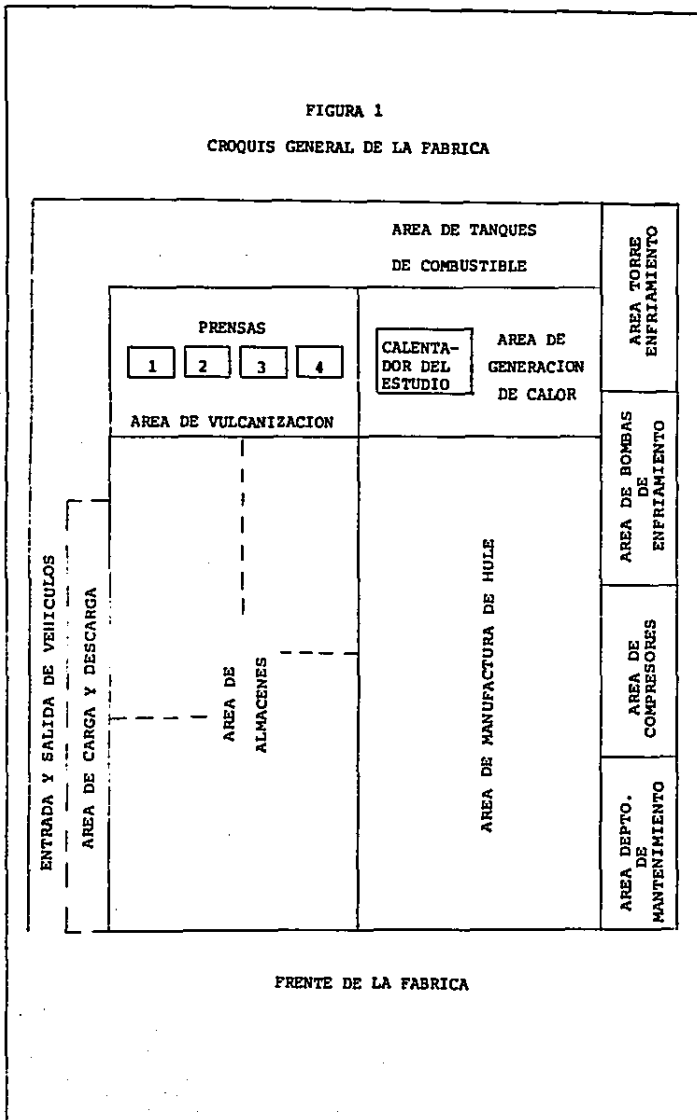
DESCRIPCION DE LA PLANTA

La finalidad de este capítulo será la de mostrar la planta en forma general, para que el lector tenga una idea más clara de lo que se hace en esta planta, sin dejar de mencionar las principales áreas en que se divide la planta, como se muestra en la figura 1, y los procesos que se llevan a cabo dentro de ésta.

Las áreas más importantes en que se divide la planta son:

- a) Area de Generación de Calor. En esta área se encontrarán, como su nombre lo dice, los generadores de calor -- que satisfagan todos los procesos de la planta, y en ella están las calderas y/o calentadores de fluido térmico.
- b) Area de Manufactura del Hule. En esta área se producirá el hule necesario para el proceso desde que se mezcla la materia prima hasta antes de la vulcanización, que es la siguiente etapa.
- c) Area de Vulcanización. En esta área el hule ya manufacturado pasa por una cocción para obtener las características que se pretende dar al producto final.
- d) Area de Almacén y Control de Calidad. En esta área se acumula el producto terminado, efectuando un control de

FIGURA 1
 CROQUIS GENERAL DE LA FABRICA



FRENTE DE LA FABRICA

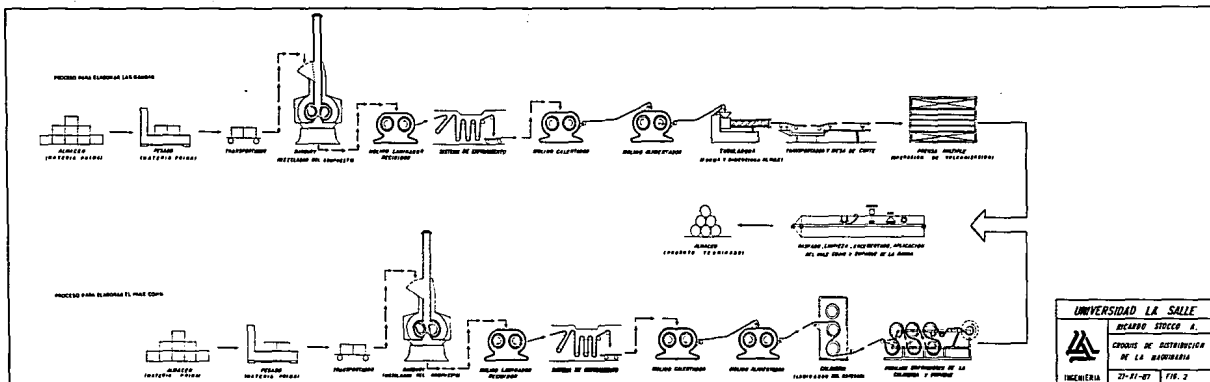
calidad por muestreo para verificar que el producto terminado cumpla con las propiedades específicas de cada -- artículo.

El proceso que se sigue para la elaboración del hule piso - desde que se pesan los componentes hasta que se llega a la prensa múltiple (objetivo de este estudio), será como se observa en la figura 2 anexa.

Con el fin de describir fácilmente a este proceso, primeramente se describirán las características del equipo, y luego se explicará con detalle el proceso. Las características del equipo que se utilizará en este proceso, se describen a continuación:

Banbury o Mezclador Interno Número 9-D.

Con capacidad de mezclado de 165 Kg. aproximadamente, con - motor de 298.3 Kw (400 HP) - 440 VAC - 680 R.P.M. Los sistemas de control de temperatura y tiempo son electrónicos, los cuales controlan el flujo de agua suficiente para asegurar una temperatura mínima de 60°C y una máxima de 220°C; - de esta forma se evitan sobrecargas en el motor al introducir los polímeros fríos o el quemado de los mismos por temperaturas excesivas. Para mantener dicha temperatura se requiere de una circulación de agua de $0.5682 \text{ m}^3/\text{min}$. (150 Gal/min).



Molino Recibidor-Laminador.

Los rodillos tienen un largo de 21.34 m. (84 pulg.), un diámetro de 7.11 m. (28 pulg.), una velocidad de 22 R.P.M., un motor de 246 Kw (330 HP), 440 VAC, 680 R.P.M.

Transportador.

Este cuenta con una tina que contiene una solución antiadherente (que puede ser jabón neutro o lubricante jabonoso), -- tiene cadenas con barras que sirven como transportador del - producto laminado, a través de la línea hay una serie de ven- tiladores (uno por cada 1.5 m. aproximadamente) que sirven - para enfriar y secar el material; al final de éste hay un -- acumulador de material que lo coloca en tarimas de 1600 Kg. aproximadamente, para su manejo adecuado. Este transporta-- dor trabaja a 440 VAC, 10.8 Kw (14.5 HP).

Molino Calentador.

Sus rodillos tienen un largo de 21.34 m. (84 pulg.), con un diámetro de 5.59 m. (22 pulg.), con una velocidad de 24 R.P.M. y cuenta con un motor de 335.6 Kw (450 HP), 440 VAC, 680 R.P.M.

Molino Alimentador.

Sus rodillos tienen un largo de 15.24 m. (60 pulg.), con un diámetro de 5.08 m. (20 pulg.), con una velocidad de 24 R.P.M. y con un motor de 111.8 Kw (150 HP) a 2300 VAC, 680 R.P.M.

Tubuladora.

Tiene un tornillo sinfin de 3.05 m. (12 pulg.) de diámetro, con una cabeza "Veraco" con capacidad de tubulado de 9.65 m. (38 pulg.) de ancho. La cabeza "Veraco" cuenta con unos dados ajustables para regular el espesor y ancho junto con un juego de cuchillas para el control de los costados. Esta tubuladora es de velocidad variable, con motor de 111.8 Kw -- (150 HP) de corriente directa, que es movido por un moto-generador.

Moto-generador.

Consiste en un motor de 335.6 Kw (450 HP) a 2300 VAC con dos generadores, uno de 175 Kw. y el otro de 250 Kw. El primero alimenta la tubuladora que tiene un motor de 111.8 Kw. (150 HP) y el segundo alimenta a la calandria cuyo motor es de 164 Kw. (220 HP); ambos generadores son de 230 VDC.

Transportador con Enfriador de Regadera.

Este transportador cuenta con longitud de 30 m. (98.4 pies), una cortadora y enrolladora al final de esta línea, y se opera con un motor de 11.2 Kw (15 HP) a 230 VAC, con velocidad variable, que está conectado al mismo cuadro de control de la tubuladora.

Calandria.

Tiene 16.76 m. (66 pulg.) de ancho, y se integra con tres - rodillos de 8.13 m. (32 pulg.) de diámetro. Tiene un motor de 149.1 Kw (200 HP), 230 VDC con velocidad variable; cuenta con un núcleo de rodillos de enfriamiento que se mueven por medio de la inercia del hule; al final de ésta se enrolla y se corta.

Dos Bandas Transportadoras.

La primera está entre los molinos laminador-alimentador y - tubuladora y la segunda entre los molinos laminador-alimentador y calandria. Tienen una potencia de 2.6 Kw (3.5 HP) y son de corriente directa.

1.1 PROCESO DE ELABORACION DEL HULE PARA EL PISO DE LAS
LLANTAS.

Para iniciar el proceso se debe contar con la siguiente materia prima en el almacén:

Para la Banda:

- | | |
|--------------------------|---------------------------------|
| - Hule Natural | - Antioxidante TQP |
| - Hule SBR 1500 | - Antioxonante Novazone HP |
| - Hule Solprene CIS 1-4 | - Azufre Insoluble (acelerador) |
| - Negro de Humo ISAF 220 | - Orgacel S (acelerador) |
| - Aceite Alto Aromático | - Cera Antilux |
| - Oxido de Zinc | - Retardador |
| - Acido Esteárico | |

Para el Cojín:

- | | |
|----------------------------|---------------------------------|
| - Hule Natural | - Resina de Cumarona |
| - Negro de Humo GPF 660 | - Peptisante |
| - Aceite Alto Aromático | - Oxido de Zinc |
| - Alquitrán de Pino | - Orgacel S (acelerador) |
| - Acido Esteárico | - Azufre Insoluble (acelerador) |
| - Antioxidante TQP | - Retardador |
| - Antioxonante Novazone HP | |

Para el Cemento o Pegamento, se usa la misma composición que la del Cojín, sólo que está disuelto con Solvente Hexano:

Formulación

<u>Para la Banda:</u>	<u>Partes</u>
- Hule Natural	30
- Hule SBR 1500	35
- Hule Solprene CIS 1-4	35
- Negro de Humo ISAF 220	53
- Aceite Alto Aromático	13
- Oxido de Zinc	3
- Acido Esteárico	2
- Antioxidante TQP	1
- Antioxonante Novazone HP	1
- Azufre Insoluble	1
- Orgacel S	2
- Cera Antilux	1
- Retardador	0.5

<u>Para el Cojín:</u>	
- Hule Natural	100
- Negro de Humo GPF 660	42
- Aceite Alto Aromático	11
- Alquitrán de Pino	3
- Acido Esteárico	2

<u>Para el Cojín (cont.)</u>	<u>Partes</u>
- Antioxidante TQP	1
- Antioxonante Novazone HP	0.7
- Resina de Cumarona	3
- Peptizante	0.2
- Oxido de Zinc	5
- Orgacel S	0.7
- Azufre Insoluble	3.6
- Retardador	1

1.2 PROCESO DE MEZCLADO PARA EL COMPUESTO DE LA BANDA.

Siendo esta etapa de producción la más importante para garantizar un producto terminado de alta calidad, se procederá en pesar minuciosamente todos los componentes de la fórmula.

Al arrancar el mezclador interno o Banbury, se abren las llaves de circulación de agua a todo volumen, y al bajar la temperatura interna a 60°C se introducen los polímeros y el peptizante; los polímeros se plastificarán en un minuto, entonces se añadirán el óxido de zinc, el ácido esteárico, antioxidante y antioxonante. Al minuto éstos estarán incorporados a los polímeros, y en este punto se añade el negro de humo, se baja el pistón para comprimir la carga y se mezcla hasta incorporar perfectamente el negro de humo con los polí

meros, aproximadamente de 2 a 3 minutos; se añade el aceite alto aromático, se baja el pistón y se deja mezclar hasta que la temperatura llegue a 140°C. Se procede a descargar la mezcla en el molino recibidor-laminador, instalado directamente debajo del Banbury, en donde se homogenizará y enfriará a menos de 70°C, se aplicarán las cuchillas de corte contra el rodillo frontal y se enviará a través del transportador.

Luego de que la mezcla haya reposado por un período de 24 horas, se regresa al mezclador interno donde se mezclará hasta que la temperatura llegue a 120°C y se descargará al molino recibidor-laminador, pasando por las mismas etapas anteriores.

Al pasar las 24 horas de reposo, la mezcla estará en condiciones de pasar de nuevo al Banbury para el ciclo de aceleración.

El procedimiento del ciclo de aceleración es como sigue:

Se introducen al Banbury 165 Kg. de la mezcla y cuando la temperatura llegue a los 60°C se añade el azufre, el orga--cel, el retardador y la cera antilux. Se deja mezclar hasta llegar a una temperatura de 100°C y se descarga al moli-

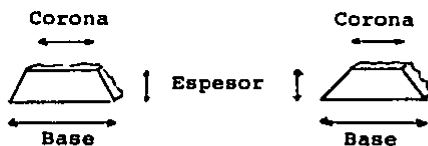
no recibidor-laminador, pasando por las mismas etapas anteriores.

Se dejará reposar por 24 horas antes de usarse.

1.3 PROCESO DE TUBULADO.

Se procede a cargar la mezcla en el molino calentador regulando el flujo de agua de enfriamiento hasta llegar a una temperatura de 80°C en la mezcla y por medio de un transportador se envía al molino alimentador que también será regulado a la temperatura de 80°C; por medio de otro transportador se envía a la tubuladora que será controlada a una temperatura de extrusión de 80°C a 90°C por medio de circulación de agua. En esta máquina, se controlan las medidas de hule según los moldes de vulcanización, considerando el encojimiento del material extruído que normalmente es de 5 a 6% al enfriarse. Las medidas que se controlan son:

- Corona
- Base
- Espesor



Para renovación del Piso. Para renovación de hombro a hombro.

Una vez controladas las medidas, se extruye en forma continua y el hule pasa por un transportador con enfriadores de regadera, al final pasa a la mesa de medición y se corta al largo - establecido. Las bandas deberán reposar otras 24 horas, tiem po de estabilización y encojimiento.

1.4 PROCESO DEL HULE COJIN.

La función del hule cojín es la de unir los hules entre sí, - permitiendo un cierto movimiento elástico entre el hule del - casco de la llanta y el hule piso o banda de rodamiento.

El procedimiento para su producción es como sigue:

Se pesan los componentes según la fórmula y se introducen en el Banbury por etapas; se empieza con el hule natural previa mente masticado con peptizante para romper el nervio y hacer lo buen receptor a la carga reforzante (negro de humo), al - alcanzar la temperatura de 60°C se le añade el óxido de zinc, ácido esteárico, antioxidante, antioxonante y resina de cuma rona y se deja mezclar hasta que se incorpore, aproximadamen te 2 minutos; después se agrega el negro de humo y se mezcla hasta obtener una incorporación óptima, aproximadamen te durante otros dos minutos, se añade el aceite alto aromático y el alquitrán de pino y se deja mezclar hasta llegar a una --

temperatura de 160°C.

Se descarga sobre el molino recibidor-laminador, donde se envía al transportador y se deja reposar 24 horas.

Después se regresará al Banbury en pesadas de 165 Kg. y al llegar éste a la temperatura de 60°C se le añade el azufre y el orgacel, el retardador y se continuará mezclando hasta -- llegar a la temperatura de 120°C, se descarga al molino y se pasa al transportador y se dejará reposar 24 horas. Posteriormente se procederá a calentarlo en el molino calentador, transportándolo al molino alimentador y de ahí a la calan---dria; todo ésto a una temperatura de 60°C, en donde se lamina a un espesor de 1.2 mm., se enfriará por medio de un núcleo de 6 rodillos enfriados por agua, se enrolla en una película de polietileno y se procederá a cortarlo al ancho necesario según la medida de las bandas de pre-vulcanizado.

Procedimiento para la producción del cemento:

Para la producción del cemento hay que contar con un agitador electromecánico de bajas revoluciones (40 R.P.M.) en la hélice, con capacidad de 0.2 m³ (200 litros).

Se mezcla el 20% de hule cojín cortado en pedazos pequeños y

el 80% con solvente hexano o heptano. El tiempo de mezclado será de 24 horas.

Al término de las 24 horas el volumen habrá aumentado considerablemente, entonces se procederá a diluirlo con solvente hasta llegar a la viscosidad deseada, para su medición se -- usa una "Copa de Ford" con un diámetro de vaciado de 4 mm., siendo el tiempo de vaciado de 0.1 m^3 (100 litros) en 25 minutos a una temperatura de 25°C .

Hasta este punto están cubiertos todos los requisitos previos a la vulcanización.

1.5 PROCESO DE VULCANIZACION.

En el proceso o ciclo de vulcanización se pretende que un com puesto de hule obtenga propiedades físicas determinadas como elasticidad, flexibilidad, resistencia a la tensión y tantas otras que el fabricante requiere en el producto final.

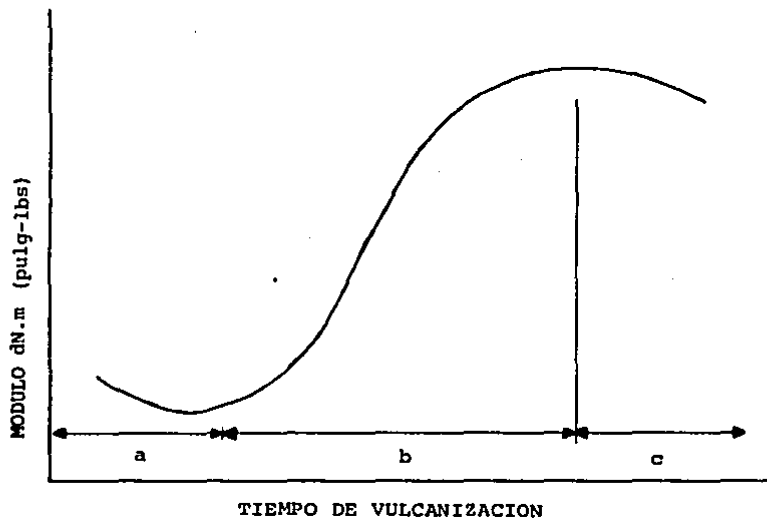
Este proceso se lleva a cabo de la siguiente manera:

Las cadenas de las moléculas de hule se cierran por reacciones químicas de los agentes vulcanizantes para formar una ca dena tridimensional. Esta reacción transforma un material -

débil y plástico en uno fuerte y elástico.

En dicho proceso existen tres etapas bien definidas que son (9):

a) Inducción/quemado; b) Curado; c) Sobrecurado.



La inducción es el periodo inicial anterior al curado o vulcanización donde el hule disminuye su viscosidad para prepararse a cerrar las cadenas. Es de mucha importancia porque su duración determina la seguridad del material contra el quemado y durante todas las etapas que preceden a la vulcanización final.

El curado es el período en el cual las cadenas se van cerrando a un ritmo que depende de la temperatura y composición del hule. Cuando estas cadenas se acaban de cerrar y se sigue calentando se produce un sobrecurado que provoca un endurecimiento o ablandamiento del compuesto. En el desarrollo o producción de compuestos de hule, el formulista busca un balance entre el quemado y el ritmo de vulcanizado que mejor convenga a los requerimientos del proceso y curado del producto final.

1.5.1 Sistema de Vulcanización.

Los sistemas de vulcanización más utilizados en la industria actual son (9):

- a) Vulcanización por adición de azufre que es empleado cuando el hule a vulcanizar es insaturado (es decir, tiene enlaces libres o extras) y se vulcaniza cerrando estos enlaces por la adición de una o varias moléculas de azufre.

 - b) Vulcanización sin azufre que es empleado cuando el hule a vulcanizar es saturado (es decir, tiene enlaces completos) y por lo tanto, los enlaces entre cadenas van a ser directos; ésto se logra con el uso de peróxidos y óxidos metálicos.
- La gran ventaja de estos últimos, es su gran estabilidad -

térmica, resistencia al envejecimiento por calor.

1.5.2 Condiciones de Vulcanización.

En los procesos de vulcanización o curado se deben tomar las siguientes consideraciones para un compuesto de hule dado (9):

- 1) Efecto Grosor. Como los hules son conductores de calor -- muy pobres, es necesario considerar la conducción de calor, geometría del molde, sistema de calentamiento y las características del curado de la pieza, en particular cuando el grosor del artículo a vulcanizar es mayor a 6.3 mm., --- (1/4 pulg.)

Este efecto se puede ver mejor introduciendo un termopar a diferentes profundidades del compuesto para medir el tiempo requerido para alcanzar la temperatura de vulcanización, y dada su complicación, generalmente el tiempo requerido - puede ser determinado agregando 5 minutos al tiempo de curado por cada 6.3 mm. (1/4 pulg.) del grosor. En piezas - muy gruesas o muy complicadas, el artículo será construido usando secciones con diferentes características de curado o controlando la temperatura del molde.

- 2) Efecto de Temperatura. La temperatura de vulcanización debe ser escogida para obtener un producto con propiedades físicas uniformes en el menor tiempo posible. El -- "Coeficiente de Temperatura de Vulcanización" es un término usado para identificar la relación que existe entre los diferentes tiempos de curado a diferentes temperaturas.

Con este tipo de información, es posible estimar los --- tiempos óptimos de curado a altas o bajas temperaturas - para varios compuestos de hule.

Por ejemplo: La mayoría de compuestos de hule tienen un coeficiente de aproximadamente 2. Esto indica que el -- tiempo de curado debe ser reducido por el factor de 2 por cada 10°C (18°F) que incremente la temperatura del curado, o si la temperatura es reducida 10°C el tiempo de cu rado deberá de doblarse.

- 3) Efecto de Estabilidad Térmica. Cada tipo de hule tiene su rango definido de temperatura que deberá ser usado en la vulcanización. Estas temperaturas pueden variar, pero es muy importante no exceder dicho límite, ya que ocu rriría una deteriorización. Este efecto se mostrará por la apariencia del producto final o por sus propiedades - físicas.

4) Efecto de Presión. La presión es esencial para obtener vulcanizados densos, bien definidos y con excelentes propiedades físicas, deberá ser suficiente para conformar el compuesto en el molde evitando la contrapresión que resulta de la expansión térmica de la mezcla y los gases generados por la vulcanización. Esta presión dependerá del compuesto y de la forma del molde.

Si la presión de moldeo no es la apropiada, se presentarán problemas de burbujas, bolsas de aire, defectos de vista, rebabas, porosidad, contracción, sobrecurado y artículos semivulcanizados.

Tomando en consideración lo anterior, se procede a cargar la prensa con las bandas previamente cortadas a su medida, y se inicia el ciclo de vulcanización a una temperatura de 153°C (307°F) a una presión de 15.16 MPa (2200 lb/pulg.²) por un tiempo de 20 min. Terminado este tiempo, la prensa abre automáticamente y se extrae la banda, se deja enfriar por una hora; se le recortan los sobrantes y se procede al raspado de la base con un cepillo de alambre de acero de 0.15 m. -- (6 pulg.) de diámetro por 0.30 m. (12 pulg.) de largo; luego se limpian las partículas del raspado con aire a 0.13 MPa -- (20 psig.), e inmediatamente después se procede a cementar la parte raspada, se deja secar y se aplica el hule cojín -- con protección de polietileno y se empaqa.

CAPITULO II

GENERALIDADES DEL EQUIPO PARA LA VULCANIZACION

En este capítulo se empezará por describir los equipos con que se realiza la vulcanización de las llantas, como son: la prensa múltiple, la caldera de vapor y el calentador de fluido térmico. Estos equipos son la base del proceso de vulcanización, el cual realiza la función de volver elástico el hule crudo que se encuentra en estado plástico, del renovado de las llantas para su uso final.

2.1 MODIFICACION A EQUIPO ACTUAL.

En este primer punto se verá la modificación que se puede hacer con respecto a la temperatura de vulcanización, para mejorar y aumentar la producción de la planta.

Esto se puede lograr buscando el punto de equilibrio entre la temperatura y la formulación (basándose en los parámetros vistos en el capítulo anterior), encontrando así el punto óptimo.

Por lo tanto, se tendrán dos temperaturas por considerar:

- a) La recomendada por el fabricante del equipo de vapor, es decir, vulcanizando a 153°C (307°F).

b) La óptima recomendada por el laboratorio, es decir, vulcanizando a 193°C (380°F).

Para el caso a) de vulcanizar a una temperatura de 153°C -- (307°F), se necesitará que la caldera trabaje a una mayor temperatura que la de vulcanización, ya que habrá que calentar los moldes y la cámara de los platos, y por ello la caldera tendrá que trabajar 183°C (361°F) que es la temperatura de saturación a 1.07 MPa (154.95 psia) (de tablas termodinámicas de vapor); a estas condiciones el tiempo del ciclo de vulcanización será de 20 min. (incluye tiempos de carga y descarga). Cada prensa consta de 4 platos porta-moldes; por lo tanto, en 20 min. saldrán 4 bandas; en una hora saldrán 12 bandas; y si la prensa trabaja 8 horas diarias, al final del día se obtendrán 96 bandas por prensa, y de las cuatro, 384 bandas por día.

Para el caso b) de vulcanizar a una temperatura de 193°C, - (380°F), la caldera deberá trabajar a una temperatura de -- 223°C (433°F), que es la temperatura de saturación a 2.45 MPa (354.67 psia) (de tablas termodinámicas de vapor). Esta presión es demasiado alta y se necesitará utilizar equipo especial que es muy caro y se tiene riesgo de explosión, -- sin embargo, existe la posibilidad de obtener esta temperatura a bajas presiones, por medio de las siguientes opciones:

1) Con Vapor Sobrecalentado. Esta opción nos permitirá trabajar con una presión de operación baja, teniendo en consecuencia una temperatura de saturación más baja a la salida de la caldera; este vapor para que alcance la temperatura de operación pasa por un sobrecalentador antes de salir al proceso.

Esta posibilidad se descartará porque trae como consecuencia un inadecuado control de temperatura, ya que la temperatura de operación no dependerá de la presión, sino que dependerá de la temperatura del sobrecalentador; este inadecuado control provocará puntos calientes en el molde. Otros motivos para descartar esta posibilidad es el aumento en el costo del equipo, por el sobrecalentador, que es superior a lo que se puede ahorrar por la disminución de diámetros y cédulas de la tubería; y por último la consideración de que en toda la industria hulera nacional se usa el vapor saturado.

2) Con Fluido Térmico. En esta otra opción se puede trabajar a una presión aún más baja que en el sistema de vapor por el simple hecho de que se maneja aceite en una sola fase, la líquida, no teniendo los problemas de la evaporación. Este aceite puede trabajar a temperaturas hasta de 316°C (600°F) con una presión de operación que dependerá de las caídas de presión de la tubería, accesorios, prensas y calentador, lo cual es menor que la usada por el vapor.

Por lo anterior, se analizarán en este estudio sólo dos casos, el de vapor saturado y el de fluido térmico dejando el caso de vapor sobrecalentado como posibilidad de desarrollo de futuras investigaciones.

El tiempo del ciclo de vulcanización a esta temperatura es de 10 min. más 5 min. para la carga y descarga; por lo tanto en - 15 min. se tendrán 4 bandas, en una hora saldrán 16 bandas y - al final del día 128 bandas por prensa, y de las cuatro pre--sas 512 bandas por día.

Como se ve en el caso b) con fluido térmico, se tiene una producción mayor sin problemas de altas presiones por altas temperaturas, incrementando así la producción.

2.2 UTILIZACION DE LA PRENSA MULTIPLE.

Se empezará ahora por describir las características principa--les de la prensa múltiple como sigue:

Claro entre Platos	0.1 m. x 0.121 m. (4" x 4 3/4")
Fuerza de Moldeado	231 toneladas
Presión en la Banda	2.20 MPa en un ancho de base de 0.25 m. (300 psi en un ancho de base de 10 pulg).

Motor	7.5 Kw. (10 HP), 220 VCA, 3φ
Presión de la Prensa Hidráulica	15.16 MPa (2200 psig)
Dimensiones de los Platos	0.102 x 0.35 x 3.7 m. (4" x 14" x 12') (alto x ancho x largo)
Dimensiones de los Moldes	0.08 x 0.25 x 3.5 m. (3" x 10" x 140")
Número de Platos	5
Número de Moldes	4
Dimensión de los Amarres	0.08 x 0.35 x 0.05 m. (3" x 14" x 2")
Tamaño de la Prensa	4.064 m. x 1.98 m. (160" x 78")

El sistema de calentamiento de la prensa constará de dos tubos, el de alimentación y el de retorno, colocados opuestamente; (Nota: Toda la tubería manejada en este estudio será ASTM-A 106, grado C, con un recubrimiento aislante de 1 1/2 pulg. de espesor y se le llamará tubería negra), que estarán conectados a los platos con mangueras para altas temperaturas a base de teflón cu---biertas con malla de acero.

Los diámetros de las tuberías y mangueras serán determinadas posteriormente en este capítulo.

Sistema Hidráulico.

El sistema hidráulico es el que provee la presión de moldeo en el compuesto de hule y ésta depende de su formulación, - como ya se mencionó en el capítulo anterior. Después de nu merosas pruebas de laboratorio, se llegó a determinar que - la fuerza óptima de moldeo del compuesto es de 231 toneladas por lo que se necesitará una bomba que suministre una pre-- sión de 2.4 MPa (350 psi) (como se aprecia en los cálculos), la cual corresponde a un motor comercial de 7.5 Kw. (10 HP).

La presión de moldeo se determina mediante la fórmula si-- guiente:

$$\text{Presión de moldeo(PM)} = \frac{\text{Fuerza de moldeo (Fm)}}{\text{Area del moldeo y amarres (Am)}}$$

Trabajando en sistema inglés, tenemos:

La fuerza de moldeo será de 231 ton = 509,268 lb.

El área del molde y amarres es:

$$\text{A molde} = (10 \times 140) \text{ pulg.}^2 = 1400 \text{ pulg.}^2$$

$$\text{A amarres} = (14 \times 2) \text{ pulg.}^2 = 28 \text{ pulg.}^2, \text{ pero como existen dos amarres (uno en cada extremo) será } 28 \text{ pulg.}^2 \times 2 = 56 \text{ pulg.}^2$$

substituyendo en la fórmula se tiene:

$$\text{Pm} = \frac{509,268 \text{ lb.}}{(1400 + 56) \text{ pulg.}^2} = \frac{350 \text{ lb}}{\text{pulg.}^2} = 2.4 \text{ MPa}$$

Sistema de Apertura y Cierre de los Platos.

Cada plato consiste de una cámara de vapor de 0.102 x 0.35 x 3.7 m. (4" x 14" x 12') que es de acero, una matriz o molde de aluminio. Hay dos cilindros hidráulicos de doble acción de 0.05 m. (2 pulg.) de diámetro por 0.41 m. (16 pulg.) de largo con un desplazamiento de émbolo de 0.35 m. (14 pulg.); los platos se desplazan sobre correderas de viton por medio de ruedas del mismo material, que es un material resistente a la alta temperatura.

2.3 TEORIA SOBRE VAPOR Y FLUIDO TERMICO. (PROPIEDADES FISICAS Y QUIMICAS).

En este punto se tratarán de una manera general los principios teóricos fundamentales que se utilizarán en este estudio, así como los métodos que existen para calentar un proceso.

2.3.1 Métodos de Calentamiento.

Existen dos métodos de calentamiento aplicables a cualquier proceso industrial y son (1):

- 1) Calentamiento Directo.
- 2) Calentamiento Indirecto.

1) Calentamiento Directo.

En el sistema de calentamiento directo, el flujo del proceso, ya sea líquido o gaseoso, está en contacto directo con la --- fuente de calor que imparte calor por radiación, convección o conducción. Un ejemplo de este tipo de sistemas es el calentamiento de flujos de gas, pasando este gas sobre resisten---cias o mezclando éstos con los productos de combustión de un gas o petróleo; el calentamiento de la caldera por exposición directa de la flama o el calentamiento de los líquidos por -- inmersión de resistencias.

Los principales problemas asociados a este tipo de calenta--- miento son:

- a) Dificultad de obtener un control preciso de temperatura.
- b) Alto mantenimiento debido a la corrosión o a la flama hu-- meante.
- c) Degradación del flujo del proceso debido a puntos calien-- tes.
- d) Contaminación del flujo del proceso por los productos de - combustión.

2) Calentamiento Indirecto.

En sistemas de calentamiento indirecto, un fluido líquido o gas, es usado para transferir el calor de la fuente al proceso por conducción o convección. Hay cuatro tipos de transmisores de calor usados, éstos son:

- a) Aire u otros gases.
- b) Agua a baja presión o agua caliente a alta presión.
- c) Vapor.
- d) Fluido térmico.

Sólo se tratarán los dos últimos, ya que son los de importancia en este estudio particular.

2.3.2 Sistema de Vapor.

El vapor es uno de los sistemas más utilizados hoy en día, - ya que en muchos procesos es necesario tener presentes vapor y energía al mismo tiempo, como por ejemplo para procesos de calentamiento y calefacción o bien para el movimiento rotatorio de turbinas y máquinas.

Los principios básicos a los que se encuentra ligado el vapor

son (3):

Energía:

Es la capacidad de un cuerpo de desarrollar un trabajo o producir un efecto debido a su movimiento.

Existen dos tipos fundamentales de energía: la potencial, -- que es la debida a la posición del cuerpo y la cinética que es la que posee un cuerpo debido a su movimiento.

Para ello tenemos el principio de conservación de energía -- que postula lo siguiente: la energía mecánica de un sistema no cambia en ningún caso que se encuentre sometida a fuerzas que dependan únicamente de la posición del cuerpo.

Calor:

Es la energía que se encuentra en transición de una masa a otra a causa de la diferencia existente de las temperaturas entre ellas dos.

El calor se puede manifestar en dos formas que son:

- Calor sensible que es el calor absorbido por una substancia

con un cambio de temperatura y conocido por su sensibilidad o tacto.

- Calor latente que es la cantidad de calor requerida para lograr el cambio de estado físico de una sustancia sin que existan variaciones en su temperatura a presión constante.

En la transferencia de calor se consideran tres distintas formas de transferencia que son: conducción, convección y radiación. Estas tres actúan simultáneamente en un sistema y es imposible aislar los efectos de una con respecto a las otras dos, sin embargo, para analizarlas se consideran siempre por separado.

- Conducción: Es la forma de transferencia de calor en la cual el intercambio de energía ocurre de la región de mayor a la de menor temperatura por el movimiento cinético o el impacto directo de las moléculas como es el caso de los fluidos en reposo, o bien de un material sólido sin movimiento relativo.
- Convección: Es la transferencia debida a que un fluido en movimiento recoge la energía de un cuerpo caliente y la entrega a un cuerpo frío.

- Radiación: Es la transmisión de la energía por medio de ondas electromagnéticas, las cuales radian a través del cuerpo con mayor temperatura al otro con menor temperatura, sin tomar en cuenta el calentamiento del medio entre ellos. La radiación que incide en el cuerpo puede ser absorbida, reflejada y transmitida.

Un ejemplo de la actuación simultánea de estos procesos se tiene en la caldera, ya que por radiación el calor producido por el combustible llega a la superficie de calefacción, por conducción se transmite el calor a través del metal al agua y por convección pasa el calor a toda la masa del agua debido al movimiento circulatorio que se establece del centro a la superficie.

Caloría:

Es la cantidad de calor necesaria para elevar 1°C la temperatura de un gramo de agua a 15.5°C (o a 17.5°C).

BTU (British Thermal Unit):

Es la cantidad de calor necesaria para elevar 1°F la temperatura de una libra de agua a cierto nivel de temperatura elegido arbitrariamente a 59.5°F .

Aspectos Importantes sobre la Combustión (10,2):

Combustible es toda sustancia que combinada con el oxígeno del aire produce calor, luz y desprendimiento de gases, mediante una reacción de combustión, misma que se define como la oxidación rápida del carbono contenido en un combustible con el oxígeno del aire.

Para que exista esta combustión es necesario que se cumplan las condiciones siguientes:

- 1) Toda sustancia sea combustible (masa por quemar).
- 2) Debe estar presente el oxígeno que es el elemento comburente.
- 3) Debe existir una fuente de calor externa de intensidad suficiente para iniciar la combustión y ésta depende del tipo de combustible.

Es decir, que para iniciar y continuar este proceso debe -- existir una proporcionalidad en los puntos anteriores.

Los límites dentro de los cuales sucede lo anterior para cada combustible se llama punto de ignición y fuera de éste -- no se realizará la combustión, aunque estén presentes las -- tres condiciones anteriores.

Entiéndase por punto de ignición la temperatura a la cual el carbono y el oxígeno se combinan para que se verifique la -- combustión.

El punto de ignición del diesel, que es el combustible que se utiliza en los quemadores, tanto de la caldera como del calentador de aceite, es de 52°C a 70°C; y en la cámara de combustión deberá haber una temperatura de 500°C a 600°C para que haya una buena combustión.

El control de aire suministrado al quemador es muy importante ya que de éste depende que haya una combustión completa o incompleta.

Se tendrá una combustión completa cuando un átomo de carbono del combustible se combina exactamente con dos átomos de oxígeno del aire y forman bióxido de carbono (CO_2).

Y se tendrá una combustión incompleta cuando un átomo de carbono del combustible se combina con un átomo de oxígeno del aire formándose monóxido de carbono (CO).

La combustión se efectúa en el instante en que el carbono y el oxígeno están en contacto, habiendo temperatura suficientemente alta para la ignición. Si la temperatura es más ba-

ja que el punto de ignición, en el instante en que se pone en contacto el carbono con el oxígeno, la combustión es incompleta y parte del carbono del combustible se escapa por la chimenea en forma de humo negro, disminuyendo así también el rendimiento ya que se calienta una cantidad innecesaria de aire -- que se escapa por la chimenea.

El poder calorífico del combustible es la cantidad de calor -- generado cuando una cantidad unitaria de masa de combustible es quemada completamente.

2.3.3 Sistema a Fluido Térmico.

Los fluidos térmicos han sido especialmente diseñados para -- ser usados en sistemas cerrados de transmisión de calor que -- utilizan aceites con altos puntos de ebullición (1,10).

Estos tipos de sistemas de transmisión de calor se utilizan -- ampliamente en la industria, donde se prefiere calor indirecto por razones económicas o técnicas, para procesos en los -- cuales las temperaturas requeridas no se pueden alcanzar con agua o vapor caliente sin presiones excesivamente altas.

En forma simultánea, en condiciones reactivas, algunas moléculas se polimerizan formando moléculas mayores y más pesadas

las cuales, después de largos periodos de operación pueden conducir a la formación de depósitos de carbón sobre las superficies transmisoras de calor y a una consecuente reducción de la eficiencia de transferencia de calor. Los aceites con cualidades adecuadas de transferencia de calor resisten la descomposición térmica y la oxidación química, y tienden a mantener en solución todos los productos de descomposición que se forman. También poseen gran eficiencia en transferencia de calor y sus viscosidades son tales que pueden ser fácilmente bombeados tanto a temperaturas iniciales como de operación, dado que varían poco en viscosidad al cambiar de temperatura.

No se recomienda mezclar los aceites térmicos con aceites convencionales que estén dentro del sistema, ni añadir un aceite convencional al aceite térmico, como se explica a continuación:

- a) Esta mezcla puede provocar la pérdida de algunas de las propiedades caloríficas del aceite térmico y complicar la interpretación del análisis hecho para determinar la vida útil del aceite para transferencia de calor. Más aún, la estabilidad térmica y de oxidación de los aceites térmicos puede verse impedida. Por lo general la vida útil de éstos es de cinco años.

b) Los aceites térmicos que dependen de la convección o circulación del medio transmisor de calor, no proporcionan un flujo lo suficientemente rápido como para evitar el sobrecalentamiento localizado y el rápido deterioro del aceite.

Los aceites térmicos, al igual que los productos del petróleo en general, son combustibles y se quemarán si están expuestos a una fuente de ignición.

En este capítulo se estudiarán los principales tipos de aceites térmicos usados en los calentadores, como son los orgánicos y los minerales; éstos son utilizados en procesos de calentamiento indirecto y a temperaturas altas. Las características y principios de estos aceites son los siguientes:

1) Aceites Orgánicos (1,10):

Este tipo de aceites sirven para procesos cuyas temperaturas varían desde 16°C (60°F), hasta 399°C (750°F). Son de gran estabilidad térmica y cuyo punto de congelamiento es de 12°C (54°F). A esta temperatura, se contrae muy poco, así que la posibilidad de daño al equipo a bajas temperaturas no existe. No reacciona químicamente con los metales usados en los calentadores, por lo que no es peligroso, no requiriendo cuidados especiales.

Este tipo de aceites es bastante estable a temperaturas altas moderadas. Puede trabajar por años si no excede la temperatura máxima; si la temperatura sobrepasara por encima de los -- 750°F ocurriría una descomposición molecular del aceite.

Pero si llegara a sobrecalentar excesivamente por un sobrecalentamiento del serpentín, o por forzar al calentador por encima de su capacidad, ocurriría una descomposición completa -- en carbón e hidrógeno. Esto sucede cuando hay una circulación inadecuada causada por la acumulación de material debido al -- estancamiento del aceite. Las fracciones más ligeras se evaporan dejando las más pesadas que se carbonizan. Cuando esto principia, el carbón forma una película en las superficies de calentamiento incrementándose la resistencia térmica, a acelerándose la descomposición.

Una forma para prevenir este tipo de problemas (sobrecalentamiento y descomposición) es por medio de un sistema de circulación natural, que será lo más rápida posible mediante un -- arreglo con algunos codos o restricciones y un hogar amplio. Un buen control de llama ayudará a prevenir los puntos calientes que se pudieran formar a lo largo del serpentín.

2) Aceites Minerales (1,10):

Estos aceites son de bajo costo, se pueden usar en cualquier tipo de proceso cuya temperatura de trabajo sea de -1°C (30°F) hasta 316°C (600°F), y no requieren estar presurizados en este rango.

Existen dos tipos de aceites minerales usados principalmente, que son:

- Aceite mineral parafínico, y
- Aceite mineral aromático.

Los aceites minerales parafínicos son usados generalmente en sistemas abiertos hasta 232°C (450°F). A temperaturas entre 232°C (450°F) y los 316°C (600°F) es recomendable usarlos en sistemas cerrados porque a estas temperaturas el aceite se vuelve susceptible a la descomposición térmica; reduciéndose su punto de inflamación y provocando también la formación de productos más pesados que después de un largo período de operación formará depósitos de carbón, debido a la presencia de puntos calientes.

Los aceites minerales aromáticos son aceites de menor viscosidad que tienen el mismo rango de temperatura de trabajo que los minerales ordinarios, teniendo una temperatura de congela-

ción de -15°C (5°F). Los aceites minerales aromáticos no pueden trabajar en sistemas abiertos en contacto con el aire, por que se provocaría una oxidación deteriorando el aceite y esto aumentaría con el incremento de temperatura. Todo proceso debe incluir un tanque de expansión on donde la temperatura del aceite no sea mayor a los 54°C (130°F) para prevenir que el -- aceite caliente del proceso esté en contacto con el aire.

Las principales propiedades que se verifican en un aceite térmico son:

Prueba de Corrosión (ASTM-D-665):

Este método de prueba es efectuado para indicar la habilidad -- de un aceite en ayudar en la prevención de corrosión en las -- partes ferrosas por el contenido de agua en el aceite.

La corrosión de partes mecánicas, tuberías y tanques en contac -- to con el aceite contribuye a que los costos sean altos. La -- prueba se hace sometienddo una barra de acero con un mango de -- plástico en un horno de aceite con agua (300 ml. de aceite -- prueba + 30 ml. de agua) a 60°C (140°F) por 24 horas y los resultados de la prueba se reportan como "aprobado" o "rechazado". El grado de falla puede ser ligera, moderada o severa.

Pruebas de Oxidación (ASTM-D-943):

Este método es usado para evaluar la estabilidad de oxidación en aceites en los que haya presentes oxígeno, agua, cobre y metales de acero a elevadas temperaturas. Este método debe ser usado en aceites cuya gravedad específica sea menor que la del agua y que contengan elementos que impiden la oxidación y corrosión.

Esta prueba se hace para medir la resistencia a la oxidación y se hace mediante la medición del cambio de acidez en el aceite debido al oxígeno absorbido.

Esta prueba se efectúa tomando el aceite prueba y se hace reaccionar oxígeno en presencia de agua y un catalizador de cobre-acero a 95°C. La prueba continúa hasta que la medición del número total de ácido en el aceite sea 2.0 mg. de KOH/g o superior, (KOH = Hidróxido de Potasio). El número de horas requeridas para que el aceite llegue a dicho valor es la vida de oxidación.

Este método es muy usado para propósitos de especificación y es un valor muy considerado en la estimación de la estabilidad de oxidación del aceite, especialmente aquellos que están propensos a la contaminación de agua. Debe ser reconocido que la

correlación entre el resultado del método y la estabilidad de oxidación del aceite en servicio variará notablemente.

Prueba de Residuo de Carbón:

Esta prueba es para medir la cantidad de residuo de carbón que se queda en un aceite después de que ha sido expuesto a un calentamiento extremo en ausencia del aire. Esta prueba indica la cantidad de residuos de carbón que un aceite formará bajo condiciones de cocimiento.

Esta prueba se hace procediendo de la siguiente manera:

Se pone una muestra de aceite previamente pesada, en un crisol de porcelana que a su vez es puesto en un crisol metálico Skidmore que tiene una tapa ajustada con una pequeña abertura horizontal. Los crisoles son puestos en un tercer crisol que es mucho más grande, también con una tapa ajustada. Este arreglo es puesto sobre una malla triangular de alambre para poder ser calentado en un calentador Meker a cierta temperatura. Después de 30 minutos el crisol de porcelana es removido y enfriado en un secador y pesado.

El porcentaje de residuo de carbón es calculado por medio de la siguiente fórmula:

Porcentaje del residuo de carbón =

$$\frac{\text{Peso del residuo de carbón en el crisol} \times 100}{\text{Peso de la muestra original}}$$

Temperatura de Inflamación y de Ignición:

La temperatura de inflamación de un aceite es la mínima temperatura a la cual se desprenden vapores que se incendian cuando se le pasa periódicamente una flama pequeña sobre la superficie del aceite.

La temperatura de ignición es la mínima temperatura a la cual un aceite se incendia y continúa quemándose por lo menos cinco segundos.

El conocimiento de las temperaturas de inflamación y de ignición del aceite es para aumentar las precauciones contra el fuego; la temperatura de inflamación es también importante ya que indica arriba de que temperatura el aceite empieza a tener pérdidas por evaporación.

Estas pruebas se hacen con la "Copa Abierta de Cleveland", que es llenada con el aceite muestra hasta la marca de llenado; un termómetro es sumergido en la muestra, el aceite es calentado a un rango de 9° a 11° por minuto. A cada 5° que aumente la tem-

peratura, una pequeña flama es pasada sobre la superficie del aceite. Cuando la inflamación ocurre, la temperatura que se lee será la "Temperatura de Inflamación".

Se sigue calentando el aceite y la flama prueba se sigue probando cada 5°, hasta cuando el aceite se incendie y la temperatura que se lea será la "Temperatura de Ignición". El rango de la temperatura de ignición será de 10° a 70° mayor que la temperatura de inflamación.

Gravedad Especifica o Densidad Especifica:

La gravedad específica es la relación del peso en aire de un volumen dado de un material a una temperatura prefijada al peso en aire de un volumen equivalente de agua destilada a la temperatura prefijada anteriormente.

La gravedad A.P.I. es una escala arbitraria escogida por el Instituto Americano del Petróleo en la cual la gravedad específica del agua pura es tomada como 10. Los líquidos que son más ligeros que el agua tendrán valores mayores que 10 y los líquidos más pesados que el agua tendrán valores menores que 10.

Los grados A.P.I. se calculan de la siguiente manera:

$$\text{Grados A.P.I.} = \frac{141.5}{\text{gr. esp. } 60/60^{\circ}\text{F}} - 131.5$$

donde:

gr. esp. = Gravedad Específica o Densidad Específica.

Esta prueba se hace para conocer el volumen de los productos -- del petróleo, ya que éstos son vendidos por volumen. Para llegar a un volumen correcto la gravedad debe ser conocida.

Para determinar la gravedad de los productos del petróleo se deberá hacer la prueba a cualquier temperatura entre 0 a 91°C -- (195°F).

La muestra se pone en el recipiente del hidrómetro, se quitan -- todas las burbujas de aire formadas con un papel filtro, se introduce el hidrómetro hasta que se estabiliza. Se sumerge dos escalas más y se suelta. Después de un tiempo el hidrómetro se estabiliza completamente y se toman los datos de temperatura y de la gravedad específica y se compara con la gravedad específica del agua pura. Si se quiere la gravedad A.P.I. se calcula -- con la fórmula anterior.

Viscosidad:

Es la propiedad que tiene un aceite a fluir bajo temperaturas definidas.

Esta propiedad se mide en un aceite para poder determinar su viscosidad a las temperaturas de operación, ya que con ésta se sabrá la fricción que tiene el fluido consigo mismo. Un cambio en la viscosidad indicará una inestabilidad por oxidación o contaminación. Para determinar la viscosidad de un aceite se usa un viscosímetro Saybolt que mide el tiempo en segundos necesarios para que 60 ml. de aceite fluyan a través de un orificio estándar bajo una carga estándar y a una temperatura dada. Las temperaturas más comunes para esta prueba son de 38°C y 99°C -- (100°F y 210°F).

La viscosidad cinemática es la propiedad que tiene un aceite de fluir a través de un tubo capilar bajo la fuerza de gravedad. Sus unidades son el stoke (st) o el centistoke (cst), y una medida en segundos puede ser convertida en centistokes multiplicándolo por la constante del viscosímetro. El viscosímetro seleccionado deberá dar un tiempo de emisión superior a los 200 segundos.

Los viscosímetros son calibrados usando aceites estándares con viscosidades establecidas con referencia al agua en viscosímetros patrones. La constante del viscosímetro es por lo general de 0.1200 cst/seg.

La relación existente entre la viscosidad y la viscosidad Saybolt está representada en la tabla del ASTM-D-445, anexa.

La relación entre la viscosidad dinámica o absoluta y la cinemática es la siguiente:

$$\frac{\text{VISCOSIDAD ABSOLUTA}}{\text{DENSIDAD ESPECIFICA}} = \text{VISCOSIDAD CINEMATICA}$$

Indice de Viscosidad:

Es un número arbitrario usado para caracterizar la variación de la viscosidad cinemática de los productos del petróleo con la temperatura para aceite con viscosidad cinemática similar. Entre más alto sea el índice de viscosidad menor será el efecto de temperatura en su viscosidad cinemática.

Este índice se calcula de la siguiente manera:

$$VI = \frac{L - U}{L - H} \times 100$$

donde:

L = Viscosidad cinemática, en cst, a 38°C (100°F) de un aceite

TABLA ASTM - D - 445

RELACION ENTRE LA VISCOSIDAD Y LA

VISCOSIDAD SAYBOLT

VISCOSIDAD cst	VISCOSIDAD UNIVERSAL SAYBOLT, seg		VISCOSIDAD cst	VISCOSIDAD UNIVERSAL SAYBOLT, seg	
	A 100 F	A 210 F		A 100 F	A 210 F
2.0	32.6	32.9	31.0	145.7	146.8
2.5	34.4	34.7	32.0	150.3	151.2
3.0	36.0	36.3	33.0	154.7	155.6
3.5	37.6	37.9	34.0	159.2	160.3
4.0	39.1	39.4	35.0	163.7	164.9
4.5	40.8	41.0			
5.0	42.4	42.7			
6.0	45.8	46.0	36.0	168.2	169.4
7.0	48.8	49.1	37.0	172.7	173.9
8.0	52.1	52.5	38.0	177.3	178.5
9.0	55.5	55.9	39.0	181.8	183.0
10.0	58.0	58.3	40.0	186.3	187.6
11.0	62.4	62.9	41.0	190.8	192.1
12.0	66.0	66.5	42.0	195.3	196.7
13.0	69.5	70.3	43.0	199.8	201.2
14.0	73.0	74.1	44.0	204.4	205.9
15.0	77.4	77.9	45.0	209.1	210.5
16.0	81.3	81.9	46.0	213.7	215.2
17.0	85.3	85.9	47.0	218.3	219.8
18.0	89.4	90.1	48.0	222.9	224.5
19.0	93.6	94.2	49.0	227.6	229.1
20.0	97.8	98.5	50.0	232.1	233.8
21.0	102.0	102.8	55.0	255.2	257.0
22.0	106.4	107.1	60.0	278.3	280.2
23.0	110.7	111.4	65.0	301.4	303.5
24.0	115.0	115.6	70.0	324.4	326.7
25.0	119.3	120.1			
26.0	123.7	124.5	mes de	Saybolt	Saybolt
27.0	128.1	129.0	70.0	segunda =	segunda =
28.0	132.5	133.4		centistokes	centistokes
29.0	136.9	137.9		X 4.635	X 4.667
30.0	141.3	142.3			

de índice de viscosidad cero, teniendo la misma viscosidad cinemática a 99°C (210°F) como el aceite cuyo índice de viscosidad debe ser calculado.

U = Viscosidad cinemática en cst a 38°C (100°F) del aceite cuyo índice de viscosidad debe ser calculado.

H = Viscosidad cinemática en cst a 38°C (100°F) de un aceite con índice de viscosidad de 100, teniendo la misma viscosidad cinemática a 99°C (210°F) como el aceite cuyo índice de viscosidad debe ser calculado.

V. I. = Índice de Viscosidad.

Los valores de L y H son obtenidos de la Tabla "A" anexa del - ASTM-D-2270, teniendo como dato de entrada la viscosidad cinemática a 99°C (210°F) en cst.

Nota: Debe cumplirse que $U \geq H$ para que la fórmula sea válida.

Temperatura de Congelación:

O también llamada punto de congelación de un aceite, es la temperatura mínima a la cual el aceite se congelará o fluirá bajo condiciones prescritas cuando se congela sin ninguna perturbación a un rango prefijado.

Para determinar el punto de congelación, se congela una muestra de aceite en un recipiente de prueba bajo condiciones específicas; la temperatura se va disminuyendo en 5° hasta que no haya movimiento aparente en la superficie del aceite cuando al recipiente de prueba se le pone en posición vertical por cinco segundos. Esta temperatura es registrada como el punto sólido. Por definición el punto de congelación es 5° superior a esta temperatura.

El punto de congelación es de importancia ya que se establece la temperatura más baja a la cual el aceite es suficientemente fluido para ser bombeado. Sin embargo, muchos aceites pueden ser bombeados a temperaturas menores a este punto de congelación.

- Número o Índice de Neutralización:

Es un número que muestra los cambios relativos en un aceite bajo condiciones de oxidación. Mide el desarrollo de productos -

perjudiciales o nocivos de los aceites.

Expresa los miligramos de hidróxido de potasio (KOH) necesarios para neutralizar el ácido en un gramo de aceite.

Esta prueba se hace poniendo una muestra de aceite, previamente pesada, con solvente titulador que es una solución alcohólica de hidróxido de potasio a un punto final definitivo. Se le -- agrega un indicador para medir la acidez del producto; esta solución deberá de cambiar de un color naranja a un color verde o azul-verde. El indicador que se usa es una solución de para-- naptobencina.

El número de neutralización se calcula de la siguiente manera:

$$\frac{A \times 5.61}{B} = N.N.$$

donde:

A = Total de solución de titulador en ml.

B = Peso de la muestra usada.

N. N. = Número de neutralización.

Tensión Superficial e Interfacial:

La tensión interfacial es la fuerza requerida para sacar un anillo de alambre de platino de la superficie del agua hacia una capa de aceite flotante.

La tensión superficial del aceite es la fuerza requerida para sacar un anillo de alambre de platino de la superficie del aceite hacia el aire que está sobre él.

La tensión interfacial indica la presencia de compuestos que tienen una atracción al agua. Mientras que la tensión superficial indica la resistencia de un material de desplegarse o de mojar una superficie.

Ambas se determinan midiendo la fuerza con un alambre de torsión que levanta un anillo de platino. El alambre de torsión está -- sujetado a una escala graduada en dinas por centímetros.

Las principales propiedades termodinámicas de los aceites orgánicos y minerales, se muestran en la Tabla "B".

Hasta aquí se han explicado las características de la prensa, -- los cambios que se pueden hacer con la temperatura de vulcanización y la teoría sobre el vapor y fluido térmico, por lo que se procederá a determinar la cantidad de calor necesario para calentar el proceso, y después poder determinar a su vez el equipo -- que lo pueda generar.

TABLA "B"
PROPIEDADES TERMODINAMICAS DE LOS ACEITES ORGANICOS
Y MINERALES

PROPIEDADES	ACEITES ORGANICOS	ACEITES MINERALES
Relación de temperatura de operación °C (°F)	16 a 399 (60 a 750)	-1 a 316 (30 a 600)
Temperatura de congelación °C (°F)	12 (54)	-15 (5)
Punto de inflamación C.A.C. °C (°F)	124 (255)	177 (350)
Punto de ignición C.A.C. °C (°F)	135 (275)	207 (404)
Temperatura máxima de película °C (°F)	429 (805)	329 (625)
Temperatura máxima del fluido °C (°F)	399 (750)	316 (600)
Densidad absoluta 300°F Kg/m ³ (lb/pie ³)	956.30 (59.69)	874.81 (54.61)
Gravedad específica a 300°F	0.96	0.88
Gravedad A.P.I.	-----	15.1
Calor Especifico a 300°F J/Kg°C (BTU/lb°F)	1917.51 (0.458)	2030.6 (0.485)
Conductividad térmica a 300°F W/cm °C (BTU/hr pie ² °F/pie)	0.0012 (0.072)	0.0011 (0.065)
Viscosidad absoluta Cps (lb/pie hr)	0.6 (1.45)	2.4 (5.81)
Tensión superficial dinas/cm	43	42
§ Carbón Conradson	0.011	0.010
Prueba de corrosión	Aprobado	Aprobado
Prueba de oxidación	Aprobado	Aprobado
Indice de neutralización	0.045	0.040

NOTA:

C.A.C. = Copa Abierta de Cleveland.

ASTM = American Society for Testing and Materials.

mgs KOH = Miligramos de hidróxido de potasio.

S.U.S. = Saybold Universal Second.

A.P.I. = American Petroleum Institute.

Cps = Centipoises.

Información obtenida de: Perry/Chilton; Chemical Engineers' Handbook. Ed. McGraw Hill, 5a. Edición.

2.4 DETERMINACION DE LA CANTIDAD DEL FLUJO DE CALOR.

A continuación se hará un balance térmico para determinar el equipo (caldera vapor y/o calentador fluido térmico) adecuado, que suministre el calor necesario para llegar a la temperatura de vulcanización ideal ($193^{\circ}\text{C} = 380^{\circ}\text{F}$), previamente determinada en el laboratorio, como se mencionó en el punto 2.1, (6).

Para seleccionar este equipo se calculará el calor o energía calorífica necesaria para calentar cada parte de la prensa, es decir, que se denominará a la energía para calentar cada plato como q_1 , a la del molde como q_2 y a la del hule como q_3 . De éstas, se tomará la que resulte más alta de la comparación entre la energía necesaria para calentar cada plato (q_1) contra la energía necesaria para calentar el molde y el hule ($q_2 + q_3$), es decir, si q_1 es mayor, cubrirá las demandas de $q_2 + q_3$, pero si $q_2 + q_3$ resultaran mayores, se tomarán estas últimas.

Para determinar dicho equipo hay que tomar en cuenta lo siguiente:

- Calentamiento Inicial. Arranque del equipo a la temperatura de operación; ésta se calcula de la siguiente manera:

$$\text{Calentamiento Inicial} = \frac{\text{Calor absorbido por el material}}{3412} + \left[\frac{\text{Pérdida de Calor a la temperatura final}}{2000} \times \text{Tiempo de Calentamiento} \right]$$

El calor absorbido por el material (C.A.) se determina como sigue:

C.A. = Peso del material x peso especifico x diferencia de temperaturas.

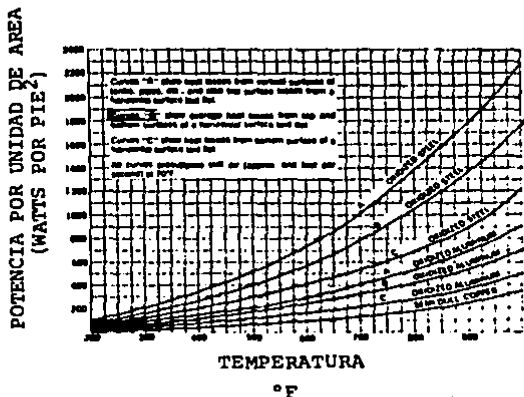
El peso del material, a su vez, se determina así:

Peso material = Largo x ancho x grueso x peso especifico.

Las pérdidas de calor se determinan multiplicando el área de transferencia por los watts/pie² de pérdidas obtenidas de la Tabla "C".

TABLA "C"

PERDIDAS DE CALOR PARA UNA SUPERFICIE NO AISLADA



Para obtener la capacidad total de calentamiento se divide el - total por las horas de calentamiento.

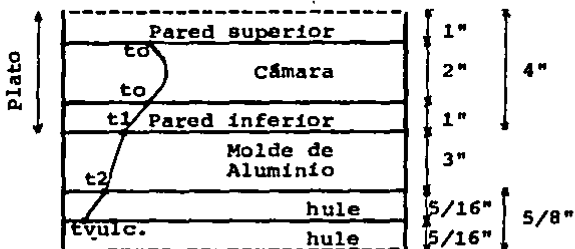
Calentamiento de Operación (C.O.) o calor necesario para mantenerlo a la temperatura deseada, se obtiene de la siguiente manera:

$$C.O. = \frac{\text{Calor absorbido por el material por hora}}{3412} + \frac{\text{Pérdidas de calor de la superficie}}{1000}$$

El calor absorbido por el material por hora es igual al peso del material por el calor absorbido por la diferencia de temperatura.

Las pérdidas de calor de la superficie se calculan igual que las otras.

Las características del equipo a analizar, son las siguientes:



Dimensión platos: 0.102 x 0.35 x 3.7 m. (4" x 14" x 12")
 Dimensión moldes: 0.08 x 0.25 x 3.5 m. (3" x 10" x 140")
 Dimensión amarres: 0.08 x 0.35 x 0.05m. (3" x 14" x 2")
 Dimensión hule: 0.016 x 0.25 x 3.5 m. (5/8" x 10" x 140")

Total platos por prensa = 5 to = 223°C (433°F)
 Total moldes por prensa = 4 t1 = 213°C (415°F)
 Total amarres por prensa = 8 t2 = 203°C (397°F)
 tvulc. = 193°C (380°F)
 tamb = 25°C (77°F)

Tiempo de calentamiento: = 1 hora
 Tiempo ciclo vulcanización: = 1/4 hr. = 0.25 hr.
 Tiempo calentamiento hule: = 0.005 hr.

PESO ESPECIFICO

CALOR ESPECIFICO

Acero 7,801 Kg/m ³ (487lb/pie ³)	Acero 502.4 J/Kg°C (0.12Btu/lb°F)
Aluminio 2,691 Kg/m ³ (168lb/pie ³)	Aluminio 963.0 J/Kg°C (0.23Btu/lb°F)
Hule 1,198 Kg/m ³ (74.8lb/pie ³)	Hule 2009.7 J/Kg°C (0.48Btu/lb°F)

De todo lo anterior y trabajando en sistema inglés y por prensa se tiene:

Para el Acero:

$$\text{Peso del material} = 5 \times (4 \times 14 \times 144) \text{ pulg}^3 \left(\frac{1 \text{ pie}^3}{1728 \text{ pulg}^3} \right) \left(487 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \right)$$

Peso del material = 11,363 lb = 5,154 Kg.

Calentamiento inicial = C.A. + pérdidas = q_1

$$\text{C.A.} = 11,363 \text{ lb} \times 0.12 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \times (415 - 77)^\circ\text{F}$$
$$\frac{\text{1 hr.} \times 3412}{\text{1 hr.} \times 3412}$$

$$\text{C.A.} = 135 \text{ Kw.} = 460,897 \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}} = 116,146 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr.}}$$

$$\text{Area de transferencia} = \frac{14 \times 144}{144} \times 5 = 70 \text{ pies}^2$$

$$\text{Pérdidas de calor} = \frac{(70 \text{ pies}^2) \left(\frac{285 \text{ watts}}{2000} \right)}{(1 \text{ hr})} \times 0.25 \text{ hr.}$$

$$\text{Pérdidas de calor} = 2 \text{ Kw.} = 8509 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 2,144 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

$$q_1 = (460,897 + 8,509) \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 469,406 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Aplicando un 20% de factor de seguridad tenemos:

$$q_1 = 469,406 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \times 1.2 = 563,287 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$q_1 = 563,287 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 141,948 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Para el Aluminio:

Se tomará en consideración el molde y los amarres.

$$q_2 = (\text{C.A.} + \text{Pérdidas}) \text{molde} + (\text{C.A.} + \text{Pérdidas}) \text{amarres.}$$

Empezando por los moldes:

$$\text{Peso del material} = 4 \times (3 \times 10 \times 140) \text{pulg}^3 \times \frac{1 \text{ pie}^3}{1728 \text{ pulg}^3} \times 168 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$$

$$\text{Peso del material} = 1633 \text{ lb} = 741 \text{ Kg.}$$

$$\text{C.A.} = \frac{1633 \text{ lb} \times 0.23 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \times (397-77)^\circ\text{F}}{(1\text{hr}) (3412)}$$

$$\boxed{\text{C.A.} = 35 \text{ Kw} = 120,213 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 30,294 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}}$$

$$\text{Area de transferencia} = \frac{4 \times 140 \times 10}{144} = 39 \text{ pies}^2$$

$$\text{Pérdidas} = \frac{39 \text{ pies}^2 \left(110 \frac{\text{watts}}{\text{pie}^2} \right) \times 0.25 \text{ hr.}}{2000 (1 \text{ hr})}$$

$$\boxed{\text{Pérdidas} = 0.54 \text{ Kw.} = 1,830 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 461 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}}$$

Siguiendo por los amarres

$$\text{Peso del material} = 8 \times (3 \times 14 \times 2) \text{pulg}^3 \left(\frac{1 \text{ pie}^3}{1728 \text{ pulg}^3} \right) \left(168 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \right)$$

Peso del material = 65 lb = 30 Kg.

$$C.A. = \frac{(65 \text{ lb}) (0.23 \text{ BTU}) (397-77)^{\circ}\text{F}}{(1 \text{ hr}) (3,412)} \frac{\text{lb}^{\circ}\text{F}}{\text{hr}}$$

$$C.A. = 1.5 \text{ Kw} = 4,809 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 1,212 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

$$\text{Area de transferencia} = \frac{8 \times 14 \times 2}{144} = 2 \text{ pies}^2$$

$$\text{Pérdidas} = \frac{(2 \text{ pies}^2) (110 \text{ Watt/pie}^2)}{2000 (1\text{hr})} \times 0.25 \text{ hr.}$$

$$\text{Pérdidas} = 0.03 \text{ Kw} = 94 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 24 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

$$q_2 = \left(120,213 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} + 1,830 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \right) \text{molde} + \left(4,809 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} + 94 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \right) \text{amarres}$$

$$q_2 = 126,946 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \times 1.2 = 152,335 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$q_2 = 152,335 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 38,389 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Para el Hule:

$$\text{Peso del material} = 4 \times \left(\frac{5}{16} \times 10 \times 140 \right) \text{ pulg}^3 \left(\frac{1 \text{ pie}^3}{1728 \text{ pulg}^3} \right) \left(74.8 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \right)$$

Peso del material = 76 lb = 34 Kg.

$$\text{C.A.} = \frac{(76 \text{ lb}) (0.48 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}) (380-77)^\circ\text{F}}{(0.05 \text{ hr}) (3412)}$$

$$\text{C.A.} = 65 \text{ Kw} = 220,348 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 55,528 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

$$\text{Pérdidas} = \frac{39 \text{ pies}^2 (110 \frac{\text{Watt}}{\text{pie}^2})}{1000 (0.05 \text{ hr})} \times 0.25 \text{ hr.}$$

$$\text{Pérdidas} = 21 \text{ Kw} = 73,187 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 18,443 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

$$q_3 = 220,348 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} + 73,187 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 293,536 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$q_3 = 293,536 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \times 1.2 = 352,243 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$q_3 = 352,243 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 88,765 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Resumiendo los datos obtenidos del balance térmico tenemos:

	<u>C.A. (BTU/hr)</u>	<u>PERDIDAS (BTU/hr)</u>	<u>TOTAL (BTU/hr)</u>
Platos	460,897	8,509	563,287 = q_1
Aluminio	125,022	1,925	152,335 = q_2
Hule	220,348	73,187	352,243 = q_3

Viendo lo anterior, se toma la parte de la prensa que necesita mayor generación de calor, o sea que al calentar los platos, - el aluminio y el hule quedarán cubiertos. Por lo tanto, se to mará para la selección de la caldera y el calentador, el calor

que se necesita para calentar los platos, que es de 141,948 $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$ (563,287 $\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$) por prensa y por el total del equipo (las 4 prensas) será 567,792 $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$ (2,253,148 $\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$).

2.5 SISTEMA DE VAPOR.

2.5.1 Caldera de Vapor.

En este punto se definirán las principales características de la caldera comercial, así como las dimensiones de la tubería, con sus diámetros y cédulas, además de las resistencias por conducción (número de Prandtl) y por convección (número de Nusselt).

La caldera se define tomando en cuenta el calor necesario para calentar el equipo (567,792 Kcal/hr = 2,253,148 BTU/hr); si un caballo caldera (C.C.) es equivalente a 8,435 Kcal/hr (33,472 BTU/hr), trabajando en sistema inglés se tendrá una caldera de la siguiente capacidad (5):

$$2,253,148 \text{ BTU/hr} \times \frac{1 \text{ C.C.}}{33,472 \text{ BTU/hr}} = 67.31 \text{ C.C.}$$

Por lo que la caldera comercial será de 80 C.C. operando a su máxima capacidad, esto no es conveniente porque su vida útil será muy corta, por lo que el fabricante recomienda una caldera de --

100 C.C., ya que ésta operará a 3/4 de su capacidad.

Existen en el mercado dos tipos de calderas comerciales que podrían satisfacer la demanda del sistema y son la de tubos de -- humo y la de tubos de agua. Las principales características de éstas son (5):

CARACTERISTICAS	TUBOS DE HUMO	TUBOS DE AGUA
Capacidad térmica Kcal/hr (BTU/hr)	845,000 (3,351,000)	842,940 (3,345,000)
Evaporación desde y hasta 100°C (212°F) Kg/hr (lb/hr)	1,565 (3,450)	1,570 (3,462)
Capacidad del suavizador gr(lb)	125,000 (17.86)	125,000 (17.86)
Dimensiones mm (pulg) (largo x ancho x alto)	4,826 x 1,600 x 1,956 (190 x 63 x 77)	2110 x 1980 x 2360 (83 x 78 x 93)
Presión máxima de operación MPa (psia)	1.96 (284)	3.0 (440)
Temperatura máxima de operación °C (°F)	211 (412)	234 (454)
Diámetro brida vapor mm (pulg)	102 (4)	51 (2)
Diámetro brida alimentación mm (pulg)	32 (1 1/4)	25 (1)
Eficiencia %	40	55

Como la temperatura de operación del sistema es de 223°C (433°F), la presión será según las tablas termodinámicas del vapor de -- 2.45 MPa (355 psia), por lo que se utilizará una caldera de tubos de agua.

Las principales condiciones a la entrada y salida de la caldera son:

PROPIEDADES	A LA ENTRADA	A LA SALIDA
Fase del fluido	Líquido comprimido	Vapor saturado
Presión (psia)	Atmosférica = 12.3078	355
Temperatura (°F)	203	433
Entalpía (BTU/lbm)	171.091	1,204.95
Viscosidad (Cps)	0.3	0.021
Densidad (lbm/pie ³)	60.0422	0.7621
Volumen específico (pie ³ /lbm)	0.0166544	1.31223
Conductividad térmica [BTU/(hr pie ²) (°F/pie)]	0.39	0.018
Calor específico (BTU/lb°F)	1.1	0.48

2.5.2 Línea de Vapor.

a) Cálculo del Flujo Másico:

Este se determinará por la cantidad de calor latente que puede generar la caldera, tomando en cuenta las siguientes condiciones de operación:

A la entrada:

Líquido saturado a una temperatura de entrada de 95°C (203°F).

A la salida:

Vapor saturado a una temperatura de salida de 223°C (433°F) y a una presión de 2.4 MPA (355 psia).

El flujo de calor que se tomará para cálculos será el máximo; como ya se vió, es q_1 ; a estas condiciones el flujo másico será:

$$q_t = \dot{m}_{tv} (hg-hf) \quad \text{despejando } \dot{m}_{tv} = \frac{q_t}{(hg-hf)}$$

De donde:

q_t = Calor necesario para calentar todo el proceso.

\dot{m}_{tv} = Flujo másico total del vapor.

hg = Entalpia del vapor saturado.

hf = Entalpia del líquido saturado.

q_t = 2,253,148 BTU/hr = 567,792 Kcal/hr.

* hg = 1,204.95 BTU/lbm = 669.54 Kcal/Kg.

* hf = 171.091 BTU/lbm = 95.12 Kcal/Kg.

* Datos obtenidos de la tabla anterior.

$$\dot{m}_{tv} = \frac{2,253.48 \text{ BTU/hr}}{(1,204.95 - 171.091) \text{ BTU/lbm}}$$

$$\dot{m}_{tv} = 2,179.36 \text{ lbm/hr} = 988.37 \text{ Kgm/hr}$$

Y de cada prensa:

$$\dot{m}_v = 544.84 \text{ lbm/hr} = 247.09 \text{ Kgm/hr}$$

b) Cálculo de la Tubería y Caída de Presión del Sistema de Alimentación:

Para determinar el diámetro de la tubería hay que tomar en cuenta la velocidad y la caída de presión dentro del sistema; la velocidad no deberá ser mayor a los 50.8 m/seg (10,000 pies/min), para evitar ruidos. Y la caída de presión no deberá ser mayor al 5% de la presión de operación (17.75 psi = 122.4 KPa), para evitar tener un vapor sobrecalentado en el sistema.

Las fórmulas que se van a utilizar para la selección de la tubería y caída de presión del sistema serán:

$$\text{Para la velocidad} \quad v = 3.06 \frac{\dot{m} \sqrt{v}}{d^2}$$

$$\text{Para el diámetro} \quad d = (3.06 \frac{\dot{m} \sqrt{v}}{v})^{1/2}$$

$$\text{Para el número de Reynold's} \quad Re = 123.9 \frac{dv\rho}{\mu}$$

$$\text{Para la caída de presión por cada 100 pies} \quad \Delta P_{100} = 0.000336 \frac{f v m^2}{d^5}$$

Para la caída de presión total $\Delta P_{tot} = \Delta P_{100} \times \frac{(L_{med} + L_{eq})}{100}$

Los datos de fricción, viscosidad, densidad, fueron obtenidos de las tablas respectivas del CRANE.

La nomenclatura de las anteriores fórmulas es:

V = Velocidad del vapor en pies/min.

v = Velocidad del vapor en pies/seg.

\bar{V} = Volumen específico del vapor en pies³/lbm.

m = Flujo másico total o parcial en lbm/hr.

d = Diámetro interno del tubo en pulg.

ρ = Densidad del vapor en lbm/pies³.

μ = Viscosidad del vapor en Cps.

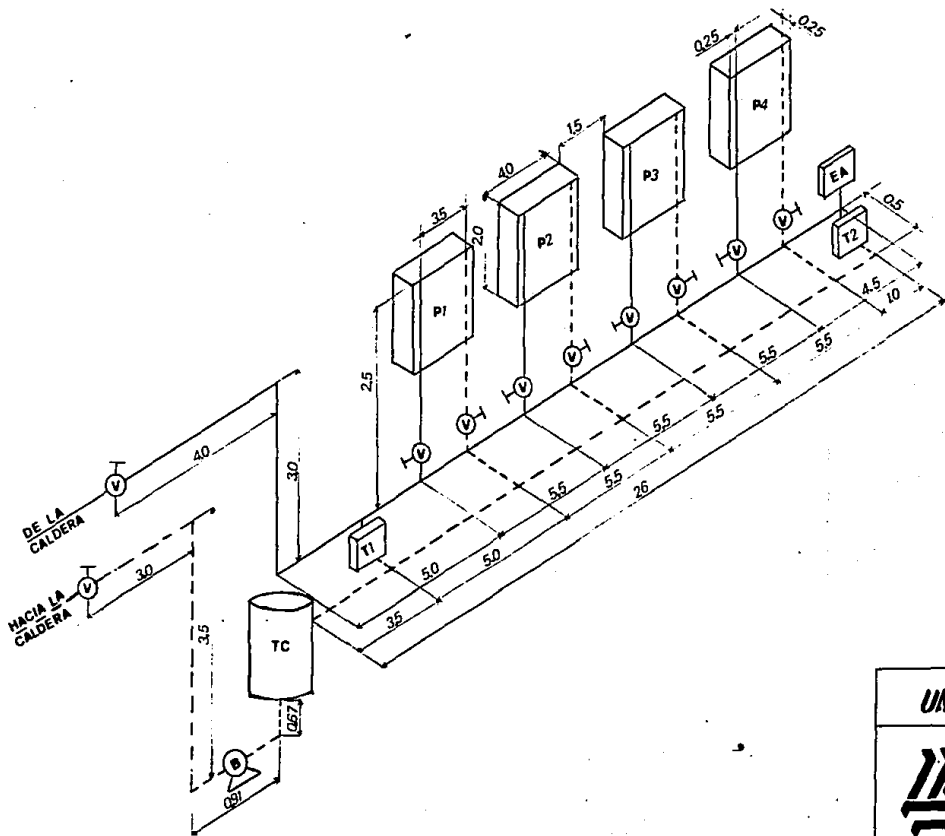
f = Factor de fricción, adimensional.

ϵ/D = Rugosidad relativa, adimensional.

Re = Número de Reynold's adimensional.

$\Delta P_{100,tot}$ = Caída de presión, por cada 100 pies o total en psi.

Para conocer la caída de presión total hay que tomar en cuenta la longitud total, ésta es la combinación de la longitud equivalente más la longitud medida de la tubería. Para obtener la longitud equivalente se toma en consideración los accesorios de la línea de alimentación, como se ve en la figura 3; éstas son, jun



SIMBOLO	DESCRIPCION
P1	Prensa No. 1
P2	Prensa No. 2
P3	Prensa No. 3
P4	Prensa No. 4
T1	Trampa No. 1
T2	Trampa No. 2
EA	Eliminador de aire
B	Bomba
V	Válvula de globo
TC	Tanque de condensados.

UNIVERSIDAD LA SALLE

RICARDO STOCCO A.

DISTRIBUCION DEL SISTEMA VAPOR

INGENIERIA

27XI87 | ACOT:M | FIG: 3

to con sus longitudes equivalentes, las siguientes (8):

1 Válvula de globo (ramal principal) (L/D) acc = 450

2 Codos std de 90° (ramal principal) (L/D) acc = 30

Tes std:

a) 2 Flujo a través del ramal principal (L/D) acc = 20

b) 2 Flujo a través de la pierna (L/D) acc = 60

Tes reducción:

a) 4 Flujo a través del ramal principal (L/D) acc = 20

b) 4 Flujo a través del ramal secundario (L/D) acc = 60

4 Válvulas de globo (ramal secundario) (L/D) acc = 450

Donde $Leq = \sum (L/D) \text{ acc} \times \text{No. acc}$

La longitud medida se obtiene tomando en cuenta la longitud de la tubería (L_{tub}) más la longitud de las dos piernas colectoras de condensados, éstas se calculan suponiendo que su longitud es igual a 2.5 veces su diámetro (d), para que funcionen eficientemente; por lo que la longitud medida (L_{med}) será:

$$L_m = L_{\text{tub}} + (2 \times 2.5)(d)$$

Substituyendo en las fórmulas anteriores se obtiene:

RAMAL SECUNDARIO

PROPOSICION	A	B	C	D	E
dnom2 (pulg)	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2
d2 (pulg)	0.546	0.742	0.957	1.278	1.5
V2 (pies/min)	7338.63	3973.7	2388.7	1339.5	972.4
Re (Adim)	300275.8	220959.1	171317.2	128288.1	109307.2
\mathcal{E}/D (Adim)	0.003	0.0024	0.0018	0.0014	0.0012
f (Adim)	0.026	0.025	0.024	0.023	0.022
ΔP_{100} (psi/100')	70.13	14.55	3.92	0.88	0.38
Lmed (pies)	32.81	32.81	32.81	32.81	32.81
Leq (pies)	92.82	126.14	162.69	217.26	255
ΔP_{tot} 2 (psi)	88.1	23.1	7.7	2.2	1.1

RAMAL PRINCIPAL

PROPOSICION	A	B	C	D	E
dnom1 (pulg)	1	1 1/2	2	2 1/2	3
d1 (pulg)	0.957	1.5	1.939	2.323	2.9
V1 (pies/min)	9555.1	3889.4	2327.6	1621.7	1044.6
Re (Adim)	685267.1	437206.5	338219.7	282314.0	227018.2
\mathcal{E}/D (Adim)	0.0019	0.0012	0.0009	0.0008	0.0006
f (Adim)	0.023	0.022	0.021	0.020	0.019

PROPOSICION	A	B	C	D	E
ΔP_{100} (psi/100')	60.0	6.07	1.6	0.62	0.19
Lmed (pies)	108.7	108.9	109.1	109.3	109.5
Leq (pies)	59.8	93.75	121.19	145.19	181.25
ΔP_{tot1} (psi)	101.1	12.3	3.7	1.6	0.55

La caída de presión total del sistema será:

PROPOSICION	A	B	C	D	E
ΔP_{tot2} (psi)	88.1	23.1	7.7	2.2	1.1
ΔP_{tot1} (psi)	101.1	12.3	3.7	1.6	0.55
$\Delta P_{sistema}$ (psi)	189.2	35.4	11.4	3.8	1.65

Como se ve en las tablas anteriores, la tubería que cumple mejor con lo propuesto al principio es la proposición C, ya que a medida que aumenta la presión, aumenta la temperatura, debido a que el vapor se vuelve sobrecalentado, y a medida que la presión disminuye lo hará también la velocidad, por lo que aumentarán los condensados.

Otra consideración de importancia será la de tomar en cuenta la caída de presión del punto más crítico del sistema, que en este caso será la del punto más lejano o sea la prensa 4; en esta prensa se puede presentar vapor sobrecalentado, debido a que se

maneja la misma temperatura a una presión más baja. Si se calcula el flujo másico a estas condiciones finales y éste es menor o mayor al 10% del flujo del vapor (Mv) que se está manejando, - se considerará despreciable este sobrecalentamiento, ya que no - afectará la vulcanización, como se podrá apreciar en los siguientes cálculos:

La longitud equivalente al punto más crítico, como se vio en la figura 3, consta de los siguientes accesorios (8):

1 Válvula de globo de 2 pulg	(L/D) acc = 450
1 Válvula de globo de 1 pulg	(L/D) acc = 450
2 Codos std. de 90° de 2 pulg	(L/D) acc = 30
Te reducción	
a) 1 Flujo a través del ramal principal	(L/D) acc = 20
b) 1 Flujo a través del ramal secundario	(L/D) acc = 60
Te std. de 2 pulg	
a) 1 Flujo a través del ramal principal	(L/D) acc = 20
b) 1 Flujo a través del ramal secundario	(L/D) acc = 60

$$\text{Leq. crit} = \sum (L/D) \text{ acc} \times \text{No. acc}$$

$$\begin{aligned} \text{Leq. crit} = & ((2) (30) (0.1616) + (1) (450) (0.1616) + (1) (450) (0.0797) \\ & + (1) (20) (0.1616) + (1) (60) (0.0797) + (1) (20) (0.1616) \\ & + (1) (60) (0.1616)) \text{ pies.} \end{aligned}$$

$$\boxed{\text{Leq. crit.} = 139.223 \text{ pies} = 42.44 \text{ m}}$$

La longitud medida al punto más crítico será:

$$L_{\text{med crit}} = (5+5.5+5.5+5.5+2.5+3+4)\text{m} \cdot \frac{(3.28 \text{ pies})}{1 \text{ m}} \\ + (2.5) \times (2 \text{ pulg}) \times \frac{(1 \text{ pie})}{12 \text{ pulg}}$$

$$| L_{\text{med.crit.}} = 102.12 \text{ pies} = 31.13 \text{ m} |$$

La longitud total al punto más crítico será:

$$L_{\text{tot.crit}} = (139.223 + 102.12) \text{ pies}$$

$$| L_{\text{tot.crit}} = 241.34 \text{ pies} = 73.56 \text{ m.} |$$

Si la caída de presión por cada 100 pies es $\Delta P_{100} = 3.92 \text{ psi}$, la caída de presión total al punto más crítico (ΔP_{tc}) será:

$$\Delta P_{\text{tc}} = 3.92 \text{ psi} \times \frac{241.34 \text{ pies}}{100 \text{ pies}}$$

$$| \Delta P_{\text{tc}} = 9.5 \text{ psi} = 65.5 \text{ KPa} |$$

La presión a las condiciones finales, de la prensa 4, será:

$$P_{\text{c}} = (355 - 9.5) \text{ psi}$$

$$| P_{\text{c}} = 345.5 \text{ psi} |$$

A estas condiciones la entalpia será:

$h_{\text{c}} = 1206.54 \text{ BTU/lbm}$ (dato obtenido de tablas termodinámicas de vapor sobrecalentado) y el flujo másico, por lo tanto será:

$$Mc = \frac{q_t}{hc-hf} \quad \text{de donde:}$$

Mc = Flujo másico a las condiciones de sobrecalentamiento.

q_t = Calor necesario para calentar la prensa.

hc = Entalpía del vapor sobrecalentado.

hf = Entalpía del líquido comprimido.

$$Mc = \frac{563,287 \text{ BTU/hr}}{(1206.54 - 171.09) \text{ BTU/lbm}}$$

$$\boxed{Mc = 544.003 \text{ lbm/hr} = 246.71 \text{ Kg/hr}}$$

Esto representa un 0.15% de variación por lo que es despreciable.

2.5.3 Línea Retorno de Condensados.

a) Cálculo del Flujo Másico:

El flujo másico que se va a manejar en la línea de retorno será igual al flujo de la línea de vapor, si éste fuera un flujo continuo; pero como a la salida de cada plato hay una trampa y éstas descargan a intervalos, el flujo será intermitente, por lo que la selección del equipo se hará suponiendo un flujo mayor y que todas las trampas descargan al mismo tiempo para evitar así que se ahogue el sistema.

Por lo que el flujo a manejar será el de la línea de vapor por un

factor de seguridad dado por el fabricante de las trampas; si las trampas a utilizar son termodinámicas (recomendada por el fabricante), se tendrá un factor de seguridad de 1.5, por lo que se tendrá:

El flujo másico total \dot{m}_{rt}

$$\dot{m}_{rt} = 2,179 \text{ lbm/hr} \times 1.5 = 3269.04 \text{ lbm/hr}$$

$$\dot{m}_{rt} = 3269.04 \text{ lbm/hr} = 1482.56 \text{ Kg/hr}$$

El tiempo de descarga de cada trampa será determinado como sigue (5):

$$\dot{m} = \frac{W \times C_p \times \Delta T}{L \times t} \quad \text{despejando}$$

$$t = \frac{W \times C_p \times \Delta T}{L \times \dot{m}} \quad \text{de donde:}$$

W = Peso del material (del plato) en lb.

Cp = Calor específico del material (del plato) en BTU/lb°F

ΔT = Diferencia de temperatura en °F

L = Calor latente del vapor en BTU/lb

\dot{m} = Flujo másico de cada plato en lb/hr = $\dot{m}_{rt}/4$ prensas/5 platos

t = Tiempo de descarga del condensado en hr.

Sustituyendo se tiene:

$$t = \frac{2272.6 \text{ lb} \times 0.12 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} \times (433-203)^\circ\text{F}}{(1204.95 - 171.091) \text{ BTU/lb} \times 163.452 \text{ lb/hr}}$$

$$t = 0.37 \text{ hr} = 22.27 \text{ min.}$$

b) Cálculo de la Tubería y Caída de Presión del Sistema de Retorno de Condensados.

Para determinar el diámetro de la tubería del retorno de condensados hay que tomar en cuenta que la contrapresión de la línea de retorno que actúa sobre la trampa no deberá ser mayor al 25% de la presión atmosférica, para que no exista ninguna reducción del flujo. La contrapresión se calcula, tomando en cuenta la caída de presión de diseño (la caída de presión normal por un 10% más) entre la presión atmosférica, es decir (5):

$$C.P. = \frac{\Delta P \times 1.1}{P_{atm}} \quad \text{de donde:}$$

C.P. = Contrapresión.

ΔP = Caída de presión.

P_{atm} = Presión atmosférica.

Despejando la caída de presión, para conocer la máxima pérdida del sistema, se tiene:

$$\Delta P = \frac{C.P. \times P_{atm}}{1.1} \quad \text{sustituyendo:}$$

$$\Delta P = \frac{0.25 \times 12.3078 \text{ psi}}{1.1}$$

$$|\Delta P = 2.8 \text{ psi} = 19.3 \text{ kPa}|$$

Las fórmulas que se van a utilizar para la selección de la tubería y sus caídas de presión serán (8):

$$v = 0.0509 \frac{h}{d^2 \rho} \quad \text{Para conocer la velocidad.}$$

$$d = (0.0509 \frac{h}{v \rho})^{1/2} \quad \text{Para conocer el diámetro.}$$

$$Re = 6.31 \frac{h}{d \mu} \quad \text{Para conocer el número de Reynold's}$$

$$\Delta P_{100} = 0.000336 \frac{f h}{d^5 \rho} \quad \text{Para conocer la caída de presión por cada 100 pies.}$$

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{100} \times \frac{(L_{med} + L_{eq})}{100} \quad \text{Para la caída de presión total.}$$

La nomenclatura es similar a las anteriores fórmulas. Los datos de fricción, viscosidad, densidad fueron obtenidos de las tablas del CRANE.

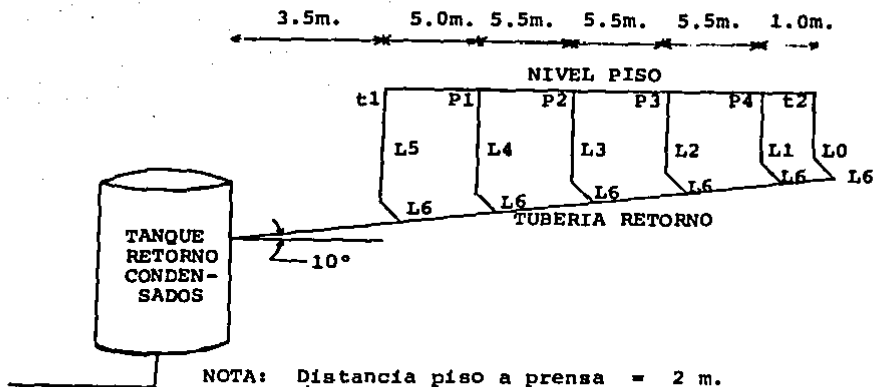
Para obtener la caída de presión total es necesario conocer la longitud total, ésta es la combinación de la longitud equivalente más la longitud medida de la tubería.

La longitud equivalente se obtiene tomando en consideración los accesorios de la línea del retorno de condensados, éstos son, - como se vió anteriormente en la figura 3, junto con sus longitudes equivalentes, las siguientes (8):

1 Codo std. 90° (ramal principal)	(L/D) acc = 30
Te reducción	
a) 1 Flujo a través del ramal principal	(L/D) acc = 20
b) 1 Flujo a través de la pierna	(L/D) acc = 60
Tes reducción	
a) 4 Flujo a través del ramal principal	(L/D) acc = 20
b) 4 Flujo a través del ramal secundario	(L/D) acc = 60
4 Codos std. 90° (ramal secundario)	(L/D) acc = 30
4 Válvulas de globo (ramal secundario)	(L/D) acc = 450

de donde $Leq = \sum (L/D) \text{ acc} \times \text{No. acc}$

Para conocer la longitud medida se tendrá que tomar en cuenta - que la tubería tiene una pendiente de 10 grados para que el condensado fluya por gravedad hasta el tanque de condensados, por lo que la longitud medida tendrá las siguientes dimensiones:



NOTA: Distancia piso a prensa = 2 m.
 L6 = Distancia entre tuberías = 0.5 m.

$$L_{t0} = 0.5 \text{ m} + 0 \text{ m} \tan 10^\circ = 0.5 \text{ m} = 1.64 \text{ pies}$$

$$L_{t1} = 2 \text{ m} + 0.5 \text{ m} + 1.0 \text{ m} \tan 10^\circ = 2.68 \text{ m} = 8.78 \text{ pies}$$

$$L_{t2} = 2 \text{ m} + 0.5 \text{ m} + 6.5 \text{ m} \tan 10^\circ = 3.65 \text{ m} = 11.96 \text{ pies}$$

$$L_{t3} = 2 \text{ m} + 0.5 \text{ m} + 12 \text{ m} \tan 10^\circ = 4.62 \text{ m} = 15.14 \text{ pies}$$

$$L_{t4} = 2 \text{ m} + 0.5 \text{ m} + 17.5 \text{ m} \tan 10^\circ = 5.59 \text{ m} = 18.33 \text{ pies}$$

$$L_{t5} = 0.5 \text{ m} + 22.5 \text{ m} \tan 10^\circ = 4.47 \text{ m} = 14.66 \text{ pies}$$

Por lo que la longitud del ramal secundario (LTs) será:

$$LT_s = 70.57 \text{ pies} = 21.51 \text{ m}$$

y la longitud del ramal principal será:

$$LT_p = 26 \text{ m} = 85.30 \text{ pies}$$

Sustituyendo en las fórmulas anteriores se obtiene:

RAMAL SECUNDARIO

PROPOSICION	F	G	H	I	J
dnom4 (pulg)	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2
d4 (pulg)	0.546	0.742	0.957	1.278	1.5
V4 (pies/seg)	2.32	1.26	0.76	0.42	0.31
Re (Adim)	31483.0	23166.7	17962.1	13450.5	11459.8
E/D (Adim)	0.0033	0.0024	0.0019	0.0014	0.0012
f (Adim)	0.029	0.030	0.031	0.032	0.033
ΔP_{100} (psi/100')	2.23	0.5	0.14	0.04	0.02
Lmed (pies)	70.57	70.57	70.57	70.57	70.57
Leq (pies)	92.82	126.14	162.69	217.26	255.0
ΔP_{tot4} (psi)	3.64	0.98	0.33	0.12	0.07

RAMAL PRINCIPAL

PROPOSICION	F	G	H	I	J
dnom3 (pulg)	1 1/4	1 1/2	2	3	3 1/2
d3 (pulg)	1.278	1.5	1.939	2.9	3.364
V3 (pies/seg)	1.70	1.23	0.74	0.33	0.24
Re (Adim)	53801.8	45839.2	35461.0	23709.9	20439.6
E/D (Adim)	0.0014	0.0012	0.0009	0.0006	0.0005
f (Adim)	0.026	0.025	0.020	0.019	0.018
ΔP_{100} (psi/100')	0.456	0.197	0.044	0.006	0.002
Lmed (pies)	85.3	85.3	85.3	85.3	85.3
Leq (pies)	13.85	16.25	21.01	31.42	36.44
ΔP_{tot3} (psi)	0.45	0.20	0.05	0.007	0.002

La caída de presión total del sistema será:

PROPOSICION	F	G	H	I	J
$\Delta P_{tot 4}$ (psi)	3.64	0.98	0.33	0.12	0.07
$\Delta P_{tot 3}$ (psi)	0.45	0.20	0.05	0.007	0.002
$\Delta P_{sistema}$ (psi)	4.09	1.18	0.38	0.127	0.072

Otras posibilidades que se analizarán, será cruzando los valores del ramal principal con los del secundario como se muestra en la siguiente tabla:

PROPOSICION	ΔP_{tot}^4 (psi)	ΔP_{tot}^3 (psi)	$\Delta P_{sist.}$ (psi)
1 F con F	3.64	0.45	4.09
2 F con G	0.98	0.45	1.43
3 F con H	0.33	0.45	0.78
4 F con I	0.12	0.45	0.57
5 F con J	0.07	0.45	0.52
6 G con F	3.64	0.20	3.84
7 G con G	0.98	0.20	1.18
8 G con H	0.33	0.20	0.53
9 G con I	0.12	0.20	0.32
10 G con J	0.07	0.20	0.27
11 H con F	3.64	0.05	3.69
12 H con G	0.98	0.05	1.03
13 H con H	0.33	0.05	0.38
14 H con I	0.12	0.05	0.17
15 H con J	0.07	0.05	0.12
16 I con F	3.64	0.007	3.647
17 I con G	0.98	0.007	0.987
18 I con H	0.33	0.007	0.337
19 I con I	0.12	0.007	0.127
20 I con J	0.07	0.007	0.077
21 J con F	3.64	0.002	3.642
22 J con G	0.98	0.002	0.982
23 J con H	0.33	0.002	0.332
24 J con I	0.12	0.002	0.122
25 J con J	0.07	0.002	0.072

Por lo que la mejor opción es la séptima, ya que es la que se aproxima a la condición inicial y tiene las velocidades más similares, en sus ramales.

La contrapresión con estas condiciones será:

$$C.P. = \frac{1.18 \text{ psi} \times 1.1}{12.3078 \text{ psia}} = 0.11; \text{ es decir, del 11\%}.$$

Como la contrapresión es menor del 25%, el porcentaje de reducción del flujo de la trampa (según la tabla D), será de cero, por lo que no habrá ninguna reducción en el flujo.

TABLA "D"
PORCENTAJE DE REDUCCION DE CAPACIDAD

%	PRESION ENTRADA Psig			
	5	25	100	200
25	6	3	0	0
50	20	12	10	5
75	38	30	28	23

Nota: Las presiones son a nivel del mar.

Por lo que las trampas a utilizar serán:

- a) 20 trampas (una por plato de cada prensa) con una capacidad de 74.13 Kg/hr (163.46 lb/hr).

El fabricante recomienda que estas trampas sean termodinámicas dispuestas como se muestra en la figura 4.

La trampa que cumple con esta capacidad es la de 9.5 mm (3/8 pulg), ya que su capacidad es de 450 Kg/hr (992.25 lb/hr) como se ve en la Gráfica "E" anexa.

b) 1 trampa después de la pierna colectora de condensados ubicada después de que la tubería de vapor baja a las trincheras, con una capacidad de 74.13 Kg/hr (163.46 lb/hr).

El fabricante recomienda usar la misma trampa pero conectada como se muestra en la figura 5.

c) 1 trampa al final de la línea que maneje 74.13 Kg/hr (163.46 lb/hr). El fabricante recomienda usar un sistema consistente de una te, por la parte superior se conecta un eliminador de aire y por la parte inferior una pierna colectora de condensados, con una trampa termodinámica, dispuesta como se muestra en la figura 6. La capacidad de esta trampa será de la misma capacidad que en el inciso a).

Los eliminadores de aire mencionados serán para una presión de operación de 2.4 MPa (355 lb/pulg²).

Se usarán filtros para vapor antes de cada trampa para así tener la máxima eficiencia de la trampa, evitando formación de sedimentos dentro de éstas, y fuguen vapor con el condensado. Estas serán del mismo diámetro de la tubería y/o mangueras.

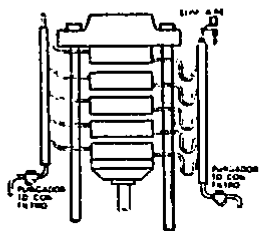


FIGURA 4

DISTRIBUCION DE TRAMPAS EN UNA PRENSA MULTIPLE.

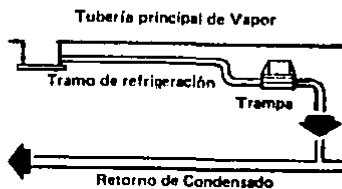


FIGURA 5

DISTRIBUCION DE LA PIERNA Y TRAMPA A MITAD DE LA LINEA.

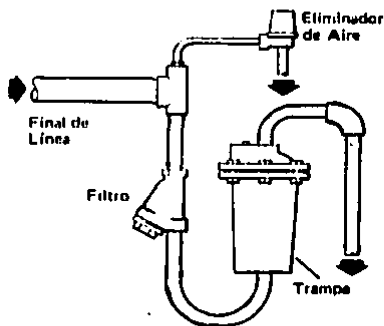
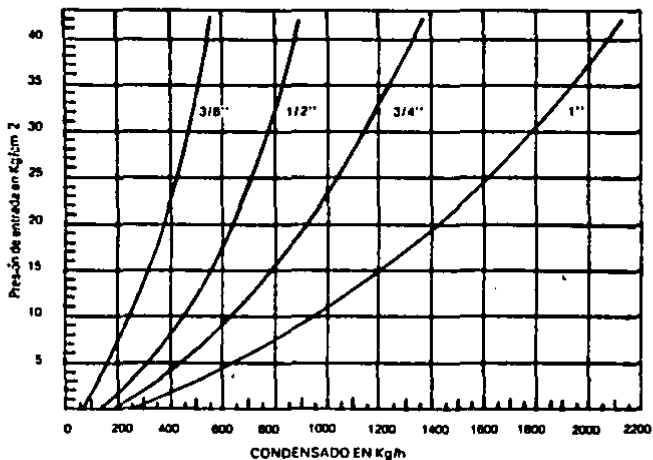


FIGURA 6

DISTRIBUCION DE ACCESORIOS PARA EL FINAL DE LA LINEA.

GRAFICO DE CAPACIDADES DE DESCARGA EN Kg/h A TEMPERATURAS DE VAPOR SATURADO



GRAFICA "E"

CAPACIDADES DE DESCARGA EN Kg/hr A TEMPERATURAS
DE VAPOR SATURADO

Hasta este punto se ha calculado la tubería y la caída de presión del sistema de alimentación y retorno de condensados hasta antes del tanque de condensados, por lo que se procederá a conocer el volumen necesario del tanque para que éste cumpla satisfactoriamente con las condiciones del sistema, es decir, que el volumen total deberá ser un 80% mayor del volumen de líquido que está llegando para que exista siempre una reserva de agua de alimentación. El volumen de líquido se hará suponiendo el flujo másico o gasto total que se tiene en el sistema y tomando un tiempo de retención en el tanque de 0.5 hr = 30 min, ya que no se sabe si todas las trampas descargan al mismo tiempo, sin dejar de tomar en cuenta que a éste se le suministra un 5% de agua tratada o suavizada, por todas las evaporaciones o pérdidas que hay en el sistema por alguna trampa u otra pequeña fuga que hubiera.

Por lo que el volumen de líquido será (5):

$V_l = Q t$ y si $Q = \dot{m} \bar{v}$ se tendrá

$V_l = \dot{m} \bar{v} t$ de donde:

V_l = Volumen del líquido en pies³

Q = Gasto en gal/hr.

t = Tiempo de retención en hr.

\dot{m} = Flujo másico en lb/hr.

\bar{v} = Volumen específico en pies³/lb

Sustituyendo se tendrá:

$$V1 = 3269.04 \text{ lb/hr} \times 0.0166544 \text{ pies}^3/\text{lbm} \times 7.481 \text{ gal/pie} \times 0.5 \text{ hr}$$
$$V1 = 203.65 \text{ gal} = 27.22 \text{ pies}^3 = 0.77 \text{ m}^3$$

Tomando en cuenta el 5% de suministro de agua tratada se tiene:

$$\underline{V1 = 203.65 \text{ gal} \times 1.05 = 213.83 \text{ gal.}}$$

El volumen total se obtiene considerando que el tanque estará lleno en un 80% de su capacidad, para dejar así espacio suficiente - para los tubos de descarga de condensados y agua tratada, como se ve en la figura 7, por lo que el volumen total del tanque será:

$$Vt = V1/0.8 = 213.83 \text{ gal}/0.8$$

$$\underline{Vt = 263.3 \text{ gal} = 35.7 \text{ pies}^3 = 1.012 \text{ m}^3}$$

Por lo que el tanque comercial será de 300 gal = 1.1 m³

Para determinar las dimensiones del tanque de condensados hay que tomar en cuenta la relación diámetro-altura, que según los fabricantes, debe de ser de 2 a 3 veces mayor que el diámetro, es decir:

$$1:2 < D/H < 1:3$$

La fórmula a utilizar para el cálculo del volumen será:

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 \times H; \text{ despejando } d = \sqrt{\frac{4V}{\pi H}}$$

de donde:

$$V = \text{Volumen del tanque en pies}^3 = 40.1 \text{ pies}^3$$

d = Diámetro en pies

H = Altura en pies

Sustituyendo se tiene:

H = pies	6	7	8	9	10
d = pies	2.9	2.7	2.5	2.3	2.25

Por lo que las dimensiones del tanque que cumplen con la anterior restricción, son:

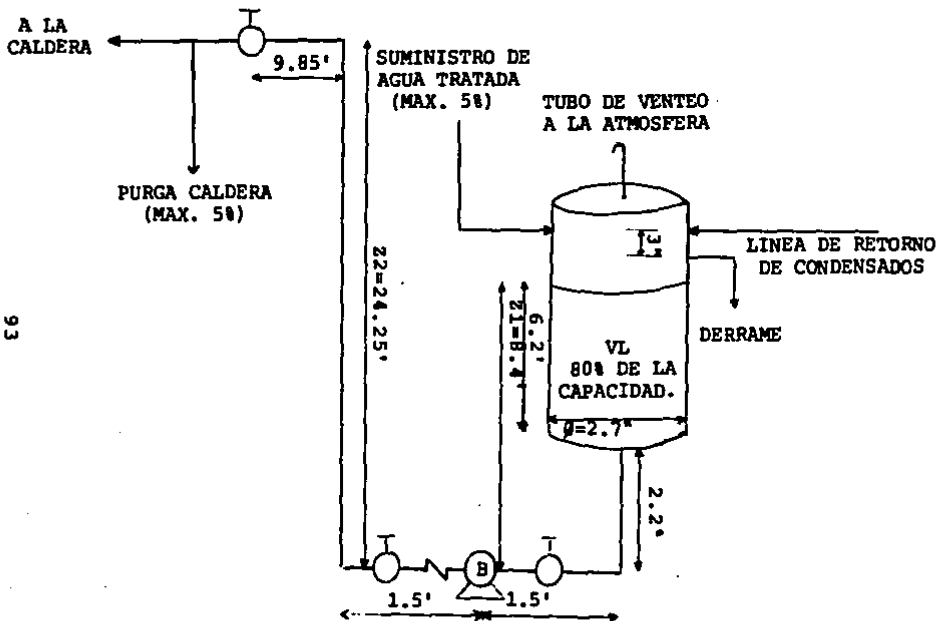
$$H = 7 \text{ pies}$$

$$d = 2.7 \text{ pies}$$

2.5.4 Sistema de Alimentación de la Caldera.

Aquí se analizarán las condiciones existentes entre el tanque de condensados y la entrada de la caldera, estas condiciones serán el flujo másico, la tubería, caída de presión y bomba de suministro.

La representación de este sistema se muestra en la figura 7 a -- continuación:



DISTRIBUCION DEL SISTEMA DE ALIMENTACION DE LA CALDERA

FIGURA 7

El flujo másico que se va a manejar en la bomba va a ser el de la línea de condensados más el 5% de agua tratada, por lo que será igual a (5):

$$\dot{m}_{rt} = 3269.04 \text{ lb/hr} \times 1.05 = 3432.5 \text{ lb/hr}$$

a) Cálculo de la Tubería y Caída de Presión de la Línea de Succión de la Bomba.

Para determinar el diámetro de la tubería de la succión de la bomba, así como la caída de presión, habrá que tomar en cuenta que la velocidad de succión no deberá ser mayor a 1.8 m/seg -- (6 pies/seg) y no menor a 0.9 m/seg (3 pies/seg) (8).

Las fórmulas que se van a utilizar para la selección de la tubería y caída de presión del sistema serán (8):

Para la velocidad $v = 0.0509 \frac{\dot{m}}{d^2 \rho}$

Para el número de Reynold's $Re = 123.9 \frac{dv \rho}{\mu}$

Para la caída de presión por cada 100 pies $\Delta P_{100} = \frac{0.1294 f D v^2}{d}$

Para la caída de presión total $\Delta P_{tot} = \Delta P_{100} \times \frac{(L_{med} + L_{eq})}{100}$

Para la longitud equivalente $L_{eq} = \sum (L/D) \text{ acc} \times \text{No. acc}$

La nomenclatura empleada es la misma que en las otras fórmulas, al igual que los datos de densidad y viscosidad del líquido comprimido.

Para obtener la longitud total, es necesario conocer la longitud medida y la equivalente, ya que con ésta se obtendrá la caída de presión total.

Los accesorios que se toman en cuenta para obtener la longitud equivalente, como se ven en la figura 7 son (8):

1 Codo de 90°std. (L/D) acc = 30

1 Válvula de globo (L/D) acc = 450

Sustituyendo se obtiene:

PROPOSICION	K	L	M	N	O
dnom5 (pulg)	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4
d5 (pulg)	0.493	0.622	0.824	1.049	1.38
V5 (pies/seg)	11.97	7.5	4.3	2.6	1.5
Re (Adim)	146339.7	115683.9	87865.2	67634.8	51332.4
\mathcal{E}/D (Adim)	0.0037	0.0029	0.0022	0.0017	0.0013
f (Adim)	0.028	0.027	0.026	0.025	0.024
ΔP_{100} (psi/100')	63.23	18.97	4.45	1.25	0.31
Lmed (pies)	3.7	3.7	3.7	3.7	3.7
Leq (pies)	19.72	24.88	32.96	41.96	55.2
ΔP_{tot} (psi)	14.81	5.42	1.63	0.57	0.18

Como se ve en la tabla anterior, la proposición M es la que mejor cumple lo propuesto al principio.

b) Cálculo de la Tubería y Caída de Presión de la Línea de Descarga de la Bomba.

Para determinar el diámetro de la tubería de la descarga de la bomba, así como la caída de presión, habrá que tomar en cuenta que la velocidad de descarga deberá estar entre 2.1 y 4.3 m/seg (7 y 14 pies/seg.) (8)

Las fórmulas que se van a utilizar para esta selección serán - las mismas utilizadas en el caso anterior de succión.

La longitud equivalente que se va a tomar en consideración, -- será como se vio anteriormente en la figura 7 y es la siguiente:

2 Codos std. de 90°	(L/D) acc = 30
2 Válvulas de globo	(L/D) acc = 450
1 Válvula de retención	(L/D) acc = 135

Sustituyendo se obtiene:

PROPOSICION	P	Q	R	S	T
dnom6 (pulg)	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4
d6 (pulg)	0.493	0.622	0.824	1.049	1.38
V6 (pies/seg)	11.97	7.5	4.3	2.6	1.5
Re (Adim)	146339.7	115683.9	87865.2	67634.8	51332.4
c/D (Adim)	0.0037	0.0029	0.0022	0.0017	0.0013
f (Adim)	0.028	0.027	0.026	0.025	0.024
ΔP_{100} (psi/100')	63.23	18.97	4.45	1.25	0.31
Lmed (pies)	35.6	35.6	35.6	35.6	35.6
Leq (pies)	44.98	56.75	75.19	95.72	125.93
ΔP_{tot6} (psi)	50.95	17.52	4.93	1.64	0.5

Como se ve en la tabla anterior, la proposición Q es la que cumple mejor con lo propuesto al principio.

c) Cálculo de la Bomba de Alimentación de la Caldera.

Aquí se determinarán los principales parámetros de la bomba, como son la carga, la potencia y la carga neta positiva de succión -- (NPSH), para así obtener la bomba comercial que satisfaga al sistema.

Se empezará el cálculo del NPSH disponible, de la siguiente manera (8):

$$\text{NPSH disp} = \frac{(P_s - P_{\text{vap}}) \times 2.31}{\gamma} + \Delta Z_1 - \frac{\Delta h_{fs} \times 2.31}{\gamma}$$

de donde:

P_s = Presión sobre la superficie del líquido en psia.

P_{vap} = Presión de vapor del líquido en psia.

γ = Gravedad específica, adimensional.

ΔZ_1 = Carga estática en pies.

Δh_{fs} = Pérdidas por fricción en la succión en psi.

Como el tanque está ventilado al medio ambiente, $P_s - P_{\text{vap}}$ será igual a cero.

La carga estática, como se vio en la figura 7, es 8.4 pies, y la caída de presión en la succión de la tubería de 3/4 es 1.63 psi.

La gravedad específica será calculada dividiendo la gravedad del líquido comprimido entre la del agua a temperatura ambiente, por lo que se tendrá:

$$\gamma = \frac{60.0442 \text{ lbm/pie}^3}{62.4 \text{ lbm/pie}^3} = 0.962$$

$$\boxed{\gamma = 0.962}$$

Sustituyendo:

$$\text{NPSHdisp} = 8.4 \text{ pies} - \frac{1.63 \text{ psi} \times 2.31}{0.962}$$

$$\underline{\text{NPSHdisp} = 4.49 \text{ pies columna líquido}}$$

Como este NPSH disponible es muy bajo, se tomará en consideración la tubería de 1 pulg, para no tener que modificar dimensiones de la tubería; la caída de presión de esta tubería es de 0.57 psi y su velocidad es de 2.6 pies/seg, (como se ve en la tabla de selección de tuberías de succión), que es muy cercana a los 30 pies/seg, así se tiene que el NPSHdisp será:

$$\text{NPSHdisp} = 8.4 \text{ pies} - \frac{0.57 \text{ psi} \times 2.31}{0.962}$$

$$\underline{\text{NPSHdisp} = 7.03 \text{ pies col. lig.}}$$

La carga de la bomba será calculada mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta H = \frac{(P_d - P_s) \times 2.31}{\rho} + \frac{\Delta P_{\text{cald}} \times 2.31}{\rho} + \Delta Z + \frac{\Delta h_{fd} \times 2.31}{\rho}$$

de donde:

ΔH = Carga en pies columna líquido

P_d = Presión de descarga de la caldera en psi

P_s = Presión de succión en psi

ΔP_{cald} = Caída de presión de la caldera en psi

- ΔZ = Elevación de la bomba a la entrada de la caldera en pies
 Δh_{fd} = Caída de presión en la descarga en psi
 ρ = Gravedad específica

La presión de succión será de cero, ya que se considerará inundada, la caída de presión de la caldera será de 17.75 psia (según el fabricante) y la elevación según la figura 7 es de 24.25 pies.

Sustituyendo se tiene:

$$\begin{aligned}
 \Delta H = & \frac{(355 \text{ psi} - 0) \times 2.31}{0.962} + \frac{17.75 \text{ psi} \times 2.31}{0.962} + 24.25 \text{ pies} \\
 & + \frac{17.52 \text{ psi} \times 2.31}{0.962}
 \end{aligned}$$

$$\underline{\Delta H = 961.38 \text{ pies columna líquido}}$$

Por lo que la carga de diseño será:

$$\Delta H_d = 961.38 \times 1.1 = 1057.5 \text{ pies col.liq.}$$

$$\underline{\Delta H_d = 1057.5 \text{ pies col.liq.}}$$

El gasto que se va a manejar, será calculado de la siguiente manera (10):

$$Q = \frac{m}{\rho} = \frac{\text{flujo másico}}{\text{densidad}} \quad \text{sustituyendo}$$

$$Q = \frac{3432.5 \text{ lbm/hr}}{60.0442 \text{ pies}^3/\text{lbm}} \times \frac{7.481 \text{ gal}}{1 \text{ pie}^3} \times \frac{1 \text{ hr}}{60 \text{ min}}$$

$$Q = 7.13 \text{ G.P.M.}$$

Y la de diseño $Q_d = 7.13 \times 1.1 = 7.8 \text{ G.P.M.}$

$$Q_d = 7.8 \text{ G.P.M.}$$

La potencia será igual a (8):

$$\text{Pot} = \frac{Q_d H_d^3}{3960 \eta}$$

Si la eficiencia (η) de una bomba centrífuga es del 60% aproximadamente, se tendrá, al sustituir:

$$\text{Pot} = \frac{7.13 \text{ G.P.M.} \times 961.38 \times 0.962}{3960 \times 0.6}$$

$$\text{Pot} = 2.78 \text{ H.P.}$$

La bomba comercial que satisface lo anterior, tiene las siguientes características:

NPSHreq = 4.5 pies col. liq.

Carga total = 1200 pies col. liq.

Potencia = 7.5 H.P.

Y es de múltiple etapa, es decir, que consta de 45 impulsadores en serie.

Como el $NPSH_{req} < NPSH_{disp.}$, la bomba no cavitará.

Por lo que el diámetro de las tuberías serán:

$d_{suc} = 1$ pulg.

$d_{des} = 1/2$ pulg.

2.5.5 Cálculo de las Cédulas de la Tubería.

Los espesores de la tubería se calcularán mediante la siguiente ecuación (2):

$$t_m = \frac{P D}{2 (SE + PY)} + C \quad \text{de donde:}$$

t_m = Espesor mínimo requerido.

P = Presión de diseño.

S = Esfuerzo máximo permisible.

D = Diámetro externo.

E = Eficiencia de la junta.

Y = Coeficiente del material.

C = Margen de seguridad que se añade para el roscado, resistencia mecánica y corrosión.

Como la tubería que se está utilizando es ASTM-A-106 grado C, su esfuerzo máximo permisible (S) a 316°C (600°F) es de 123.7 MPa - (18,050 psi); la eficiencia de la junta (E) por el método de ra-

diograffa por puntos es de 0.5; el coeficiente del material (γ) es de 0.4; y el margen de seguridad (C) es de 0.0032 m (0.125 pulg).*

La presión de diseño se obtiene (según el código ASME, sección 8) de la siguiente manera:

Presión de diseño (P) es igual a la presión de operación (P_o) - más un 10%, es decir $P = P_o \times 1.1$; por otra parte, si se toma en cuenta que la presión de diseño se basa en una escala con incrementos de 25 psi y cuya presión mínima de diseño es de 50 psi, la presión calculada ($P = P_o \times 1.1$) se remite a esta escala, y se toma el rango superior; es decir, si la presión de operación es de 355 psi, la presión de diseño calculada será $355 \times 1.1 = 390.5$ psi y la presión de diseño a tomar será de 400 psi.

Por lo que se tendrá:

Para el ramal principal de alimentación

$d_{nom1} = 2$ pulg

$D_1 = 2.375$ pulg

$P_o = 355$ psi

$P = 400$ psi

$$t_m = \frac{(400 \text{ psi})(2.375 \text{ pulg})}{2 ((18050 \text{ psi} \times 0.5) + (400 \text{ psi} \times 0.4))} + 0.125 \text{ pulg.}$$

* Datos obtenidos del: Robert Perry/Cecil Chilton; Manual del Ingeniero Químico; Ed. McGraw Hill, Sta. Edición, pág. 6-38 a 6-44.

$$| t_m = 0.177 \text{ pulg} = 4.5 \text{ mm} |$$

Lo que corresponde a una cédula 80, $t = 0.218$ pulg (ced 40,
 $t = 0.154$ pulg)

Para el ramal secundario de alimentación:

$$dnom\ 2 = 1 \text{ pulg}$$

$$D2 = 1.315 \text{ pulg}$$

$$P_o = 355 \text{ psi}$$

$$P = 400 \text{ psi}$$

$$t_m = \frac{400 \text{ psi} \times 1.315 \text{ pulg}}{2 ((18050 \text{ psi} \times 0.5) + (400 \text{ psi} \times 0.4))} + 0.125 \text{ pulg}$$

$$| t_m = 0.154 \text{ pulg} = 3.9 \text{ mm} |$$

Lo que corresponde a una cédula 80, $t = 0.218$ pulg
(ced 40, $t = 0.133$ pulg)

Para el ramal principal de retorno de condensados:

$$dnom3 = 1 \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

$$D3 = 1.9 \text{ pulg}$$

$$P_o = 12.3078 \text{ psi}$$

$$P = 50 \text{ psi}$$

$$t_m = \frac{(50 \text{ psi}) (1.9 \text{ pulg})}{2 ((18050 \text{ psi} \times 0.5) + (50 \text{ psi} \times 0.4))} + 0.125 \text{ pulg}$$

$$t_m = 0.130 \text{ pulg} = 3.3 \text{ mm}$$

Lo que corresponde a una cédula 40, $t = 0.145$ pulg
(ced 80, $t = 0.2$ pulg)

Para el ramal secundario de retorno de condensados:

$$d_{nom4} = 3/4 \text{ pulg}$$

$$D_4 = 1.050 \text{ pulg}$$

$$P_o = 12.3078 \text{ psi}$$

$$P = 50 \text{ psi}$$

$$t_m = \frac{(50 \text{ psi})(1.050 \text{ pulg})}{2((18050 \text{ psi} \times 0.5) + (50 \text{ psi} \times 0.4))} + 0.125 \text{ pulg}$$

$$t_m = 0.128 \text{ pulg} = 3.2 \text{ mm}$$

Lo que corresponde a una cédula 80, $t = 0.154$ pulg
(ced 40, $t = 0.113$ pulg)

Para la línea de succión de la bomba:

$$d_{nom5} = 1 \text{ pulg}$$

$$D_5 = 1.315 \text{ pulg}$$

$$P_o = 12.3078 \text{ psi}$$

$$P = 50 \text{ psi}$$

$$t_m = \frac{(50 \text{ psi}) (1.315 \text{ pulg})}{2 ((18050 \text{ psi} \times 0.5) + (50 \text{ psi} \times 0.4))} + 0.125 \text{ pulg}$$

$$| t_m = 0.129 \text{ pulg} = 3.3 \text{ mm} |$$

Lo que corresponde a una cédula 40, $t = 0.13 \text{ pulg}$
(ced 80, $t = 0.179 \text{ pulg}$)

Para la línea de descarga de la bomba:

$$d_{nom6} = 1/2 \text{ pulg}$$

$$D_6 = 0.840 \text{ pulg}$$

$$P_o = 372.75 \text{ psi (presión desc. cald.} + \Delta P_{cald}).$$

$$P = 425 \text{ psi}$$

$$t_m = \frac{(425 \text{ psi}) (0.840 \text{ pulg})}{2 ((18050 \text{ psi} \times 0.5) + (425 \text{ psi} \times 0.4))} + 0.125 \text{ pulg}$$

$$| t_m = 0.144 \text{ pulg} = 3.7 \text{ mm} |$$

Lo que corresponde a una cédula 80, $t = 0.147 \text{ pulg}$
(cedula 40, $t = 0.109 \text{ pulg}$)

Nota: Todos estos espesores se obtuvieron de las tablas de propiedades físicas del CRANE.

Respecto a las mangueras que unen la tubería del ramal secundario con los platos, tanto a la entrada como a la salida de éstos, --

habrá que tomar en cuenta lo siguiente:

a) Línea de Vapor. El diámetro de las mangueras de la línea de vapor se calculará tomando en cuenta lo siguiente:

El area transversal de las 5 mangueras que llegan a los platos deben ser mayor o igual al área del ramal secundario, ésto es - para evitar caídas de presión bruscas y altas; es decir que (6):

$$\text{Si } A1 = \frac{\pi}{4} d^2 \times 5 \quad \text{y } A2 = \frac{\pi}{4} d^2 \times 1$$

Se tendrá $A1 \geq A2$

Sustituyendo se tiene:

PROPOSICION	U	V	W
dnom7 (pulg)	3/8	1/2	3/4
d7 (pulg)	0.423	0.546	0.742
A1 (pulg ²)	0.703	1.171	2.162
dnom2 (pulg)	1	1	1
d2 (pulg)	0.957	0.957	0.957
A2 (pulg ²)	0.719	0.719	0.719

Por lo que la proposición V es la mejor; cumple lo propuesto al principio.

b) Línea de Retorno de Condensados. El diámetro de las mangueras de la línea del retorno de condensados, serán del mismo diámetro de la entrada de las trampas, para evitar así una caída de presión brusca, que en este caso son de 3/8 pulg.

En resumen la tubería del sistema de vapor será la que se describe a continuación y se muestra en la figura 8.

Línea de vapor.

Ramal principal	2 pulg. ced 80
Ramal secundario	1 pulg. ced 80
Mangueras	1/2 pulg.

Línea de retorno de condensados.

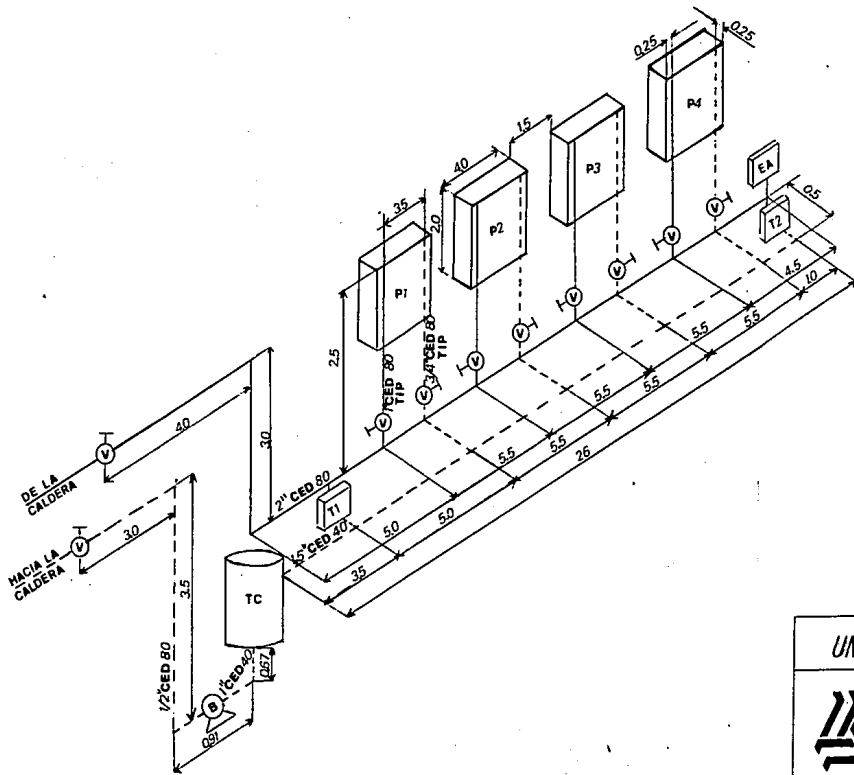
Ramal principal	1 1/2 pulg. ced 40
Ramal secundario	3/4 pulg. ced 80
Mangueras	3/8 pulg.

Línea de succión de la bomba.

Ramal succión	1 pulg. ced 40
---------------	----------------

Línea de descarga de la bomba.

Ramal descarga	1/2 pulg. ced 80
----------------	------------------



SIMBOLO	DESCRIPCION
P1	Prensa No. 1
P2	Prensa No. 2
P3	Prensa No. 3
P4	Prensa No. 4
T1	Trampa No. 1
T2	Trampa No. 2
EA	Eliminador de aire
B	Bomba
V	Válvula de globo
TC	Tanque de condensados.

UNIVERSIDAD LA SALLE

RICARDO STOCCO A.

DISTRIBUCION DEL
SISTEMA VAPOR

INGENIERIA

27xi-87 ACOT:M FIG: 8

2.5.6 Cálculo de las Resistencias por Conducción y Convección. (Números de Prandtl y Nusselt).

El objetivo de conocer estos valores no sólo es para determinar la cantidad de calor que se transmite por conducción y convección en cada plato, sino también a través de ellos calcular el calor que se necesita para calentar cada plato, para después -- compararlo con el que se obtuvo del balance térmico (calculado en el punto 2.4), con un medio de comprobación.

Las fórmulas que se van a utilizar son (11,12):

$$Re = 6.31 \frac{\dot{m}}{d\mu}$$

$$Pr = 2.42 \frac{Cp\mu}{K}$$

$$Nu = 0.08 Pr^{0.6} Re^{0.9}; (Re < 10^5)$$

$$Nu = hd/K; h = NuK/d$$

$$Q = h \times A \times LMTD$$

$$LMTD = \Delta t_2 - \Delta t_1 / \ln (\Delta t_2 / \Delta t_1)$$

$$\Delta t_2 = t_c - t_1$$

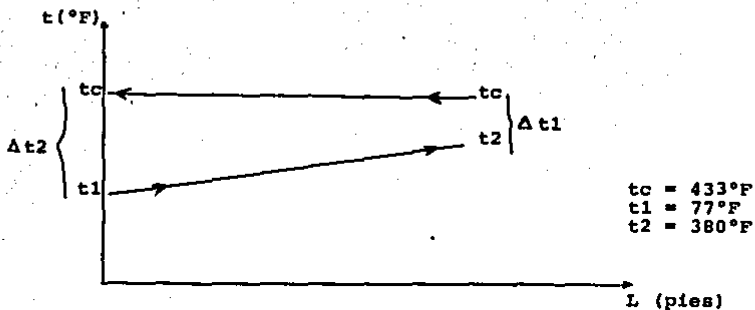
$$\Delta t_1 = t_c - t_2$$

de donde:

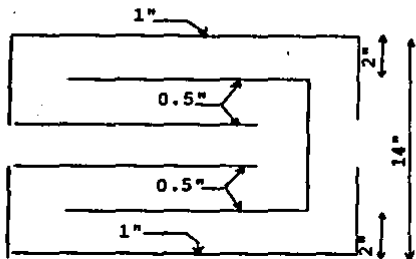
- Re = Número de Reynold's, adimensional.
Pr = Número de Prandtl, adimensional.
Nu = Número de Nusselt, adimensional.
ñ = Flujo másico por plato en lb/hr.
d = Diámetro interno del plato en pulg.
μ = Viscosidad del fluido en Cps.
K = Conductividad térmica del fluido en BTU/(hrpie²) (°F/pie).
Cp = Calor específico del fluido en BTU/lb°F.
h = Coeficiente de transferencia de calor en BTU/hr pie² °F.
A = Area de transferencia de calor en pies².
LMTD = Media logarítmica de temperaturas en °F (ver gráfica "F").
Δt₂ = Diferencia de temperaturas iniciales en °F.
Δt₁ = Diferencia de temperaturas finales en °F.
t_c = Temperatura caldera en °F.
t₁ = Temperatura inicial del hule en °F.
t₂ = Temperatura final del hule en °F.

En virtud de que el diámetro interno de la prensa es de sección rectangular, como se ve en la figura 9, se utilizará el diámetro equivalente para efectos de cálculo; éste se define como sigue (12):

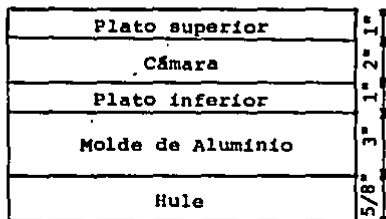
$$Deq = \frac{4 \times \text{Area}}{\text{Perímetro}}$$



GRAFICA "F"
DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS



VISTA SUPERIOR DEL PLATO



VISTA LATERAL

FIGURA 9
DIMENSIONES DEL PLATO DE LA PRESA

Para tener una aproximación más exacta en los cálculos se toma el diámetro equivalente laminar, que se define como (12):

DLE = ϕ Deq. donde:

$$\phi = 2/3 + 11/24\alpha^* (2 - \alpha^*) \text{ y}$$

α^* = lado menor/lado mayor

de donde:

DLE = Diámetro equivalente laminar en pulg.

Deq = Diámetro equivalente en pulg.

ϕ = Factor de corrección, adimensional.

α^* = Relación entre las dimensiones del canal, adimensional.

Como se ve en la figura 9 las dimensiones del ducto rectangular son de 2 pulg. de base por 2 pulg. de altura, por lo que el diámetro equivalente será:

$$\text{Deq} = \frac{4 \times (2 \times 2) \text{ pulg}^2}{4 \times 2 \text{ pulg}} = \frac{16}{8} = 2 \text{ pulg.}$$

Y el diámetro equivalente laminar será:

$$\text{Si } \alpha^* = \frac{2 \text{ pulg}}{2 \text{ pulg}} = 1 \text{ y}$$

$$\phi = 2/3 + 11/24(1) (2-1)$$

$$\phi = 1.125 \text{ por lo tanto:}$$

$$\text{DLE} = 1.125 \times 2 \text{ pulg}$$

$$\boxed{DLE = 2.25 \text{ pulg}} \quad |$$

Con este diámetro se calculará el número de Reynold y Nusselt, por lo que se tiene:

$$Re = 6.31 \times \frac{108.97 \text{ lb/hr}}{2.25 \text{ pulg} \times 0.021 \text{ Cps}} = 14552.4$$

$$\boxed{Re = 14,552.4} \quad |$$

$$Pr = 2.42 \frac{(0.48 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F})(0.021 \text{ Cps})}{0.018 \text{ BTU/hrpie}^2\text{ }^\circ\text{F/pie}}$$

$$\boxed{Pr = 1.36} \quad |$$

$$Nu = 0.08 (1.36)^{0.6} (14,552.4)^{0.9}$$

$$\boxed{Nu = 536.85} \quad |$$

Si $Nu = hd/K$; h será igual a NuK/d

Sustituyendo:

$$h = \frac{536.85 \times 0.018 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/pie}}{2.25 \text{ pulg} \times \frac{(1 \text{ pie})}{12 \text{ pulg}}}$$

$$\boxed{h = 51.54 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}} \quad |$$

La media logarítmica de temperaturas:

$$\Delta t_1 = (433 - 380) \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_2 = (433 - 77) \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_1 = 53^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_2 = 356^\circ\text{F}$$

$$LMTD = \frac{356 - 53}{\ln \frac{356}{53}} = 159.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\boxed{LMTD = 159.1^\circ\text{F}}$$

De donde el calor total que se necesita por plato será:

$$Q = 51.54 \text{ BTU/hrpie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \times 14 \text{ pie}^2 \times 159.1^\circ\text{F}$$

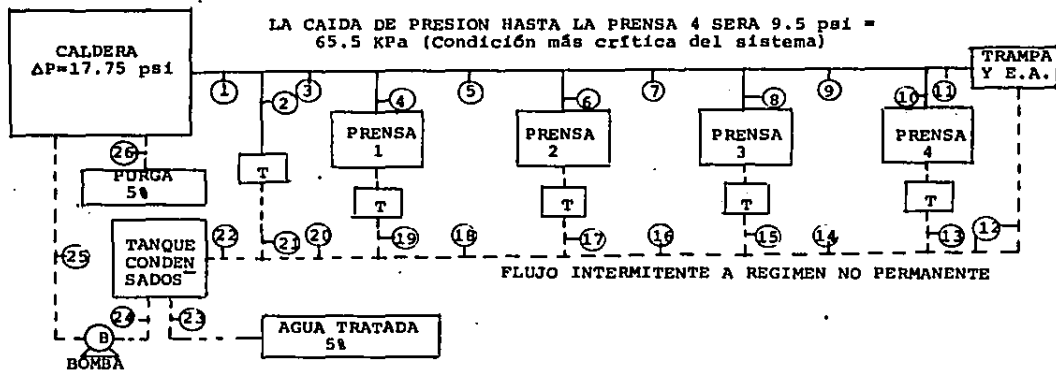
$$\boxed{Q = 114,800.2 \text{ BTU/hr}}$$

Esto es si el área de transferencia total fueran los 14 pies efectivos, cosa que no sucede en la realidad, por lo que éste será un poco más bajo.

Como el calor tomado como base de c culos fue de 112,657.4 BTU/hr por plato, por lo que es correcto este último.

RESUMEN DE DATOS DEL SISTEMA DE VAPOR

LA CAIDA DE PRESION HASTA LA PRENSA 4 SERA 9.5 psi =
65.5 KPa (Condición más crítica del sistema)



118

PUNTO	m lb/hr	P psia	T °F	Ø=pulg	CED
1	2,179.36	355	433	2	80
2	0	355	433	2	80
3	2,179.36	355	433	2	80
4	544.84	355	433	1	80
5	1634.52	355	433	2	80
6	544.84	355	433	1	80
7	1089.68	355	433	2	80
8	544.84	355	433	1	80
9	544.84	355	433	2	80
10	544.84	355	433	1	80
11	0	355	433	2	80
12	0	15.1	203	1 1/2	40
13	544.84	15.1	203	3/4	80

PUNTO	m lb/hr	P psia	T °F	Ø=pulg	CED
14	544.84	15.1	203	1 1/2	40
15	544.84	15.1	203	3/4	80
16	1089.68	15.1	203	1 1/2	40
17	544.84	15.1	203	3/4	80
18	1634.52	15.1	203	1 1/2	40
19	544.84	15.1	203	3/4	80
20	2179.36	15.1	203	1 1/2	40
21	0	15.1	203	3/4	80
22	2179.36	15.1	203	1 1/2	40
23	109.0	Atm	77	-	-
24	2288.36	Atm	203	1	40
25	2288.36	372.75	203	1/2	80
26	109.9	Atm	203	-	-

2.6 SISTEMA DE FLUIDO TERMICO.

2.6.1 Calentador de Fluido Térmico.

En este punto se definirán las principales características del calentador comercial para una capacidad de 567,792 Kcal/hr -- (2,253,148 BTU/hr). Así como el de conocer la bomba comercial necesaria para hacer circular el aceite orgánico y mineral, -- sin dejar de mencionar las dimensiones de la tubería, con sus diámetros y cédulas, y las resistencias por conducción (número de Prandtl) y por convección (número de Nusselt).

El calentador de fluido térmico seleccionado para el sistema -- tiene las siguientes características:

Capacidad térmica	
Kcal/hr (BTU/hr)	739,000 (2,940,000)
Dimensiones mm (pulg)	3710 x 1420 x 2460
(largo x ancho x alto)	(146 x 56 x 96)
Consumo diesel m ³ /h (G.P.M.)	0.076 (20)
Líquido térmico requerido m ³ (Gal)	0.70 (185)
Diámetro de tuberías de alimentación	
y retorno mm (pulg)	76 (3.0)

Nota: Los datos de viscosidad, calor específico, conductividad, térmica, etc., para los cálculos que se harán en este punto, serán obtenidos de la tabla "B".

Se iniciarán los cálculos con el aceite orgánico.

2.6.2 Comparación de los Sistemas a Flujo Térmico.

2.6.2.1 Sistema para el Aceite Orgánico.

a) Cálculo del Flujo Másico:

Este se determinará por la cantidad de calor sensible que puede transmitir el calentador al fluido, por lo que el flujo másico se definirá como (8):

$$q_t = C_p \Delta t \dot{m}_{4p} \quad \text{despejando} \quad \dot{m}_{4p} = \frac{q_t}{C_p \Delta t}$$

de donde:

q_t = Calor necesario para calentar todo el proceso.

C_p = Calor específico.

Δt = Diferencia de temperaturas.

\dot{m}_{4p} = Flujo másico de las cuatro prensas.

$$q_t = 567,792 \text{ Kcal/hr} = 2,253,148 \text{ BTU/hr.}$$

$$C_p = 1917.55 \text{ J/Kg}^\circ\text{C} = 0.458 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

$$\Delta t = t_2 - t_1 = (415 - 380)^\circ\text{F} = 35^\circ\text{F}$$

$$\dot{m}_{4p} = \frac{2,253,148 \text{ BTU/hr}}{0.458 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F} \times 35^{\circ}\text{F}} = 140,560 \text{ lb/hr}$$

$$\dot{m}_{4p} = 140,560 \text{ lb/hr} = 63,746.1 \text{ Kg/hr}$$

Y de cada prensa:

$$\dot{m}_p = 35,140 \text{ lb/hr} = 15,936.5 \text{ Kg/hr}$$

Si al flujo másico lo dividimos entre su densidad (ρ), se obtiene el flujo volumétrico (\dot{Q}), es decir (8):

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Si la densidad del aceite orgánico es de 59.69 lb/pie^3 , se tendrá:

$$\dot{Q}_p = 588.7 \text{ pies}^3/\text{hr} = 16.66 \text{ m}^3/\text{hr}.$$

$$\dot{Q}_{4p} = 2,354.8 \text{ pies}^3/\text{hr} = 66.64 \text{ m}^3/\text{hr}.$$

b) Cálculo de la Tubería del Sistema:

Para determinar el diámetro de la tubería hay que tomar en cuenta que la velocidad del ramal secundario deberá ser según el fabricante, mayor a 3.05 m/seg (10 pies/seg) y no menor a 1.52 m/seg (5 pies/seg), para tener así una velocidad de transferencia --- adecuada, (6).

Las fórmulas que se van utilizar para el cálculo del diámetro de los ramales serán (8):

$$v = \frac{\dot{Q}}{A} ; A = \frac{\dot{Q}}{v} ; A = \frac{\pi d^2}{4} ; d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

de donde:

\dot{Q} = Flujo volumétrico.

v = Velocidad del fluido.

A = Area transversal del tubo.

d = Diámetro de la tubería.

Sustituyendo se tiene:

PROPOSICION	A	B	C
dnom2, (pulg)	1 1/2	2	2 1/2
d2, (pulg)	1.61	2.067	2.469
A2, (pies ²)	0.01414	0.02330	0.03322
V2, (pies/seg)	11.56	7.02	4.92
dnom 1 (pulg)	3 1/2	4	5
d1, (pulg)	3.548	4.026	5.047
A1, (pies ²)	0.06870	0.0884	0.1390
V1, (pies/seg)	9.5	7.4	4.71

Como se ve en la tabla anterior, la tubería que cumple mejor con lo propuesto al principio es la proposición B.

c) Cálculo de la Caída de Presión del Sistema:

Para determinar la caída de presión, se tomará en cuenta la longitud total del sistema, ésta se define como la sumatoria de la longitud equivalente más la longitud medida.

Para obtener la longitud equivalente habrá que tomar todos los accesorios que hay tanto en la línea de alimentación como en la de retorno, esto es porque a diferencia del sistema vapor-líquido, se manejará la fase líquida en todo el sistema; por lo que los accesorios, según la figura 10, junto con sus longitudes -- equivalentes serán (8):

8 Válvulas de globo de 2 pulg	(L/D) acc = 450
3 Válvulas de globo de 4 pulg	(L/D) acc = 450
7 Codos de 90° estandar de 4 pulg	(L/D) acc = 30
Tes reducción	
a) 8 Flujo a través del ramal principal	(L/D) acc = 20
b) 8 Flujo a través del ramal secundario	(L/D) acc = 60

De donde $Leq = \sum (L/D) \text{ acc} \times \text{No. acc}$

Los diámetros internos según la tabla de propiedades físicas -- del CRANE son:

Del tubo de 2 pulg D = 0.1722 pies

Del tubo de 4 pulg D = 0.3355 pies

Por lo que la longitud equivalente será:

$$\text{Leq} = ((8)(450)(0.1722) + (3)(450)(0.3355) + (7)(30)(0.3355) + (8)(60)(0.1722) + (8)(20)(0.3355)) \text{ pies}$$

$$\boxed{\text{Leq} = 1279.64 \text{ pies}}$$

De la figura 10 se obtiene que la longitud medida es de 81 m = 266 pies, por lo que la longitud total será:

$$\text{Ltot} = \text{Leq} + \text{Lmed} = 1279.64 \text{ pies} + 266 \text{ pies}$$

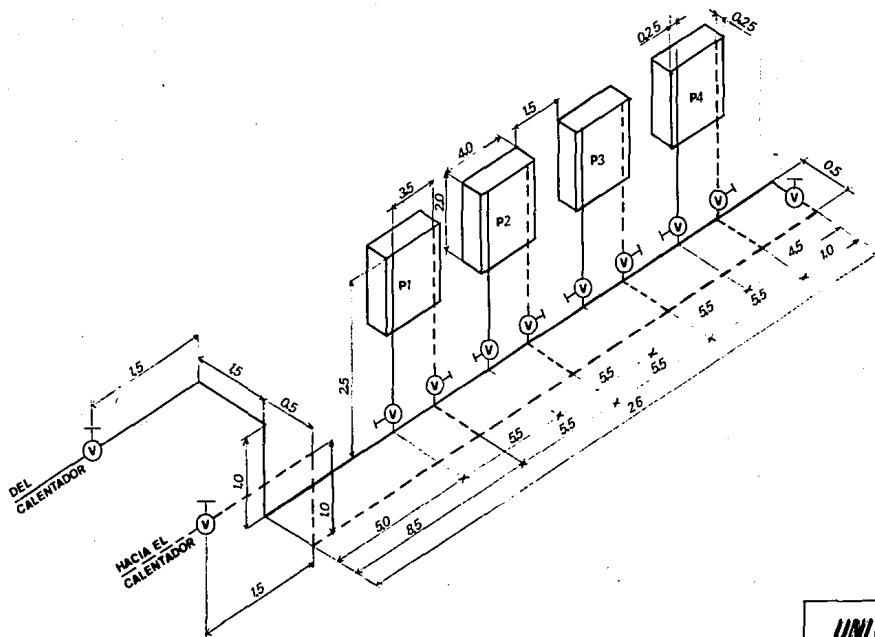
$$\boxed{\text{Ltot} = 1545.64 \text{ pies}}$$

Por lo que la caída por cada 100 pies, según la tabla "G", es de:

$$\Delta P_{100} = 1.7 \text{ psi}$$

Esto multiplicado por el factor de corrección a 400°F se tiene:

$$\Delta P_{100} = 1.7 \text{ psi} \times 1.09 = 1.853 \text{ psi}; \boxed{\Delta P_{100} = 1.853 \text{ psi}}$$



SIMBOLO	DESCRIPCION
P1	Prensa No. 1
P2	Prensa No. 2
P3	Prensa No. 3
P4	Prensa No. 4
V	Válvula de globo

UNIVERSIDAD LA SALLE



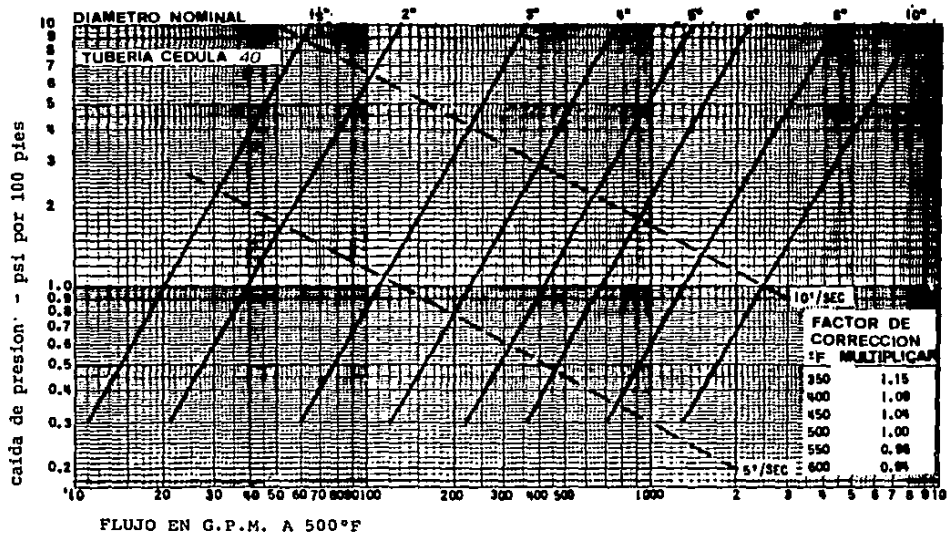
RICARDO STOCCO A.

**DISTRIBUCION SISTEMA
FLUIDO TERMICO**

INGENIERIA

27-XI-87 ACOT: M FIG: 10

TABLA "G" CAIDA DE PRESION EN TUBERIAS



La caída de presión total será:

$$\Delta P_{tot} = \frac{1.853 \text{ psi} \times 1545.363 \text{ pies}}{100 \text{ pies}}$$

$$|\Delta P_{tot} = 28.64 \text{ psi}|$$

Aplicando un 10% de factor de seguridad por la caída de presión por fricción, se tiene $\Delta P_{tot} = 28.64 \text{ psi} \times 1.1 = 31.54 \text{ psi}$.

$$|\Delta P_{tot} = 31.54 \text{ psi}|$$

d) Cálculo de la Bomba:

Aplicando el teorema de Bernoulli, para el cálculo de la bomba se tendrá (8):

$$\Delta H = \frac{\Delta P_{cal}}{gr.esp.} + Z_d - Z_s + \frac{\Delta P_{fd} + \Delta P_{fs}}{gr.esp.} + \frac{\Delta P_p}{gr.esp.}$$

de donde:

ΔH = Incremento de carga.

ΔP_{cal} = Caída de presión del calentador.

$gr.esp.$ = Gravedad específica.

Z_d = Elevación de la toma de descarga.

Z_s = Elevación de la toma de succión.

ΔP_{fd} = Caída de presión por fricción en la descarga.

ΔP_{fs} = Caída de presión por fricción en la succión.

ΔP_p = Caída de presión por prensa.

Como la succión y la descarga están a la misma altura, se tendrá que $Z_d = Z_s = 0$; y si la distancia entre la salida del calentador a la toma de la succión de la bomba es menor a medio metro, se considera despreciable.

La caída de presión dentro del calentador, según el fabricante, es de 0.49 Kg/cm² (7 psi) y la de cada prensa será de 0.35 Kg/cm² (5 psi).

Por lo que el teorema queda, después de aplicar las anteriores consideraciones de la siguiente manera:

$$\Delta H = \frac{\Delta P_{cal}}{gr. esp.} + \frac{\Delta P_{fd}}{gr. esp.} + \frac{\Delta P_p}{gr. esp.}$$

Sustituyendo:

$$\Delta H = \frac{(7 \text{ psi})(2.31 \text{ pies de H}_2\text{O/psi})}{0.96} + \frac{(31.54 \text{ psi})(2.31 \text{ pies de H}_2\text{O/psi})}{0.96} + \frac{4(5 \text{ psi})(2.31 \text{ pies de H}_2\text{O/psi})}{0.96}$$

$$\boxed{\Delta H = 140.86 \text{ pies columna de líquido (60.98 psi} = 420.4 \text{ KPa)}}$$

de donde la bomba se calcula:

$$Pot = \frac{\dot{Q}_{4p} \Delta H \text{ gr. esp.}}{3960 \eta} \quad \text{de donde:}$$

\dot{Q}_{4p} = Volumen másico total = 293.6 G.P.M.

ΔH = Incremento de carga = 140.86 pies columna líquido.

gr. esp. = Gravedad específica = 0.96 (dato obtenido de la tabla "B")

η = Eficiencia del motor, bomba y acoplamiento = 60%.

Sustituyendo:

$$\text{Pot} = \frac{(293.6 \text{ G.P.M.})(140.86 \text{ pies columna liquido})(0.96)}{3960 \times 0.60}$$

$$\text{Pot} = 16.7 \text{ HP}$$

Por lo que la bomba comercial a utilizar será de 20 HP, con una presión de operación de 403.6 KPa (58.54 psi).

e) Cálculo de las Cédulas de las Tuberías:

Los espesores de la tubería se determinarán de la misma forma que las del vapor, por lo que se tendrá:

Para el ramal principal:

$$d_{nom1} = 4 \text{ pulg.}$$

$$D_1 = 4.5 \text{ pulg.}$$

$$P_o = 58.54 \text{ psi.}$$

$$P = 75 \text{ psi.}$$

$$t_m = \frac{(75 \text{ psi})(4.5 \text{ pulg})}{2((18050 \text{ psi} \times 0.5) + (75 \text{ psi} \times 0.4))} + 0.125 \text{ pulg.}$$

$$t_m = 0.144 \text{ pulg} = 3.6 \text{ mm}$$

Lo que corresponde a una cédula 40, $t = 0.237 \text{ pulg.}$

Para el ramal secundario:

$d_{nom 2} = 2$ pulg.

$D2 = 2.375$ pulg.

$P_o = 58.54$ psi

$P = 75$ psi

$$t_m = \frac{(75 \text{ psi})(2.375 \text{ pulg})}{2((18050 \text{ psi} \times 0.5) + (75 \text{ psi} \times 0.4))} + 0.125 \text{ pulg.}$$

$$|t_m = 0.135 \text{ pulg} = 3.4 \text{ mm}|$$

Lo que corresponde a una cédula 40, $t = 0.154$

Con respecto a las mangueras, para que no exista ninguna reducción del fluido a través del cambio de diámetros, se debe de -- cumplir lo siguiente:

El área transversal total de las cinco mangueras que llegan a los platos deben ser mayores o iguales al área del ramal secundario, para evitar caídas de presión bruscas, es decir (6):

$$\frac{\pi}{4} d_m^2 \times 5 \geq \frac{\pi}{4} d_s^2 \times 1 \quad \text{ó lo que es igual } A3 \geq A2$$

Sustituyendo se tiene:

PROPOSICION	D	E	F
dnom3 (pulg)	3/4	1	1 1/4
d3 (pulg)	0.824	1.049	1.38
A3 (pulg ²)	2.67	4.3	7.5
dnom2 (pulg)	2	2	2
d2 (pulg)	2.067	2.067	2.067
A2 (pulg)	3.36	3.36	3.36

Por lo que la proposición E es la que cumple con lo propuesto al principio. En resumen, la tubería del sistema para el aceite orgánico será la que se describe a continuación y se muestra en la figura 11.

Ramal principal: 4 pulg, ced. 40

Ramal secundario: 2 pulg, ced. 40

Mangueras: 1 pulg.

f) Cálculo de las Resistencias por Conducción y Convección (Números de Prandtl y Nusselt):

El objetivo de conocer estos valores, como se mencionó antes, no sólo es el de obtener la cantidad de calor que se transmite

por conducción y convección, sino también a través de ellos, calcular el calor necesario para calentar cada plato, para después compararlo con el que se obtuvo del balance térmico (calculado en el punto 2.4) como un medio de verificación.

Las fórmulas a utilizar serán (12):

$$Re = 6.31 \frac{\dot{m}}{d \mu}$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$Nu = 5 + 0.015 Re^a Pr^b = hd/k$$

$$a = 0.88 - \frac{0.24}{4+Pr} \text{ y } b = 0.333 + 0.5 \exp(-0.6 Pr) \quad \begin{array}{l} 0.1 < Pr < 10^4 \\ 10^4 < Re < 10^6 \end{array}$$

De donde:

Re = Número de Reynold's, adimensional.

Nu = Número de Nusselt, adimensional.

Pr = Número de Prandtl, adimensional.

\dot{m} = Flujo másico por plato, en lb/hr.

d = Diámetro interno del plato en pulg.

μ = Viscosidad del fluido en lb/pie hr.

μ_c = Viscosidad del fluido en Cps.

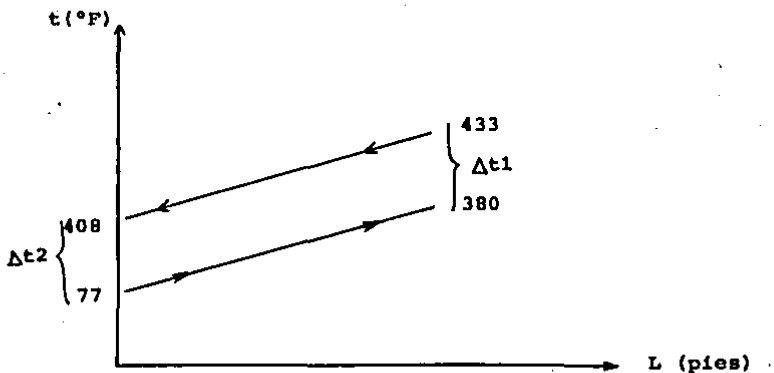
Cp = Calor específico en BTU/lb°F

K = Conductividad térmica en BTU/(hr pie²) (°F/pie)

h = Coeficiente de transferencia de calor en BTU/hr pie² °F
 \exp = Función exponencial, e^a

El diámetro interno del plato será el diámetro equivalente laminar, definido en el punto anterior.

Las temperaturas de la media logarítmica quedan definidas en la siguiente gráfica:



De donde:

$$\Delta t_1 = (433 - 380)^\circ\text{F} = 53^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_2 = (408 - 77)^\circ\text{F} = 331^\circ\text{F}$$

Por lo que la media logarítmica será:

$$\text{LMTD} = \frac{331 - 53}{\ln 331/53} = 151.8^\circ\text{F}$$

Sustituyendo se tendrá:

$$\text{Re} = 6.31 \times \frac{7028 \text{ lb/hr}}{2.25 \text{ pulg} \times 1.45 \text{ lb/pie hr} \times 1 \text{ Cp}/2.42 \text{ lb/hr pie}}$$

$$\boxed{\text{Re} = 32,894.7}$$

$$\text{Pr} = \frac{(0.458 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}) (1.45 \text{ lb/pie hr})}{0.072 \text{ BTU}/(\text{hr pie}^2) (^\circ\text{F/pie})}$$

$$\boxed{\text{Pr} = 9.22}$$

$$a = 0.88 - \frac{0.24}{4 + 9.22} = 0.8$$

$$\boxed{a = 0.8}$$

$$b = 0.333 + 0.05 \exp(-0.6 \times 9.22)$$

$$\boxed{b = 0.33}$$

Por lo que:

$$Nu = 5 + 0.015 (32,894.7)^{0.8} (9.22)^{0.33}$$

$$\boxed{Nu = 134.1}$$

Si $h = \frac{NuK}{d}$ se tendrá que:

$$h = \frac{(134.1) (0.072 \text{ BTU}/(\text{hr pie}^2) (\text{°F}/\text{pie}))}{2.25 \text{ pulg} \times \frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}}}$$

$$\boxed{h = 51.5 \text{ BTU}/\text{hr pie}^2 \text{ °F}}$$

Si $Q = hA\Delta T$ se tendrá

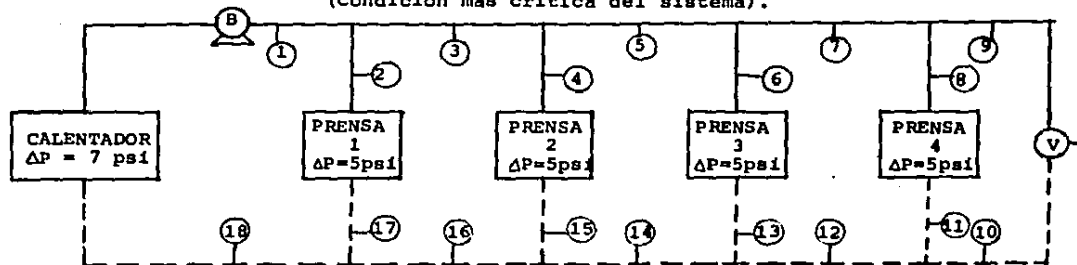
$$Q = 51.5 \text{ BTU}/\text{hr pie}^2 \text{ °F} \times 14 \text{ pies}^2 \times 151.8 \text{ °F}$$

$$\boxed{Q = 109,465.3 \text{ BTU}/\text{hr}}$$

Como el calor tomado como base de cálculos fue de 112,657.4 BTU/hr por plato, se comprueba que es correcto este cálculo.

PARA EL ACEITE ORGANICO

LA CAIDA DE PRESION HASTA LA PRENSA 4 SERA DE 13.11 psi (0.9 MPa)
(Condición más crítica del sistema).



LA CAIDA DE PRESION DESDE LA PRENSA 4 SERA 18.43 psi (0.13 MPa)

PUNTO	m=lb/hr	P=psi	T=°F	Ø=pulg	CED	PUNTO	m=lb/hr	P=psi	T=°F	Ø=pulg	CED
1	140,560.	58.54	433	4	40	10	0	30.43	408	4	40
2	35,140	58.54	433	2	40	11	35,140	25.43	408	2	40
3	105,420	58.54	433	4	40	12	35,140	25.43	408	4	40
4	35,140	58.54	433	2	40	13	35,140	25.43	408	2	40
5	70,280	58.54	433	4	40	14	70,280	25.43	408	4	40
6	35,140	58.54	433	2	40	15	35,140	25.43	408	2	40
7	35,140	58.54	433	4	40	16	105,420	25.43	408	4	40
8	35,140	30.43	433	2	40	17	35,140	25.43	408	2	40
9	0	30.43	433	4	40	18	140,560	7	408	4	40

Ahora se analizará lo anterior, pero con el aceite mineral.

2.6.2.2 Sistema para el Aceite Mineral.

a) Cálculo del Flujo Másico:

El flujo másico que circulará a través del sistema será:

$$q_c = 2,253,148 \text{ BTU/hr.}$$

$$C_p = 0.485 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

$$\Delta t = (415 - 380)^\circ\text{F} = 35^\circ\text{F}$$

$$\dot{m}_{4p} = q/C_p\Delta t$$

$$\dot{m}_{4p} = \frac{2,253,148 \text{ BTU/hr}}{0.485 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} \times 35^\circ\text{F}} = 132,733.31 \text{ lb/hr}$$

$$\dot{m}_{4p} = 132,733.3 \text{ lb/hr} = 60,196.5 \text{ Kg/hr}$$

Y de cada prensa:

$$\dot{m}_p = 33,183.3 \text{ lb/hr} = 15,049.1 \text{ Kg/hr}$$

El flujo volumétrico será:

$$\dot{Q} = \dot{m}/\rho ; \text{ si la densidad del aceite mineral es de } 54.61 \text{ lb/pie}^3$$

$$\dot{Q}_{4p} = 2430.7 \text{ pie}^3/\text{hr} = 68.8 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\dot{Q}_p = 607.7 \text{ pie}^3/\text{hr} = 17.2 \text{ m}^3/\text{hr}$$

b) Cálculo de la Tubería del Sistema.

El diámetro de la tubería se determinará de la misma forma que en el fluido orgánico, por lo que se tiene:

PROPOSICION	G	H	I
dnom4, (pulg)	1 1/2	2	2 1/2
d4, (pulg)	1.61	2.067	2.469
A4, (pies ²)	0.01414	0.02330	0.03322
V4, (pies/seg)	11.94	7.24	5.08
dnom5, (pulg)	3 1/2	4	5
d5, (pulg)	3.548	4.026	5.047
A5, (pies ²)	0.06870	0.0884	0.139
V5, (pies/seg)	9.8	7.63	4.85

Como se ve, la proposición H es la que mejor cumple con la proposición anteriormente establecida.

c) Cálculo de la Caída de Presión del Sistema.

Como las tuberías son similares a las propuestas con el aceite orgánico, y los accesorios son los mismos, la longitud total - será la misma, lo único que cambiará es la caída de presión, -

ya que el flujo no es el mismo, por lo tanto, si:

$$L_{tot} = 471.03 \text{ m} = 1545.64 \text{ pies}$$

$$\dot{Q}_{4p} = 303.07 \text{ G.P.M.}$$

La caída de presión por cada 100 pies, según la tabla G, será:

$$\Delta P_{100} = 1.8 \text{ psi}$$

Esto multiplicado por el factor de corrección por temperatura a 400°F quedará:

$$\Delta P_{100} = 1.8 \text{ psi} \times 1.09 = 1.96 \text{ psi}$$

$$\Delta P_{100} = 1.96 \text{ psi}$$

Por lo que la caída total será:

$$\Delta P_{tot} = \frac{1.96 \text{ psi} \times 1545.64 \text{ pies}}{100 \text{ pies}}$$

$$\boxed{\Delta P_{tot} = 30.29 \text{ psi}}$$

Aplicando un 10% de factor de seguridad por caída de presión - por fricción, se tiene:

$$\Delta P_{tot} = 30.29 \text{ psi} \times 1.1 = 33.32 \text{ psi}$$

$$\boxed{\Delta P_{tot} = 33.32 \text{ psi}}$$

d) Cálculo de la Bomba:

Aplicando el teorema de Bernoulli, se tiene:

$$\Delta H = \frac{(7 \text{ psi})(2.31 \text{ pies H}_2\text{O}/1 \text{ psi}) + (33.32 \text{ psi})(2.31 \text{ pies H}_2\text{O}/1 \text{ psi})}{0.88} + \frac{4 (5 \text{ psi})(2.31 \text{ pies H}_2\text{O}/1 \text{ psi})}{0.88}$$

$$\Delta H = 158.34 \text{ pies columna líquido (68.55 psi = 472.6 KPa)}$$

De donde la potencia de la bomba será:

$$\text{Pot} = \frac{(303.07 \text{ G.P.M.})(158.34 \text{ pies columna líquido})(0.88)}{3960 \times 0.60}$$

$$\text{Pot} = 17.78 \text{ HP}$$

Por lo que la bomba comercial a utilizar será de 20 HP, con una presión de operación de 415.9 KPa (60.32 psi).

e) Cálculo de las Cédulas de las Tuberías:

Los espesores de la tubería serán:

Para el ramal principal:

$$dnom5 = 4 \text{ pulg.}$$

D5 = 4.5 pulg.

Po = 60.32 psi

P = 75 psi

$$t_m = \frac{(75 \text{ psi}) (4.5 \text{ pulg})}{2((18,050 \text{ psi} \times 0.5) + (75 \text{ psi} \times 0.4))} + 0.125 \text{ pulg.}$$

$$| t_m = 0.144 \text{ pulg} = 3.6 \text{ mm} |$$

Lo que corresponde a una cédula 40, t = 0.237 pulg.

Para el ramal secundario:

dnom4 = 2 pulg

D4 = 2.375 pulg

Po = 60.32 psi

P = 75 psi

$$t_m = \frac{(75 \text{ psi}) (2.375 \text{ pulg})}{2((18,050 \text{ psi} \times 0.5) + (75 \text{ psi} \times 0.4))} + 0.125 \text{ pulg.}$$

$$| t_m = 0.135 \text{ pulg} = 3.4 \text{ mm} |$$

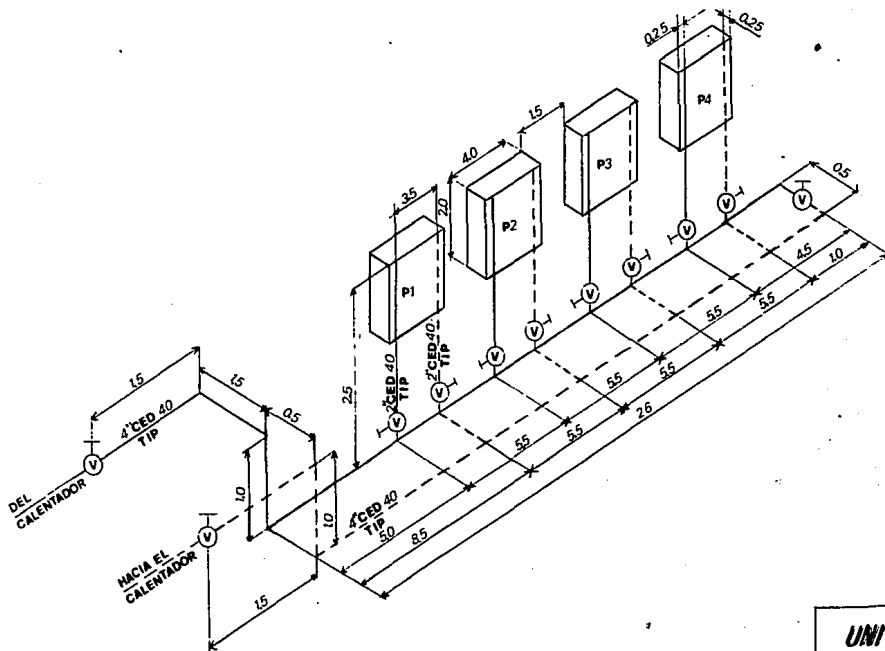
Lo que corresponde a una cédula 40, t = 0.154 pulg.

Como el diámetro del ramal secundario es igual al del aceite orgánico, las mangueras serán de 1 pulg; por lo que la tubería del sistema para aceite mineral, será la que se describe a continuación y se muestra en la figura 12:

Ramal principal 4 pulg Ced 40.

Ramal secundario 2 pulg, ced 40.

Mangueras 1 pulg.



SIMBOLO	DESCRIPCION
P1	Prensa No. 1
P2	Prensa No. 2
P3	Prensa No. 3
P4	Prensa No. 4
V	Válvula de globo

UNIVERSIDAD LA SALLE

RICARDO STOCCO A.



DISTRIBUCION SISTEMA
FLUIDO TERMICO

INGENIERIA

27-XI-87 ACOT: M FIG: 12

f) Cálculo de las Resistencias por Conducción y Convección
(Números de Prandtl y Nusselt):

Estos se determinarán de la misma forma que en el aceite orgánico,
por lo que se tendrá:

$$Re = 6.31 \frac{6,636.6 \text{ lb/hr}}{2.25 \text{ pulg} \times 5.81 \text{ lb/pie hr} \times 1 \text{ cps}/2.42 \text{ lb/hr pie}}$$

$$\boxed{Re = 7,752.3}$$

$$Pr = \frac{(0.485 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F})(5.81 \text{ lb/pie hr})}{0.065 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/pie}}$$

$$\boxed{Pr = 43.35}$$

$$a = 0.88 \cdot \frac{0.24}{4 + 43.35}$$

$$\boxed{a = 0.875}$$

$$b = 0.333 + 0.5 \exp(-0.6 \times 43.35)$$

$$\boxed{b = 0.333}$$

$$Nu = 5 + 0.015 (7,752.3)^{0.875} (43.35)^{0.333}$$

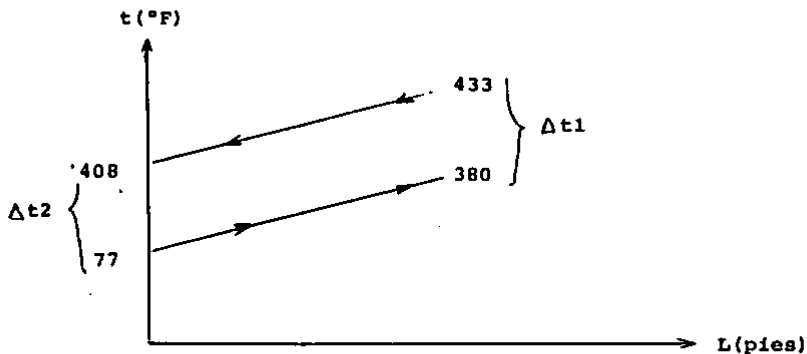
$$\boxed{Nu = 138.2}$$

Si $h = \frac{NuK}{d}$, se tendrá:

$$h = \frac{138.2 \times 0.065 \text{ BTU}/(\text{hr pie}^2) (\text{ }^\circ\text{F/pie})}{(2.25 \text{ pulg})(1 \text{ pie}/12 \text{ pulg})}$$

$$\boxed{h = 47.9 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}}$$

La media logarítmica de las temperaturas (LMTD) quedará definida de la siguiente manera:



De donde:

$$\Delta t_1 = (433 - 380)^\circ\text{F} = 53^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_2 = (408 - 77)^\circ\text{F} = 334^\circ\text{F}$$

De donde la media logarítmica será:

$$\text{LMTD} = \frac{334 - 53}{\ln 334/53} = 152.6^\circ\text{F}$$

Y el calor por plato será:

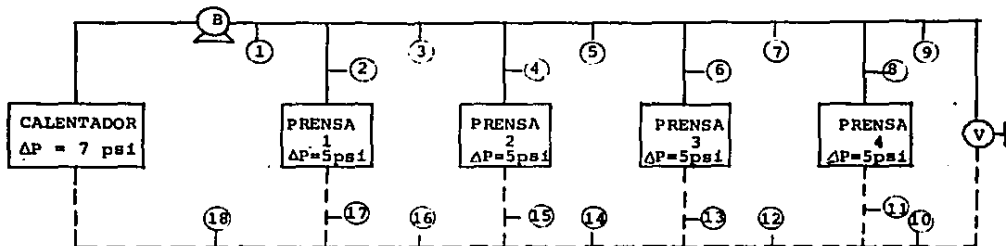
$$q = 47.9 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F} \times 14 \text{ pie}^2 \times 152.6^\circ\text{F}$$

$$\boxed{q = 102,343.5 \text{ BTU/hr}}$$

Como el calor tomado como base de cálculos fue de 112,657.4 BTU/hr por plato, se comprueba que es correcto este cálculo.

PARA EL ACEITE MINERAL

LA CAIDA DE PRESION HASTA LA PRENSA 4 SERA DE 15.42 psi
(Condición más crítica del sistema)



LA CAIDA DE PRESION DESDE LA PRENSA 4 SERA DE 21.64 psi.

PUNTO	\dot{m} =lb/hr	P=psi	T=°F	ϕ =pulg	CED	PUNTO	\dot{m} =lb/hr	P=psi	T=°F	ϕ pulg	CED
1	143,057	64.06	433	4	40	10	0	33.64	411	4	40
2	35764.25	64.06	433	2	40	11	35,764.25	28.64	411	2	40
3	107292.75	64.06	433	4	40	12	35,764.25	28.64	411	4	40
4	35764.25	64.06	433	2	40	13	35,764.25	28.64	411	2	40
5	71528.5	64.06	433	4	40	14	71,528.5	28.64	411	4	40
6	35764.25	64.06	433	2	40	15	35,764.25	28.64	411	2	40
7	35764.25	64.06	433	4	40	16	107292.75	28.64	411	4	40
8	35764.25	33.64	433	2	40	17	35,764.25	28.64	411	2	40
9	0	33.64	433	4	40	18	143,057	7	411	4	40

CAPITULO III

ANALISIS TECNICO DE LOS SISTEMAS

3.1 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL SISTEMA DE VAPOR Y DEL FLUIDO TERMICO.

De acuerdo con las tablas y las conclusiones anteriores, se harán ahora las comparaciones de los sistemas de vapor y de fluido térmico.

3.1.1 Sistema de Vapor.

Ventajas:

Debido a que se requieren altas temperaturas, el sistema de vapor no presenta ventaja alguna.

Desventajas:

- Costo instalación del sistema (tubería, filtros, trampas y válvulas de retención).
- Tanque de almacenamiento del agua.
- Tanque de condensados.
- Suavizador de agua.
- Acumulación de sedimentos, provocando obstrucciones en todo el equipo.

- Escasez de abastecimiento del agua.
- Válvula de seguridad.

3.1.2 Sistema de Fluido Térmico.

Ventajas:

La gran ventaja de usar fluido térmico es la de manejar altas -- temperaturas a bajas presiones; por ejemplo, un sistema de vapor que opera a 260°C (500°F) requiere una presión de 4.7 MPa (680.8 psi), mientras que un sistema de fluido térmico opera a 260°C -- (500°F) a presión de 0.25 MPa (35.5 psi). En sistemas de vapor mayores a 100°C (212°F) debe de estar presurizado a la temperatura de diseño (6).

La gran economía al usar un sistema de fluido térmico contra un sistema de vapor será su menor costo de instalación y operación. Un sistema no-presurizado o de baja presión puede reducir el costo del capital.

Los ahorros en la eliminación de la instalación de los tubos de vapor de gran diámetro, tanque de condensados, válvula de seguridad, acumulan de un 25 a un 50% al costo del sistema. Un siste-ma no-presurizado requiere un mantenimiento mínimo ya que se eliminan las pérdidas por condensación en las tuberías y no se re--

quiere licencia de operación. Además de (1):

- . Gran versatilidad en temperaturas de operación.
- . Mayor resistencia a descomposición térmica.
- . Mayor libertad contra ioduros y carbón.
- . Mayor duración de la vida de servicio.
- . Más facilidad en sistemas fríos al iniciar.
- . Mayor transferencia de calor.
- . Protección contra la corrosión.
- . Menores costos de energía y energéticos.
- . Reducción en dimensiones de la estructura.
- . Control más cercano y una respuesta rápida a los cambios de temperatura requeridos para un determinado proceso.
- . Se pueden vulcanizar en menos tiempo debido a alta temperatura, aumentando así la producción.

Desventajas:

La principal causa para rechazar el fluido térmico es cuando la eficiencia de transferencia térmica se agota. Sin embargo, al tiempo que estos aspectos son aparentes la degradación del aceite habrá pasado sus límites y los depósitos de carbón se habrán acumulado en el sistema, así que es deseable detectar las condiciones del aceite para evitar cualquier degradación debido a la descomposición térmica, oxidación y contaminación. La frecuen-

cia de muestreo depende principalmente de la temperatura de operación del sistema debido a que la oxidación y descomposición -- térmica son más frecuentes de ocurrir a altas temperaturas.

Oxidación:

La oxidación de un aceite mineral es la más compleja. Esta produce sedimentos y/o ácidos.

Esta oxidación no se puede evitar particularmente si el oxígeno es soluble al producto; sin embargo, con el uso de técnicas de refinado o mezclado y/o incluyendo antioxidantes, el proceso de oxidación puede disminuir considerablemente. Otros factores que controlan el rango de oxidación son:

- . Disponibilidad de oxígeno.
- . Temperatura.
- . Presencia de catalizadores como el cobre.

En sistemas bien planeados de fluido térmico el único contacto - del aceite con el oxígeno es en el tanque de expansión.

Requebrajamiento o Descomposición Térmica:

Esta no depende de la presencia del oxígeno. Esta es causada --

por el sobrecalentamiento provocando la formación de productos muy livianos los cuales incrementan los gases del fluido y disminuyen el punto de ignición. Por esta razón no se recomienda que la temperatura del aceite exceda los 316°C(600°F) esto permite un margen de seguridad entre la diferencia de temperatura de la superficie y volumen del aceite que puede ser hasta de 45°C (113°F).

Contaminación:

Teniendo conocimiento de la fuente de contaminación se pueden tomar precauciones para asegurar que la degradación sea minimizada.

Las posibles fuentes son:

- . Residuos del aceite deteriorado dentro del sistema cuando el aceite es cambiado.
- . Limaduras o virutas dejadas por el fabricante dentro del sistema.
- . Lubricantes usados en la parte mecánica del sistema.
- . Agua de la bomba de enfriamiento o prueba hidrostática.
- . Fugas de un producto a través del calentador.
- . Productos de corrosión dentro del sistema.
- . Material extraño que haya entrado en el tanque de expansión.

- . Suciedad en los tambos de aceite o en las conexiones y mangueras del sistema de llenado.

Señales de advertencia de la degradación:

Aceite

- .Oscurecimiento del aceite.
- .Aumento de la acidez.
- .Aumento de la viscosidad.
- .Formación de sedimentos.
- .Reducción del punto de ignición.
- .Incremento de los gases del fluido.
- .Baja el punto de ebullición.

Sistema

- .Pérdida de la transferencia de calor.
- .Depósito de sedimentos en la parte fría del sistema.
- .Golpeteo en el intercambiador de calor (si lo hubiera) debido a la reducción del punto de ebullición e incremento de la presión en los gases del fluido causado -- por agua contaminada o descomposición térmica.
- .Cavitación en las bombas -- centrífugas.

3.2 VENTAJAS DEL SISTEMA DE FLUIDO TERMICO CONTRA LOS SISTEMAS DE VAPOR EN FUNCIONAMIENTO.

Los modernos generadores de alta calidad ya sea de fluido térmico o de vapor, son muy frecuentes y operan a niveles similares de -- eficiencia; sin embargo, tienen un área insuficiente de transfe-- rencia de calor. Por ejemplo: la combustión en el quemador es in completa produciéndose un contenido bajo o variable de CO_2 y una alta temperatura de los gases de combustión en la chimenea y la - eficiencia es bastante baja. Por eso es prudente poner atención en los puntos anteriores.

Con la caldera de vapor la eficiencia puede bajar progresivamente debido a que la resistencia de la transferencia de calor se hace mayor, resultando una mayor producción en salida de la temperatu-- ra de los gases. Esta resistencia es causada por incrustaciones en el lado del agua cubriéndose de hollín las superficies frías y también por la corrosión debido a impurezas en ambos lados.

En las unidades modernas de transmisión de calor de diseños apropiados no deberá haber ninguna deteriorización para causar sucie-- dad en la superficie de calentamiento. Deberá enfatizarse que -- esta afirmación sólo se aplica a los diseños de equipo de fluido térmico que operan a altas temperaturas.

Comparando por igual las eficiencias de la caldera y el calentador, las únicas diferencias son debidas a las pérdidas en la -- transmisión de calor y recuperación del calor no utilizado.

Lo ideal es utilizar un circuito cerrado en el cual sólo el calor requerido es removido. Lo más cercano al ideal es el sistema de transmisión de calor en fase líquida, aparte de las pérdidas de radiación de las tuberías (común en ambos sistemas de vapor y -- fluido térmico). El único calor retirado es el calor sensible -- suficiente para satisfacer los requerimientos del proceso. Todo el demás calor es devuelto a la fuente.

Problemas del Retorno de Condensados:

Con el vapor la misma condición puede existir, pero en ocasiones es posible conseguir esto debido a la posición del uso del recipiente con relación a la caldera, esto introduce al problema del retorno a condensados. El condensado dentro del circuito de calentamiento antes de que sea descargado a las trampas de vapor -- está a la misma presión y temperatura como el vapor. En el momento que es descargado de la trampa, la presión desciende a la atmosférica y la temperatura a 100°C (212°F), el calor contenido en el condensado antes de ser descargado se convierte parcialmen-- te en vapor.

A menos que este vapor pueda ser separado y usado provechosamente para precalentar otros trabajos, está totalmente perdido y propicia una reducción considerable en la eficiencia.

Las pérdidas, como son esperadas, se incrementan con la presión de trabajo, entre más alta sea la presión mayor será la temperatura y por lo tanto, será mayor la cantidad de calor contenido en el condensado. En resumen, el condensado deberá enfriarse por debajo de su punto de ebullición, por lo general a 95°C (203°F) o menor, para que pueda ser bombeado de regreso al sistema. Esto incrementa las pérdidas como se muestra a continuación:

Temperatura °C	148	170	198	217	243	267	286	314
(°F)	(298)	(338)	(388)	(422)	(470)	(513)	(546)	(597)
Presión MPa	0.34	0.69	1.38	2.07	3.45	4.83	6.9	10.34
(lb/pulg ²)	(50)	(100)	(200)	(300)	(500)	(700)	(1000)	(1500)
Porcentaje de pérdidas de calor a 82°C aprox. (180°F)	14	19	25	30	36	42	47	53
Porcentaje de recuperación de calor	86	81	75	70	64	58	53	47
Porcentaje del costo del combustible relacionado al fluido térmico a la misma temperatura	1.16	1.24	1.33	1.43	1.56	1.73	1.9	2.13

De estos datos de vapor se puede ver que se necesitan altas presiones para obtener altas temperaturas, ya que habrá que tener mayor cuidado para cubrir las pérdidas y ser tomados en cuenta los economizadores, enfriadores de vapor. Esto involucra considerables gastos de capital que suben muchísimo a medida que se incrementa la presión.

En muchos casos es mejor despreciar los costos de la pérdida de calor ya que es menor que el interés de la inversión del capital y mantenimiento de equipo adicional. Refiriéndonos a la tabla anterior, y viendo solamente el costo en combustible, aparte de cualquier consideración, se incrementa rápidamente.

Transmisión de Fluido Térmico:

Con el sistema de transmisión de fluido térmico los problemas de pérdidas de condensado y su recolección en trampas no se necesita, así que los costos de combustible requerido para producir -- una cantidad de calor utilizable es siempre menor que el utilizado con una caldera, de la misma eficiencia. Entre más cercana la temperatura a 316°C (600°F) (equivalente a una presión de vapor a 10.34 MPa (1,500 lb/pulg²)) es requerido, el sistema de ca lentamiento de fluido térmico proveerá ésta a una presión que es menor que la del vapor y los costos de combustible serán menores a la mitad.

Otra pérdida de calor desconocida es la debida a las fugas de las válvulas, juntas, prensa-estopa, etc. Sin embargo, un ejemplo de esto es un agujero de 1.6 mm (1/16 pulg) de diámetro que puede fugar calor a razón de 3530.5 Kcal/hr (14,000 BTU/hr) a 0.69 MPa (100 lb/pulg²) y alrededor de 10,086.5 Kcal/hr (40,000 BTU/hr) a 10.34 MPa (1,500 lb/pulg²). Tomando la presión de 0.69 MPa (100 lb/pulg²), por ejemplo, a 3530.4 Kcal/hr (14,000 BTU/hr) para 24 horas y 300 días al año, la cantidad de pérdida de calor es de 25 millones Kcal (100 millones BTU).

En resumen, debemos recordar que prácticamente ninguna instalación de vapor es suficientemente buena para no tener ninguna fuga o estar limitada a una simple fuga de 1.6 mm (1/16 pulg) de diámetro, así que las pérdidas de 25 millones Kcal/hr (100 millones de BTU/hr) pueden multiplicarse varias veces.

Esto significa que por cada fuga de 1.6 mm (1/16 pulg) de diámetro el costo por año será alto y si la presión es mayor de 0.69 MPa (100 lb/pulg²) el costo se incrementará considerablemente. Son muchos los gastos desperdiciados que pueden ser contados de esta manera.

Otro gasto operacional involucra los circuitos de condensado y trampas que no son tan fáciles de localizar; pudiendo ser causados por el operador por no cerrar la válvula de la trampa de --

paso después de que han sido abiertas para predrenar la caldera en el arranque en frío. Esto puede causar una considerable pérdida de vapor y si varias son dejadas abiertas inadvertidamente por largos períodos (especialmente después del cierre de fin de semana), las pérdidas de calor pueden ser enormes. Otras pérdidas de calor pueden ser causadas por la resistencia de las válvulas y la tubería que está relacionada al largo y al diámetro de la tubería y la masa de vapor transmitida.

Tabulando los puntos alzados en relación al costo que involucra el entregar 252 mil Kcal/hr (un millón de BTU/hr) de calor útil.

<u>DESCRIPCION</u>	<u>CALENTADOR</u>	<u>CALDERA</u>
Eficiencia con el 82%	No depósitos, no paredes frías	La eficiencia puede ser reducida por depósitos y enfriamiento de paredes por hollín.
Cantidad de combustible	28 mm ³ (7 1/2 Gal)	28 mm ³ (7 1/2 Gal)
Fluido	Aceite térmico	Agua y vapor
Corrosión	Ninguna	Alguna para considerar
Suciedad	Ninguna en plantas bien diseñadas	Algunas (necesita purgarse, limpieza e inspección anual)
Tipo de circuito de transmisión	Totalmente cerrada	Alta presión y retorno principal de condensados.
Rango de calor útil en la generación, descontando la radiación y la recuperación del calor del vapor de rocío	100%	86% 0.69 MPa (100 lb/pulg ²) 47% 10.34 MPa (1500 lb/pulg ²)
Fugas de vapor por cada 1.6 mm (1/16 pulg) diámetro	Ninguna	Bastantes
Otras pérdidas	Pérdida por bombeo para vencer la fricción de la tubería.	<ul style="list-style-type: none"> . Por purgas . Agua de alimentación precalentada . Enfriamiento de la caldera por fines de semana . Válvulas de limpieza de seguridad . Fugas generales por válvulas, prensa-estopa, etc. . Pérdidas por fricción en las tuberías . Hay que dejar abiertas trampas y válvulas de paso

De ésto es evidente que la eficiencia térmica total del sistema de fluido térmico queda constante, independientemente de la temperatura de trabajo, mientras que con el vapor la eficiencia relativa total depende de los costos de la fuga de vapor que hubiesen. El calentador, no obstante, absorbe energía eléctrica para hacer circular el fluido térmico, y este costo se compensa con las muchas pérdidas de vapor.

Transmisión y Transferencia de Calor:

La clase de tubería para el vapor de la línea principal y las interconexiones, ángulos de expansión, bridas, juntas y pernos están relacionados a la presión de trabajo y varía desde una relativamente simple hasta otra de calidad extragruesa involucrando altos costos.

Para transmisión de calor de fluidos térmicos sólo se involucran las presiones nominales, así que sólo es necesario una tubería de cédula menor. Sin embargo, es aconsejable usar bridas y juntas de cédula mayor soldadas al tubo para soportar las altas temperaturas dado que las expansiones son iguales que las del vapor. Por lo anterior, se puede concluir que las tuberías para trabajos con temperaturas comparables, son de una construcción más económica para los sistemas de fluido térmico que las de vapor.

Con respecto a las válvulas, la cantidad necesaria en el sistema de fluido térmico es menor que las usadas en el sistema de vapor, ya que no son necesarias las trampas de vapor y sus válvulas de paso.

Las válvulas de compuerta sin embargo, deberán de ser de la mejor calidad para soportar la temperatura más alta posible que se alcance, aunque no esté presente la presión. El recubrimiento aigante de las tuberías es comparativamente igual para las mismas condiciones de temperatura.

El uso de calderas incluye todo tipo de recipientes, intercambiadores de calor y equipos que reciben calor del circuito de calentamiento para el propósito de llevar el proceso.

Mantenimiento:

Las calderas de vapor que manejan altas presiones, es necesario por ley que tengan una revisión anual hecha por la compañía de seguros. Los tubos en el lado de agua, están inclinados por si hubiera incrustaciones debido al descuido en el tratamiento de agua, necesitando equipo especial para su remoción. La vida de los tubos está determinada por los efectos de la corrosión e incrustaciones ya que causarán un gran factor de suciedad:

Por tanto, una mayor cantidad de temperatura será necesaria para pasar la misma cantidad de calor que cuando las superficies estén limpias. Esto produce otros problemas que involucran un paro completo del equipo para reentubar, causando pérdidas en la producción.

En los demás sistemas auxiliares como el tratamiento del agua, - equipos de aereación, tuberías, válvulas y trampas, la corrosión y la formación de incrustaciones son la causa de grandes mantenimientos para asegurar que no sean impedidos el flujo y la transferencia de calor.

Las fugas de vapor causadas por la combinación de presión y variaciones de expansión son inevitables y continuamente requieren atención. El agua no es un lubricante así que las bombas y partes que se mueven están sujetas a incrustaciones y corrosión y - frecuentemente es necesario cambiarlas.

Los sistemas de fluido térmico no están sujetos a corrosión o incrustaciones y como la mayoría de fluidos térmicos son lubricantes, no habrá ningún costo de lubricación. Al no ser sistemas de presión, los sistemas de fluido térmico no sufren apagones -- por revisión de seguridad.

Durante el invierno, con el sistema a vapor todas las tuberías y válvulas están sujetas a bloqueo por congelamiento, si el flujo se para inadvertidamente o por fines de semana. Aparte del tiem

po que tomará para liberarla del congelamiento se corre el riesgo de explosión que obliga a grandes costos de mantenimiento -- aparte de la pérdida de producción durante la reparación. En el sistema a fluido térmico no existe la posibilidad de congelamiento, así que no requiere de un mantenimiento costoso, reemplazo de trampas, válvulas, etc., y no hay pérdidas de producción.

CAPITULO IV

FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO DE FLUIDO TERMICO

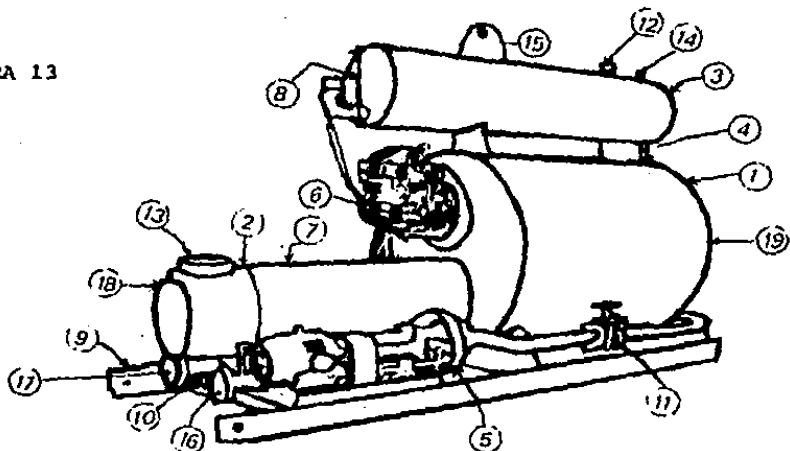
El equipo a fluido térmico ha sido diseñado para proporcionar un sistema de calentamiento indirecto, seguro, eficiente, económico y confiable (6).

Como medio de transferencia de calor se usa un fluido transmisor que se calienta a la temperatura requerida, dentro del calentador y se hace circular a través de serpentines, cambiadores de -- calor, tuberías; de este modo se puede calentar indirectamente - cualquier producto o máquina de proceso.

El equipo a fluido térmico es una unidad compacta tipo "paquete" completa con los siguientes componentes, (ver figura 13):

- . Cámara de Combustión.
- . Bomba de Combustible.
- . Transformador de Ignición.
- . Control y Detector de Flama.
- . Interruptor Límite de Temperatura.
- . Control Indicador de Temperatura.
- . Interruptor de Presión.
- . Bomba de Recirculación de Aceite.

FIGURA 13



- | | |
|-------------------------------------|---|
| 1) Cámara de Combustión | 11) Válvula para Mantenimiento |
| 2) Recuperador de Calor | 12) Orificio para Llenado |
| 3) Tanque de Expansión | 13) Chimenea |
| 4) Trampa de Calor | 14) Derramadero y Venteo |
| 5) Bomba de Recirculación | 15) Oreja de Carga |
| 6) Quemador | 16) Alimentación de Aceite |
| 7) Tablero de Control
(no se ve) | 17) Retorno de Aceite |
| 8) Control de Nivel de Aceite | 18) Compuerta de Inspección
Frontal |
| 9) Base Tipo Trineo | 19) Compuerta de Inspección
Trasera (no se ve) |
| 10) Tubería de Desvío
(no se ve) | |

Cámara de Combustión:

La cámara de combustión es el corazón del sistema y la pieza más importante de la unidad, requiriendo una selección adecuada. El fluido térmico puede degradarse si el equipo diseñado no se calienta apropiadamente.

Es esencial que el flujo de calor sea bajo y el coeficiente de transferencia de calor sea alto ya que están presentes todo el tiempo en la unidad. Una combinación de éstas dará una diferencia de temperatura de película baja a través de la película del fluido transportador de calor en contacto con la superficie metálica del calentador. Entre más baja sea esta diferencia es mayor la temperatura de la masa de operación, sin exceder la temperatura de película límite máxima del fluido en la unidad.

La distribución de calor a través de las superficies de transferencia de calor deben ser uniformes y los efectos del quemador deben ser prevenidos. El tipo de unidad basado en el diseño de tubos inmóviles con grandes refractarios en donde el fluido es bombeado a través de los tubos que son calentados por radiación y convección no son ideales para obtener coeficientes de transferencia de calor altos, las velocidades deben ser altas y las caídas de presión serán correspondientemente altas. Se han hecho intentos para reducir las caídas de presión usando tubos más cor

tos en paralelo pero esto conduce a problemas asociados con la distribución pareja del fluido.

Para vencer estos problemas ha sido desarrollado un sistema que está basado en una cámara de combustión cilíndrica que tiene -- una larga superficie escalonada que es aproximadamente igual a cinco veces el área de superficie de la cámara de combustión en contacto con el fluido, entregando un flujo bajo en calor adentro del fluido y un coeficiente de transferencia de calor alto, debido al flujo turbulento causado por el arreglo de la superficie extendida. Un área de convección grande es montada afuera de la superficie aletada dando este conjunto una alta eficiencia térmica.

También es importante que la inercia térmica de la unidad se -- mantenga al mínimo, de este modo aseguramos una respuesta rápida a las variaciones de la carga y si la circulación fallara a través de la unidad, no ocurrirá ningún daño ya que el calor -- absorberá a través de cualquier refractario hacia dentro del -- fluido estático.

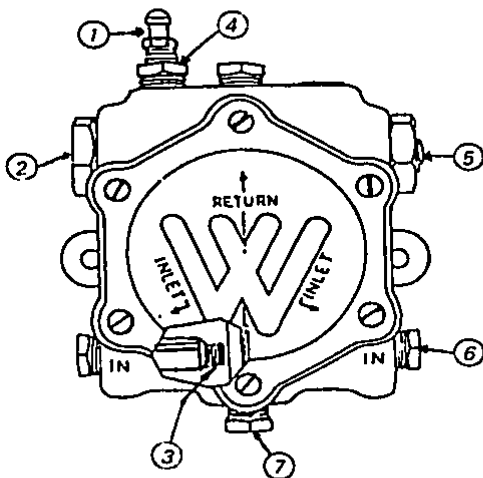
Bomba de Combustible:

Esta bomba puede operar en sistemas de alimentación de dos tubos. Los sistemas de dos tubos se usan cuando el fondo del --

tanque de almacenamiento está por debajo del nivel de la bomba. Si el fondo del tanque está por encima del nivel de la bomba, - se quita el tapón de desvío y usando solamente el tubo de alimentación, se ajusta la presión. Para arrancar el quemador se purga el sistema.

La bomba opera a una presión de 0.69 a 0.88 MPa (99.5 a 127.98 psi). (Ver figura 14.)

FIGURA 14



1. Válvula de Venteo
2. A la Boquilla
3. Tapón de Desvfo
4. Manómetro
5. Tapón para Ajustar la Presión
6. Entrada de Combustible
7. Retorno de Combustible

Transformador de Ignición:

El combustible es atomizado por una boquilla del quemador, es encendido con la chispa eléctrica que proveen los electrodos. La corriente para generar esta chispa, proviene del transformador de ignición. El voltaje del circuito secundario de este transformador es de 10,000 volts, y el primario opera a -- 220 volts.

Control y Detector de Flama:

El control y el detector de flama supervisan la flama del quemador, proveen ignición automática, tiempos de pre y post barrido, operación del motor del quemador, protección en caso de falla de flama y segundo intento de ignición. El control deberá mantenerse limpio y libre de polvo y suciedad. El lente del detector de flama (foto-celda) deberá estar en óptimas -- condiciones.

Interruptor Límite de Temperatura:

Es una medida extra de seguridad para desconectar el quemador, en el caso de que el control de temperatura fallara o se llegara a bloquear la circulación en el calentador. Este control abre cuando llega a una temperatura de 230°C.

Interruptor de Nivel de Aceite:

Este evita la operación del quemador si baja el nivel en el tanque de expansión. La operación del quemador con bajo nivel de aceite, sobrecalentará y quemará el serpentín del quemador.

Control Indicador de Temperatura:

Es un instrumento compacto y transistorizado. Tiene un selector de ajuste digital con el que se fija la temperatura deseada del aceite. Además de dos luces indicadoras localizadas en la parte inferior del frente. Una de ellas nos indica que el quemador está parado, porque el aceite llegó a la temperatura prefijada y la otra indica que el quemador es tá trabajando, porque no ha llegado a la temperatura deseada el aceite. (Ver figura 15).

Interruptor de Presión:

Es una protección adicional de seguridad para desconectar el quemador, en caso de que no hubiera presión de bombeo en la línea de alimentación de aceite caliente. El control ha sido ajustado para abrirse cuando la presión baje a 0.09 MPa - (14.22 psi). (Ver figura 16).

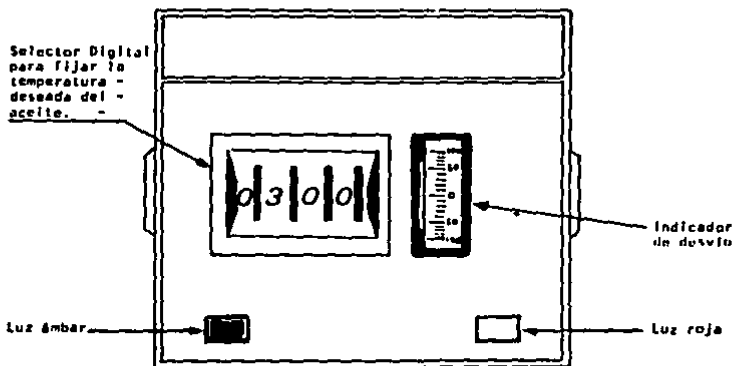


FIGURA 15. CONTROL INDICADOR DE TEMPERATURA

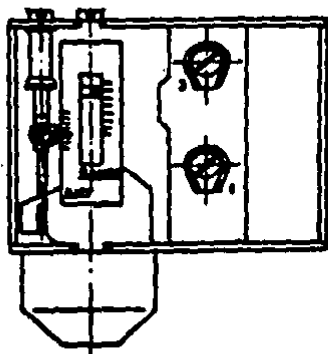


FIGURA 16. INTERRUPTOR DE PRESION

Bomba de Recirculación de Aceite:

La función de ésta es la de circular el fluido a través del proceso y el calentador. Se pueden usar bombas de desplazamiento positivo o centrífugas.

El calentador está equipado con una bomba centrífuga para alta temperatura localizada en la línea de alimentación de aceite -- caliente al sistema. Esta bomba tiene empaques de grafito laminado del tipo estopero y depende del goteo (15 gotas por minuto) para la lubricación de la flecha; el suprimir este goteo traerá como consecuencia la sobrecarga del motor y se maltrata la flecha.

CAPITULO V
INSTALACION DEL EQUIPO

5.1 PRENSA MULTIPLE.

El proceso de instalación es el siguiente (4):

- 1) La prensa debe de ser instalada en un piso de concreto bien nivelado.
- 2) La prensa ha sido diseñada para que la unidad de control esté en el lado derecho.
- 3) La prensa debe instalarse en un lugar accesible para que haya suficiente espacio para el servicio y mantenimiento; se recomiendan 3 pies o un metro a todo su alrededor.
- 4) Las conexiones hidráulicas deben efectuarse con precisión y a prueba de fugas.
- 5) Limpiar la protección de oxidación de todas las partes móviles y puntos de contacto. La rotación del motor visto de --- frente debe ser en el sentido de las manecillas del reloj.
- 6) Para la instalación de los moldes se procede abriendo la prensa, sacando los platos individualmente, se aflojan los tornillos de los rieles sujetadores, se introducen moldes, se reinstalan los sujetadores y se aprietan los tornillos. Se limpian los moldes perfectamente con solventes para no contaminar el hule y queda lista para ser cargada con el hule a vulcanizar.

5.2 FLUIDO TERMICO.

La instalación del fluido térmico es la instalación del calentador que lo maneja. Este es un calentador de aceite, que sus especificaciones fueron descritas en el Capítulo II.

Para la instalación del calentador hay que tomar en cuenta los siguientes datos (6):

Localización:

El lugar donde se instale el equipo deberá estar bien ventilado, ya que se requiere oxígeno para lograr buena combustión. El -- aire deberá estar libre de polvos y otras sustancias hasta donde sea posible.

Esta deberá instalarse sobre un piso nivelado, no siendo necesaria ninguna cimentación especial ni anclaje. Se sugiere que el calentador quede a una distancia mínima de un metro de cualquier muro u otro equipo.

Chimenea:

El calentador está equipado con un quemador de tiro forzado, por lo que no requiere de una chimenea alta para su funcionamiento.

Pero es necesario llevar al exterior de los cuartos de máquinas los resultados de la combustión usando para tal efecto un ducto de diámetro no menor al de salida del calentador. La altura de este ducto por sobre el techo del edificio deberá ser de 1.5 m y debe tener un sombrero plano para impedir la entrada de agua de lluvia. Hay que procurar que este ducto sea vertical, pero si no es posible, hay que usar tramos inclinados de 45°mínimo. Hay que evitar tramos horizontales pues acumulan hollín con facilidad y descompensan la combustión.

Combustible:

La entrada de combustible a la bomba es para tubo de 1/4 National Pipe Thread. Se usará tubo negro de 10 mm (3/8") Ced 40 siempre y cuando la distancia hacia el tanque de combustible no sea mayor de 5 m; si la distancia es mayor a 5 metros, se usará -- tubo de 13 mm (1/2").

Para proteger la bomba es conveniente instalar un filtro para combustible y una válvula de compuerta para darle servicio al filtro.

Electricidad:

La corriente eléctrica es de 220 volts, 60 ciclos por segundo y 3 fases, (para el caso aquí tratado).

Es absolutamente necesario que las tensiones y frecuencias sean adecuadas.

Voltajes de un 10% sobre o bajo la tensión requerida, son causa de operación errática y severos daños al calentador.

Tubería para Aceite Caliente:

La tubería no deberá ser para aguantar altas presiones pero debe aguantar temperaturas hasta 316°C (600°F) más una considerable expansión.

La tubería para todo el sistema de distribución de aceite deberá ser negra Ced 40 soldada y bridada. Se podrán usar conexiones roscadas hasta 32 mm (1 1/4 pulg) máximo, de 38 mm (1 1/2 - pulg) en adelante es preferible que toda la tubería sea soldada y bridada.

Hay que tener en cuenta que el flujo de entrada al conectar la tubería a cualquier serpentín o cambiador de calor, sea en el -

punto más bajo y la salida por la parte más alta del equipo, debido a que en el sistema de fluido térmico no existe el problema de condensado que se presenta en el sistema de vapor; por lo tanto el aceite térmico tendrá que llenar las cámaras del molde para calentarlo por lo que tendrá que circular de la parte más baja hacia la parte más alta, cosa que será opuesta en el sistema de vapor, porque en este sistema se tiene el problema del condensado, que se depositará en la parte más baja de la cámara que -- estará conectada a la línea de retorno, sin antes pasar por una trampa de vapor, filtros y válvula de retención al salir de la cámara.

Las empaquetaduras de las conexiones bridadas es recomendable -- usarlas con cartón de asbesto grafitado de 3 mm (1/8 pulg) y para las conexiones roscadas usar cinta de teflón de 13 mm (1/2 -- pulg).

Hay que evitar selladores de base aceitosa, pues éstos se deslavan o se quiebran cuando se calientan las tuberías. En el caso de tuberías de alimentación y retorno muy largas, deberán instalarse juntas de expansión o cambios de dirección de la tubería, porque al calentarse las tuberías se expanden corriendo el riesgo de romperse si no existiera un elemento que absorbiera dichas dilataciones.

Todo el sistema de distribución del aceite deberá cubrirse con material aislante y lámina de aluminio, sobre todo, en tuberías expuestas a la intemperie. Es recomendable operar todo el sistema por tres días sin forrar, para asegurarse de que no hay fu gas en la tubería cuando está caliente.

CAPITULO VI
ANALISIS DE COSTOS

El análisis de costos que se presenta tiene por objeto hacer una comparación del costo anual de las tres alternativas expuestas en este estudio, ésto es, el buscar el patrón de costo de cada alternativa, transformando en una serie uniforme equivalente de costos anuales a una tasa de rendimiento mínima. La alternativa que tenga la serie más baja de costos, será la opción más económica (7).

La serie uniforme equivalente del costo de inversión se expresa de la siguiente manera:

$$A = (P-L) \left[\frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \right] + Li$$

de donde:

P = Costos de instalación del equipo.

L = Valor de recuperación al final de la vida económica.

i = Tasa de rendimiento bancaria.

N = La vida económica en años.

A = Serie uniforme de fin de período equivalente a P y L; el costo anual uniforme equivalente de la inversión.

Para obtener los datos necesarios para este análisis se tomará - la producción total de las 4 prensas, que será de 153,600 bandas por año, considerando una jornada laboral de 300 días al año y - una producción de 128 bandas por prensa.

Se considerará además que el valor de recuperación, después de - una vida económica de 10 años será, para el sistema de vapor de \$10,227,100 y para el sistema de fluido térmico, sin aceite, de \$5,673,300, que es un 10% del valor del equipo.

La instalación del equipo o inversión inicial se depreciará se-
gún el método de línea recta, un 10% por año.

Los costos de instalación y operación para los sistemas menciona-
dos en este estudio, tomando como base los precios hasta junio -
de 1988, se describirán a continuación:

- Costos de instalación:

Aquí se desglosarán los costos principales que intervienen en
la adquisición e instalación de ambos equipos.

Los costos de la tubería y accesorios para el sistema de vapor,
serán:

<u>DESCRIPCION</u>	<u>PRECIO POR UNIDAD</u>	<u>PRECIO TOTAL</u>
1 Válvula de globo 2", alta presión	\$	\$ 411,185
2 Codos 90° std de 2", alta presión	19,803	39,606
2 Tes std. de 2", alta presión	50,768	101,536
4 Tes reducción. P/2" a 2", S/2" a 1", alta presión	99,336	397,344
4 Válvulas de globo 1", alta presión	158,077	632,308
1 Codo de 90° std. de 1 1/2" baja presión		13,509
5 Tes reducción P/1 1/2" a 1 1/2", S/ 1 1/2" a 3/4", alta presión	96,756	483,780
4 Codos de 90°, std. de 3/4", alta presión	15,576	62,304
4 Válvulas de globo de 3/4", alta presión	109,650	438,600
1 Codo 90° std. de 1", baja presión		12,701
1 Válvula globo de 1", baja presión		54,936
2 Codos de 90° std. de 1/2", alta presión	15,576	31,152
2 Válvulas de globo de 1/2", alta presión	75,110	150,220
1 Válvula de retención de 1/2", alta presión		18,082
33.3 mts. de tubería negra de 2" ced 80	41,225	1,372,793
10.0 mts. de tubería negra 1" ced 80	25,679	256,790
21.5 mts. de tubería negra 3/4" ced 80	18,336	394,224
10.9 mts. de tubería negra 1/2" ced 80	13,769	150,082
26.0 mts. de tubería negra 1 1/2" ced 40	30,848	802,048
1.1 mts. de tubería negra 1" ced 40	21,074	23,182
6 mts. de manguera de 1/2"	140,000	840,000
6 mts. de manguera de 3/8"	100,000	600,000
33.3 mts. aislante para la tubería 2", ced 80	9,736	324,209
10.0 mts. aislante para la tubería 1", ced 80	7,246	72,460
21.5 mts. aislante para la tubería 3/4" ced 80	6,879	147,899
10.9 mts. aislante para la tubería 1/2" ced 80	5,433	59,220
26.0 mts. aislante para la tubería 1 1/2" ced 40	8,759	227,734
1.1 mts. aislante para la tubería 1" ced 40	7,246	7,971
22 trampas 3/8", termodinámicas	122,720	2,699,840
5 Eliminadores de aire	225,410	1,127,050
22 Filtros para vapor	36,070	793,540
TOTAL DE ACCESORIOS Y TUBERIA:		\$612,746,305

Por lo que el costo total para la instalación del sistema de vapor (inversión inicial) será:

Caldera	\$ 75,408,000
Quemador	7,042,000
Bomba alimentación	10,125,000
Suavizador de agua	4,663,000
Tanque de condensados	1,230,000
Tanque de combustible	3,803,000
Accesorios y tubería	12,746,305
Mano de obra (instalación)	3,000,000
Flete	<u>1,000,000</u>
T o t a l :	<u>\$119,017,305</u> *****

Los costos de la tubería y accesorios para el sistema a fluido térmico serán:

<u>DESCRIPCION</u>	<u>PRECIO POR UNIDAD</u>	<u>PRECIO TOTAL</u>
8 Válvulas globo 2", baja presión	\$158,810	\$ 1,270,480
3 Válvulas globo 4", baja presión	609,257	1,827,771
7 Codos 90°, std. 4", baja presión	39,956	279,692
8 Tes. reducción, P/4" a 4" y S/4" a 2"; baja presión	94,175	753,400
12 mts. manguera 1" baja presión	180,000	2,160,000
22.5 mts. tubería negra 2" ced 40	29,135	655,538
58.2 mts. tubería negra 4" ced 40	75,467	4,392,180
22.5 mts. aislante para la tubería 2"	9,736	219,060
58.2 mts. aislante para la tubería 4"	12,720	<u>740,304</u>
TOTAL DE ACCESORIOS Y TUBERIA:		<u>\$12,290,425</u>

Por lo que el costo de la instalación para el sistema de fluido térmico (inversión inicial), sin el fluido térmico será:

Calentador	\$35,000,000
Quemador	8,610,000
Bomba de circulación	9,320,000
Tanque de combustible	3,803,000
Accesorios y tubería	12,290,425
Mano de obra (instalación)	2,000,000
Flete	<u>1,000,000</u>
S U B - T O T A L	\$72,023,425
E Q U I P O	*****

Para obtener el costo total del sistema a fluido térmico habrá que considerar el costo de cada uno de éstos (aceite orgánico y mineral), y éstos serán:

<u>DESCRIPCION</u>	<u>ACEITE ORGANICO</u>	<u>ACEITE MINERAL</u>
Precio por litro	\$ 2,065	\$ 15,195
Precio total (800 lts)	1,652,000	12,156,000
Sub-total equipo	<u>72,023,425</u>	<u>72,023,425</u>
T O T A L :	<u>\$73,675,425</u> =====	<u>\$84,179,425</u> =====

Costos de Operación:

Los costos que intervienen en la producción de 153,600 bandas por año, (tomando en cuenta que se laboran 300 días al año), será:

Sistema de Vapor:

Mantenimiento	\$ 5,161,240
Electricidad	15,020,000
Combustible	60,372,000
Mano de Obra	17,616,000
Suavizador	864,000
Suministro de agua para el suavizador	<u>3,860,000</u>
T O T A L :	<u>\$102,893,240</u> =====

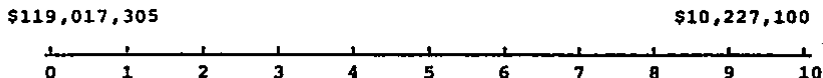
Sistema a Fluído Térmico:

Mantenimiento	\$ 3,002,752
Electricidad	10,730,860
Combustible	37,786,900
Mano de Obra	<u>11,520,000</u>
T O T A L :	\$63,040,512 *****

En resumen se tendrá:

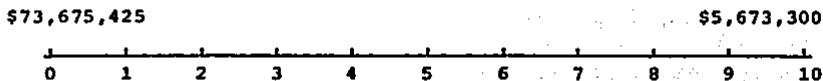
<u>DESCRIPCION</u>	<u>SIST.A VAPOR</u>	<u>SIST.AC. ORGANICO</u>	<u>SIST.AC. MINERAL</u>
Costos de Instalación (Total)	119,017,305	73,675,425	84,174,425
Costos de Operación (por año)	102,893,240	63,040,512	63,040,512
Depreciación del equipo (por año)	11,901,730.5	7,367,542.5	8,417,442.5

Representando lo anterior en una escala de tiempo se tendrá,
para el sistema de vapor:



(\$102,893,240 + \$11,901,730.5) por año

Para el aceite orgánico:



(\$63,040,512 + \$7,367,542.5) por año

Para el aceite mineral:

\$84,174,425

\$5,673,300

(\$63,040,512 + \$8,417,442.5) por año

Para obtener la opción más económica, se harán dos gráficas comparativas; en la primera se graficarán los costos anuales de la inversión inicial (A) contra la vida económica del equipo en -- años, y en la segunda los costos de operación y depreciación por año contra la vida económica del equipo en años, para así determinar la mejor alternativa.

Para la primera comparación, se tomará una tasa de rendimiento - del 40%, que es la tasa actual vigente en junio de 1988. Apli-- cando la fórmula antes vista para cada año se tendrá:

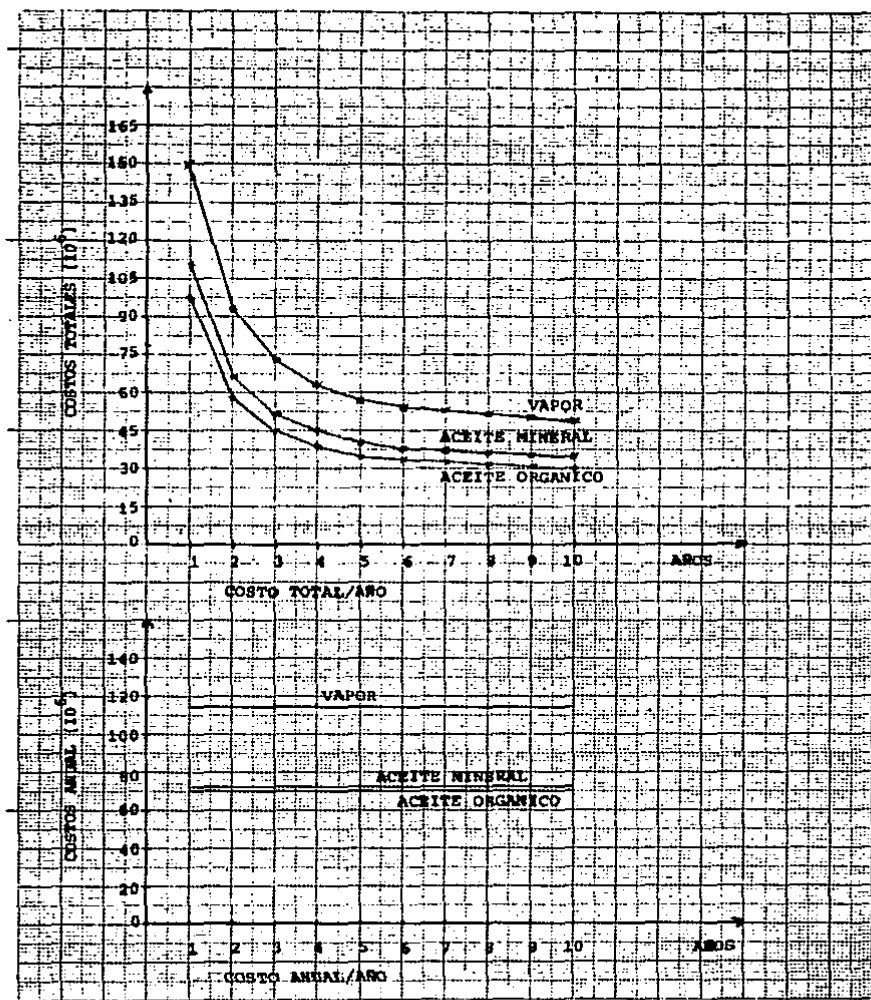
OPCION	VAPOR		ACEITE ORGANICO		ACEITE MINERAL	
	N (AÑOS)	A (\$10 ⁶)	N (AÑOS)	A (\$10 ⁶)	N (AÑOS)	A (\$10 ⁶)
	1	156.4	1	97.5	1	112.2
	2	92.9	2	57.8	2	66.4
	3	72.6	3	45.1	3	51.7
	4	62.9	4	39.0	4	44.7
	5	57.5	5	35.7	5	40.8
	6	54.3	6	33.6	6	38.5
	7	52.2	7	32.3	7	37.0
	8	50.8	8	31.4	8	36.0
	9	49.8	9	30.9	9	35.3
	10	49.2	10	30.4	10	34.8

Los costos de operación y depreciación para la segunda gráfica serán:

Para el vapor:	\$114,794,970.5
Para el aceite orgánico:	70,408,054.5
Para el aceite mineral:	71,457,954.5

Graficando todo lo anterior, como se ve en la gráfica anexa, la mejor alternativa será la del aceite orgánico, ya que ésta cumple con lo propuesto al principio.

Tomando en cuenta que los costos de materia prima son de \$950,875,000, se tendrá que los costos totales por año serán de \$1,021,283,055.5.



CONCLUSIONES

Después del estudio realizado y de haber comparado ambos sistemas, se llegó a la conclusión de que el sistema a fluido térmico es -- superior al de vapor por las siguientes razones:

1. Hay un aumento en la producción debido principalmente a que es menor el tiempo, tanto de vulcanización como de calentamiento del equipo, ésto es por el manejo de altas temperaturas.
2. Se eliminan los riesgos en el equipo debido a los siguientes factores:
 - a) No existe congelamiento en la tubería por las bajas temperaturas, cuando se requiere arrancar el sistema por un paro -- repentino o por un paro de fin de semana.
 - b) Los problemas de condensación dentro del sistema no existen, ya que no se maneja agua.
 - c) No hay pérdidas por fugas en la tubería y en las conexiones porque se manejan bajas presiones (ya que a medida que aumenta la presión, las pérdidas son mayores) quitándose también los problemas de las trampas, filtros y válvulas en -- general.
3. Hay una considerable disminución en los costos del equipo instalado, debido principalmente a que el sistema propuesto es no-presurizado a bajas presiones y altas temperaturas.

4. El consumo de energéticos (como electricidad y combustible) - será menor, ya que para el mismo lote de bandas, como se puede ver en el capítulo VI, es mayor.
5. Este sistema tendrá una respuesta más rápida a los cambios de temperatura para diferentes procesos (si los hubiera), es decir, podrá adaptarse a cualquier temperatura (mayor o menor - de la que se encuentre, siempre y cuando no se rebase el límite de temperatura del aceite) con gran facilidad.
6. El mantenimiento será menor, esto es porque no existe el equipo auxiliar (como son el suavizador del agua de alimentación, tanque de condensados, bomba de agua, trampas, filtros, etc.) evitando así los problemas de suciedad (que son corrosión, oxidación e incrustaciones) provocando limpiezas continuas y hasta la sustitución de partes dañadas, esto en el sistema de vapor, elevando los costos considerablemente, cosa que no sucede con el fluido térmico porque éste lubrica a todo el sistema. Otro problema es el congelamiento de las tuberías y válvulas (mencionado en el punto 2.8) que aparte de traer riesgos de explosión, trae contratiempos, con pérdidas en producción y elevando los costos.

7. La vida útil será mayor por no existir los problemas relacionados con la suciedad, ya que este factor es el que determina la vida del equipo. Este factor de suciedad disminuye la --- transferencia de calor al equipo, necesitando producir más calor para cubrir esta pérdida de transferencia provocando un - aumento en todos los costos.

Este sistema ofrece la propiedad de lubricación del equipo, - cosa que no sucede con el sistema de vapor porque el agua no es un lubricante.

8. El manejo de este sistema es más sencillo que el sistema a vapor por no existir equipo auxiliar. Debido a esta reducción del equipo, la seguridad industrial aumentará considerablemente por no existir los problemas ya mencionados del sistema a vapor, evitando explosiones y fugas a altas presiones.

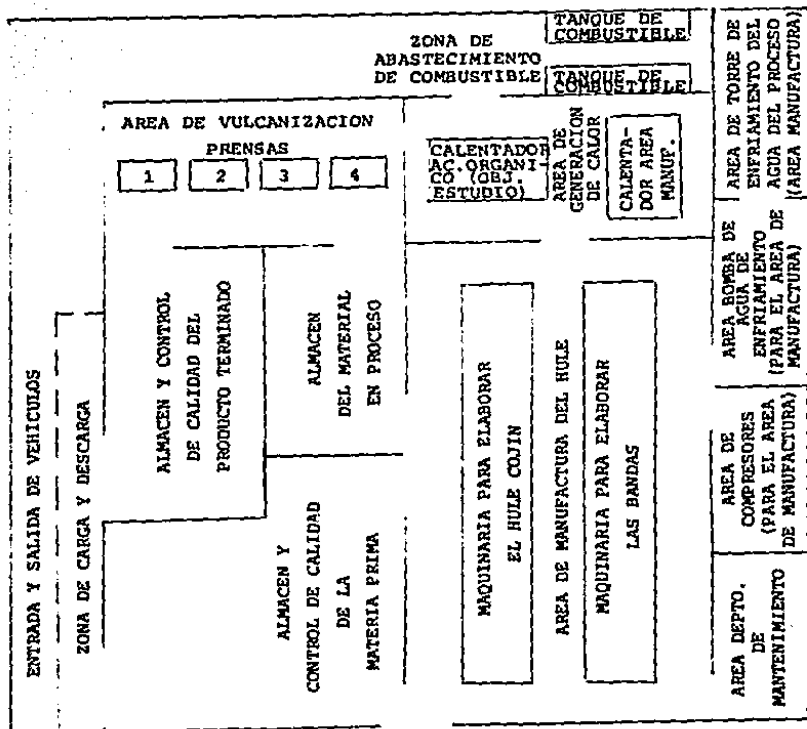
9. Las principales desventajas de este sistema son:

- a) La escasa información que se tiene de él en la industria y la creencia de que el sistema a vapor es apropiado para todos los procesos de calentamiento por ser el más comercial.
- b) No se pueden alcanzar temperaturas superiores a los 316°C (600°F) porque se corre el riesgo de contaminación, descomposición térmica y oxidación dentro del sistema.

c) A la hora del paro del fin de semana se tiene que bajar la temperatura paulatinamente hasta una temperatura menor a los 100°C (212°F) antes de pararla en su totalidad, ya que se corre el riesgo de deformar el serpentín y la tubería.

10. Por lo que en resumen se recomienda que el mejor equipo será el del aceite orgánico, ya que éste representa la mejor alternativa, tanto bajo el punto de vista técnico y matemático, -- como bajo el punto de vista económico. El croquis de la planta de esta alternativa, será:

CROQUIS DE LA VISTA DE PLANTA DE LA FABRICA



ACCESO A LA FABRICA

FRENTE DE LA FABRICA

BIBLIOGRAFIA

- 1) Boyen, John L; Thermal Energy Recovery; John Wiley and Son's, Inc.; New York, 1980.
- 2) Baumeister/Avallone/Baumeister; Marks, Manual del Ingeniero Mecánico; Ed. McGraw Hill, 8ava. Edición.
- 3) Severn, W.H.; La Producción de Energía Mediante Vapor, Aire o Gas, Ed. Reverte, 1976.
- 4) Hydraulic Precured Press Mannual, (Manual de la Prensa Hidráulica para Hule Pre-Curado), 1982, Ed. Vulcan.
- 5) Manual de Calderas, 2da. Edición, Ed. Selmec.
- 6) Manual de Operación para Calentador, 1975. Ed. Thermo-Mac.
- 7) Taylor, George; Ingeniería Económica; 2da. Edición; Ed. Limusa.
- 8) Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe, Technical Paper No. 410; Crane Co; Chicago, 1970.
- 9) Morton, Maurice; Rubber Technology; Robert Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 1981.

- 10) Perry, Robert/Chilton Cecil; Chemical Engineer's Handbook.
Ed. McGraw Hill, 5ta. Edición.

- 11) Kern, Donald Q; Procesos de Transferencia de Calor; Ed.C.E.C.S.A.,
1981.

- 12) Rohsenow/Hartnett/Ganic'; Handbook of Heat Transfer, Fundamentals;
Ed. McGraw Hill; 2da. Edición.