

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA.



Proyecto Fin de Carrera

MODELO DE CÁLCULO PARA EL ANÁLISIS TÉRMICO Y
MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE PLACAS

AUTOR: Alejandro Gómez García.
DIRECTOR: Joaquín Zueco Jordán.
[12][2008]

INDICE.

1. INTRODUCCIÓN.....	1
2. ANTECEDENTES.....	1
3. OBJETIVOS.....	1
4. DESCRIPCIÓN	
4.1. Clasificación general de los intercambiadores de calor.....	2
4.1.1.- <i>Intercambiadores de tubería doble.</i>	
4.1.2.- <i>Intercambiadores enfriados por aire.</i>	
4.1.3.- <i>Intercambiadores de tipo placa.</i>	
4.1.4.- <i>Intercambiadores de casco y tubo.</i>	
4.2. Descripción de los intercambiadores de placas.....	10
4.2.1. <i>Construcción de los intercambiadores</i>	
4.2.2. <i>Diseño de las placas.</i>	
4.2.3. <i>Materiales de Juntas.</i>	
4.2.4. <i>Distribución y características del flujo de fluidos</i>	
4.2.5. <i>Configuraciones de los equipos.</i>	
4.2.6. <i>Flujo de fluidos y transferencia de calor</i>	
4.2.7 <i>Aplicaciones.</i>	
4.3. Descripción del problema.....	19
4.3.2. <i>Método de la efectividad y NTU.</i>	
4.3.1. <i>Introducción.</i>	
4.3.3. <i>Método de los coeficientes.</i>	
4.3.4. <i>El problema mecánico.</i>	
4.3.5. <i>Solución mediante el método de la efectividad y NTU para otras configuraciones. 2 x 2 pasos. 2 x 1 pasos.</i>	
4.3.6. <i>Otras soluciones al problema</i>	
4.4. Descripción del código y del problema bajo EES.....	30
4.4.1. <i>Introducción y descripción de EES.</i>	
4.4.2. <i>Ecuaciones generales del problema.</i>	
4.4.3. <i>Ecuaciones y funciones que intervienen en el método de la efectividad y NTU.</i>	
4.4.4. <i>Ecuaciones para el método de los coeficientes.</i>	
4.4.5. <i>Ecuaciones y funciones para el problema mecánico.</i>	
5. RESULTADOS.	
5.1. Introducción.....	41
5.2. Resultados sobre la ventana de diagrama.....	41
5.3. Soluciones gráficas.....	44
5.4. Comparación de los resultados con los datos aportados por fabricantes...70	
6. CONCLUSIONES.....	77
7. BIBLIOGRAFIA.....	79
ANEXO I.....	80
ANEXO II.....	89
ANEXO III.....	94



1. INTRODUCCIÓN.

Los intercambiadores de placas son equipos muy difundidos en la Industria de Procesos cubriendo una amplia gama de aplicaciones. Pueden presentar características muy especiales tanto en el uso, como en su diseño lo que convierte cada sistema en un problema particular. La mayoría de los textos de transferencia de calor hacen mención a estos equipos aunque presentando generalidades. La mayor parte de la literatura sobre los intercambiadores de placas proviene de los fabricantes de equipos (quienes poseen el know-how) y su difusión está generalmente restringida al ámbito industrial.

2. ANTECEDENTES.

Para la realización del proyecto se va a emplear el programa de generación, simulación y estudio de procesos de ingeniería EES (Engineering Equations Solver).

Este programa es la segunda vez que se utiliza en la Universidad Politécnica de Cartagena para realizar un proyecto final de carrera. Previamente se empleó para realizar el proyecto titulado “Análisis termodinámico de una planta de Trigeneración con turbina de gas y ciclo de absorción”.

En este proyecto se muestra el estudio de instalaciones de intercambio de calor utilizando intercambiadores de placas y bastidor. Las soluciones para este problema pueden orientarnos a la hora de instalar un dispositivo de este tipo. En lugar de obtener una solución aislada. La capacidad de EES para exponer las soluciones y para introducir las variables de entrada nos permitirá crear una herramienta para trabajar con estos equipos.

3. OBJETIVOS.

El principal objetivo es el modelar bajo una aplicación informática (EES) los procesos de intercambio de calor que utilizan intercambiadores de placas, que nos permita obtener fácilmente la solución al problema y analizar la influencia de los parámetros de operación en la solución del problema.

Otros objetivos son:

- Estudio térmico de un intercambiador de placas
- Estudio mecánico de un intercambiador de placas
- Comparación con intercambiadores de calor suministrados por diferentes fabricantes (casos reales).
- Adecuación del programa EES para la resolución de problemas térmicos en ingeniería térmica



4. DESCRIPCIÓN.

4.1. Clasificación general de los intercambiadores de calor.

Un Intercambiador de Calor es un equipo utilizado para enfriar un fluido que está más caliente de lo deseado, transfiriendo esta calor a otro fluido que está frío y necesita ser calentado. La transferencia de calor se realiza a través de una pared metálica o de un tubo que separa ambos fluidos. Dependiendo del tipo de calor transferido, las aplicaciones de los intercambiadores de calor son muy variadas y reciben diferentes nombres:

Intercambiador de Calor: Realiza la función doble de calentar y enfriar dos fluidos.

Condensador: Condense un vapor o mezcla de vapores.

Enfriador: Enfría un fluido por medio de agua.

Calentador: Aplica calor sensible a un fluido.

Rehervidor: Conectado a la base de una torre de fraccionamiento proporciona el calor de re-ebullición que se necesita para la destilación. (Los hay de termosifón, de circulación forzada, de caldera)

Vaporizador: Un calentador que vaporiza parte del líquido

En este punto se realiza una descripción de los tipos fundamentales de intercambiadores de calor que son.

- Intercambiadores de tubería doble
- Intercambiadores enfriados por aire
- Intercambiadores de tipo placa
- Intercambiadores de casco y tubo

4.1.1.- Intercambiadores de tubería doble.

Consiste en un tubo pequeño que esta dentro de otro tubo mayor, circulando los fluidos en el interior del pequeño y entre ambos.

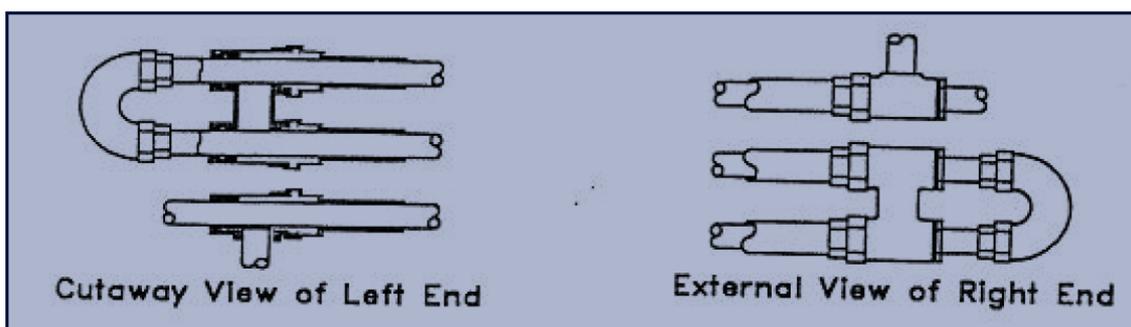


Fig. 4.1. Intercambiadores de tubería doble.

Estos intercambiadores se utilizan cuando los requisitos de área de transferencia son pequeños.

4.1.2.- Intercambiadores enfriados por aire.

Consisten en una serie de tubos situados en una corriente de aire, que puede ser forzada con ayuda de un ventilador. Los tubos suelen tener aletas para aumentar el área de transferencia de calor. Pueden ser de hasta 12 m de largo y anchos 2,5 a 5 m.

La selección de un intercambiador enfriado por aire frente a uno enfriado por agua es una cuestión económica; hay que comparar los elevados gastos de construcción de una torre de enfriamiento de agua (water-coolers) con los bajos costes de bombeo. Los gastos de construcción de un intercambiador enfriado por aire son bajos aunque existen gastos considerables por la potencia requerida continua de los ventiladores.

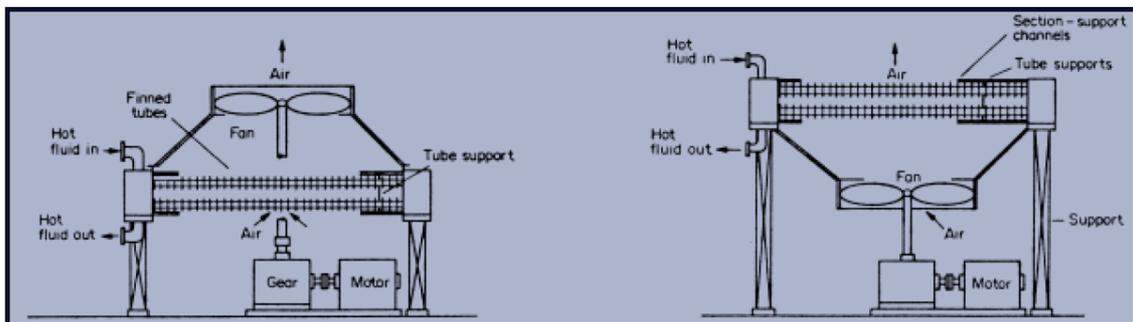


Fig. 4.2. Intercambiadores enfriados por aire.

En general, cuando el calor intercambiado supera las 10 MBtu/h, los intercambiadores de calor enfriados por aire son económicamente competitivos frente a las torres de enfriamiento de agua cuando el agua de la calidad necesaria esta disponible en suficiente cantidad.

4.1.3.- Intercambiadores de tipo placa.

Pueden ser de diferentes tipos:

Intercambiadores de tipo placa y armazón (plate-and-frame) similares a un filtro prensa.

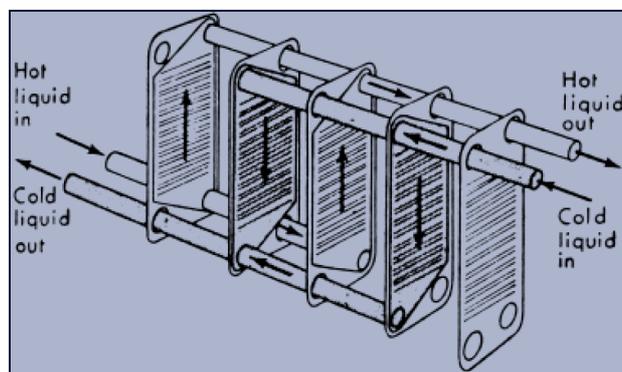


Fig. 4.3. Intercambiadores de placas.



Intercambiadores de placa con aletas soldadas (plate-fit) también llamados intercambiadores compactos. Se utilizan con frecuencia con gases.

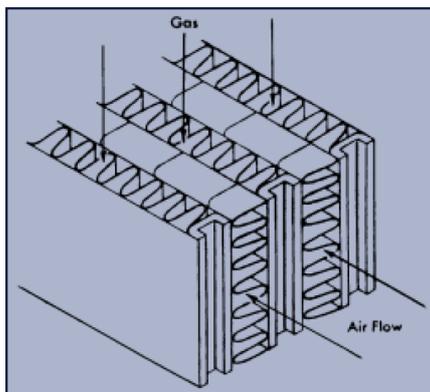


Fig. 4.4. Intercambiadores compactos.

4.1.4.- Intercambiadores de casco y tubo.

Son los intercambiadores más ampliamente utilizados en la industria química y con las consideraciones de diseño definidas. Entre las ventajas que presentan:

1. Esta configuración proporciona áreas de intercambio grandes en pequeños volúmenes
2. Funcionan bien a presión.
3. Existen técnicas de fabricación bien establecidas.
4. Pueden construirse de materiales muy diversos.
5. Se limpian fácilmente.
6. Existen procedimientos de diseño bien establecidos.

Consisten en una estructura de tubos pequeños a través de los cuales circula un fluido colocados en el interior de un casco de mayor diámetro a través del cual circula el otro fluido. Dentro de la carcasa se pueden encontrar con mucha frecuencia bailes para dirigir el flujo de fluido

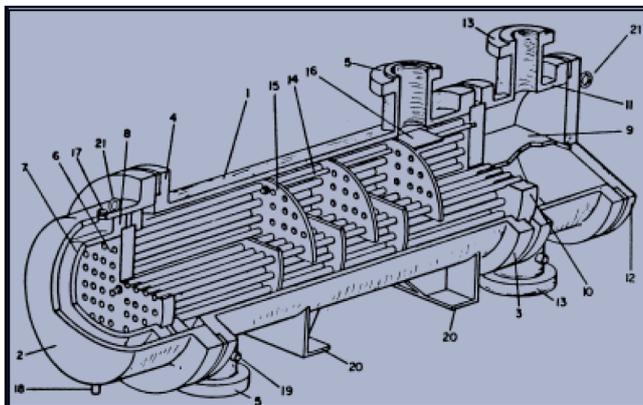


Fig. 4.5. Intercambiadores de casco y tubo.



Intercambiador de casco y tubo tipo AES.

Las consideraciones de diseño, fabricación, materiales de construcción y testing están estandarizadas por The Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) (figura 4.7). Un intercambiador de calor de casco y tubo conforme a TEMA se identifica con tres letras, el diámetro en pulgadas del casco y la longitud nominal de los tubos en pulgadas.

La primera letra es la indicativa del tipo del cabezal estacionario. Los tipo A (Canal y cubierta desmontable) y B (Casquete) son los más comunes. La segunda letra es la indicativa del tipo de casco. La carcasa E es la más usada. La carcasa F se usa ocasionalmente cuando un único paso en carcasa no es posible debido a las diferencias de temperaturas entre carcasa y tubo pero es difícil su mantenimiento. La O, J y la F se utilizan para reducir las pérdidas de carga en la carcasa, cuando es esta variable, más que el intercambio de calor, la determinante en el diseño. El tipo K es el tipo de rehervidor de caldera utilizado en torre de fraccionamiento. La tercera letra nos indica el tipo de cabezal del extremo posterior, los de tipo 8, T y U son los más utilizados. El tipo 8 (cabezal flotante con dispositivo de apoyo) el diámetro del cabezal es mayor que el del casco y hay que desmontarlo para sacarlo. El tipo T (Cabezal flotante sin contrabrida) puede sacarse sin desmontar, pero necesita mayor diámetro de casco para la misma superficie de intercambio. El tipo U (haz de tubo en U) es el más económico, pero a la hora de mantenimiento necesita una gran cantidad de tubos en stock.

CARCASA (Shell)

Existen tamaños estándar de carcasas como se verá mas adelante. En general, tal y como se vio en el tema 6, las carcasas de diámetros inferiores a 24 in, se construyen directamente de tuberías normalizadas mientras que las de diámetros superiores se obtienen enrollando una placa metálica procediendo después a la soldadura. El diámetro de la carcasa seleccionado depende de la configuración, número y disposición de los tubos. El espesor de la carcasa del intercambiador de calor dependerá de la presión de trabajo en carcasa y se calculara según se estudió en el tema 6 (diseño mecánico de recipientes de proceso).

El uso de baffles es común. Estos se utilizan además de para dirigir el flujo del fluido en la carcasa, para aumentar la velocidad del fluido y así, incrementar la transferencia de calor. Existen diferentes tipos de baffles aunque los mas usados son los baffles de segmentación como los que se muestran en la figura.

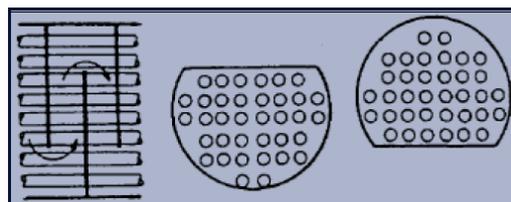


Fig. 4.6. Baffles directores de flujo.



DISEÑO DE EQUIPOS E INSTALACIONES

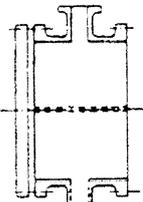
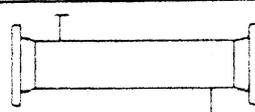
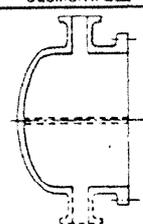
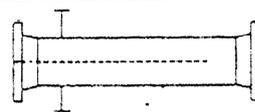
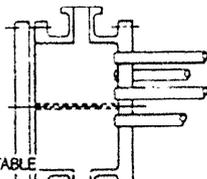
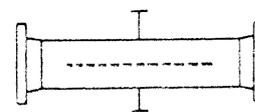
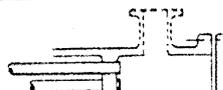
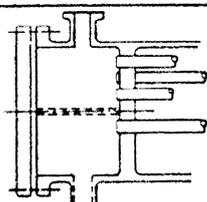
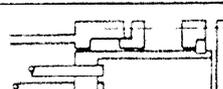
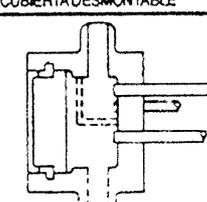
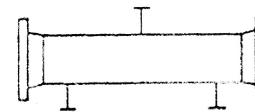
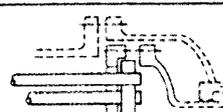
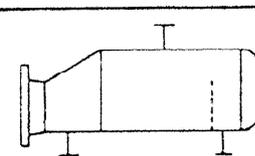
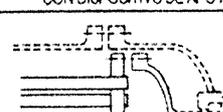
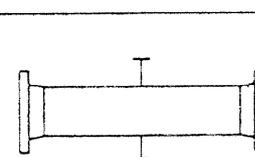
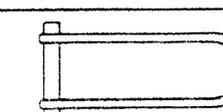
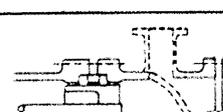
TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR	
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 DE ESPEJO FLUJO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"
B	 CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO FLUJO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B"
C	 SOLO HAZ DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	G	 DE FLUJO PARTIDO	N	 DE ESPEJO FLUJO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "T"
N	 CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	H	 DE FLUJO PARTIDO DOBLE	P	 CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D	 CIERRE ESPECIAL A ALTA PRESIÓN	J	 DE FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
		K	 REHERVIDOR DE CALDERA	T	 CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 HAZ DE TUBO EN U
				W	 ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE

Fig. 4.7. Tipos de configuraciones para intercambiadores de casco y tubo.

TUBOS.

Los tubos para intercambiadores de calor tienen dimensiones normalizadas que se pueden sacar de las siguientes tablas.



CHARACTERISTICS OF TUBING

Tube O.D. Inches	B.W.G. Gage	Thickness Inches	Internal Area Sq. Inch	Sq. Ft. External Surface Per Foot Length	Sq. Ft. Internal Surface Per Foot Length	Weight Per Foot Length Steel Lbs.*	Tube I.D. Inches	Moment of Inertia Inches ⁴	Section Modulus Inches ³	Radius of Gyration Inches	Constant C**	O.D. I.D.	Transverse Metal Area Sq. Inch
1/8	22	.028	0295	0655	0508	.066	.194	.00012	.00098	.0792	46	1.289	.0195
1/8	24	.027	0333	0655	0539	.054	.206	.00011	.00083	.0810	52	1.214	.0159
1/8	26	.018	0360	0655	0560	.045	.214	.00009	.00071	.0824	56	1.168	.0131
1/8	27	.016	0373	0655	0570	.040	.218	.00008	.00064	.0829	58	1.146	.0117
1/4	18	.049	0603	0982	0725	.171	.277	.00068	.0036	.1164	94	1.354	.0502
1/4	20	.035	0731	0982	0798	.127	.305	.00055	.0029	.1213	114	1.233	.0374
1/4	22	.028	0799	0982	0835	.104	.319	.00046	.0025	.1227	125	1.176	.0305
1/4	24	.022	0860	0982	0867	.083	.331	.00038	.0020	.1248	134	1.133	.0244
3/8	16	.065	1075	1309	0969	.302	.370	.0022	.0086	.1556	168	1.351	.0888
3/8	18	.049	1269	1309	1052	.236	.402	.0018	.0072	.1606	198	1.244	.0694
3/8	20	.035	1452	1309	1126	.174	.430	.0014	.0056	.1649	227	1.163	.0511
3/8	22	.028	1548	1309	1162	.141	.444	.0012	.0046	.1671	241	1.126	.0415
1/2	12	.109	1301	1636	1066	.602	.407	.0061	.0197	.1864	203	1.536	.177
1/2	13	.095	1486	1636	1139	.537	.435	.0057	.0183	.1903	232	1.437	.158
1/2	14	.083	1655	1636	1202	.479	.459	.0053	.0170	.1938	258	1.362	.141
1/2	15	.072	1817	1636	1259	.425	.481	.0049	.0156	.1971	283	1.299	.125
1/2	16	.065	1924	1636	1296	.388	.495	.0045	.0145	.1993	300	1.263	.114
1/2	17	.058	2025	1636	1333	.350	.509	.0042	.0134	.2016	317	1.228	.103
1/2	18	.049	2181	1636	1380	.303	.527	.0037	.0118	.2043	340	1.186	.089
1/2	19	.042	2298	1636	1416	.262	.541	.0033	.0105	.2068	358	1.155	.077
1/2	20	.035	2419	1636	1453	.221	.555	.0028	.0091	.2089	377	1.126	.065
5/8	10	.134	1825	1963	1262	.884	.482	.0129	.0344	.2229	285	1.556	.260
5/8	11	.120	2043	1963	1315	.809	.510	.0122	.0326	.2267	319	1.471	.238
5/8	12	.109	2223	1963	1393	.748	.532	.0116	.0309	.2299	347	1.410	.220
5/8	13	.095	2463	1963	1466	.666	.560	.0107	.0285	.2340	384	1.339	.196
5/8	14	.083	2679	1963	1529	.592	.584	.0098	.0262	.2376	418	1.284	.174
5/8	15	.072	2884	1963	1587	.520	.606	.0089	.0238	.2410	450	1.238	.153
5/8	16	.065	3019	1963	1623	.476	.620	.0083	.0221	.2433	471	1.210	.140
5/8	17	.058	3157	1963	1660	.428	.634	.0076	.0203	.2455	492	1.183	.126
5/8	18	.049	3309	1963	1707	.367	.652	.0067	.0178	.2484	521	1.150	.108
5/8	20	.035	3632	1963	1780	.269	.680	.0050	.0134	.2532	567	1.103	.079
1	8	.165	3526	2618	1754	1.462	.670	.0392	.0784	.3009	550	1.493	.430
1	10	.134	4208	2618	1916	1.237	.732	.0350	.0700	.3098	656	1.366	.364
1	11	.120	4536	2618	1990	1.129	.750	.0327	.0654	.3140	708	1.316	.332
1	12	.109	4803	2618	2047	1.037	.782	.0307	.0615	.3174	749	1.279	.305
1	13	.095	5153	2618	2121	.918	.810	.0280	.0559	.3217	804	1.235	.270
1	14	.083	5463	2618	2183	.813	.834	.0253	.0507	.3255	852	1.199	.239
1	15	.072	5755	2618	2241	.714	.856	.0227	.0455	.3291	898	1.167	.210
1	16	.065	5945	2618	2278	.649	.870	.0210	.0419	.3314	927	1.149	.191
1	18	.049	6390	2618	2361	.496	.902	.0166	.0332	.3366	997	1.109	.146
1	20	.035	6793	2618	2435	.360	.930	.0124	.0247	.3414	1060	1.075	.106
1 1/4	7	.180	6221	3272	2330	2.057	.890	.0890	.1425	.3836	970	1.404	.605
1 1/4	8	.165	6648	3272	2409	1.921	.920	.0847	.1355	.3880	1037	1.359	.565
1 1/4	10	.134	7574	3272	2571	1.598	.982	.0741	.1186	.3974	1182	1.273	.470
1 1/4	11	.120	8012	3272	2644	1.448	1.010	.0688	.1100	.4018	1250	1.238	.425
1 1/4	12	.109	8465	3272	2702	1.329	1.032	.0642	.1027	.4052	1305	1.211	.391
1 1/4	13	.095	8825	3272	2775	1.173	1.060	.0579	.0926	.4097	1377	1.179	.345
1 1/4	14	.083	9239	3272	2838	1.033	1.084	.0521	.0833	.4136	1440	1.153	.304
1 1/4	16	.065	9852	3272	2932	.823	1.120	.0426	.0682	.4196	1537	1.116	.242
1 1/4	18	.049	1042	3272	3016	.629	1.152	.0334	.0534	.4250	1626	1.085	.185
1 1/4	20	.035	1094	3272	3089	.456	1.180	.0247	.0395	.4297	1707	1.059	.134
1 1/2	10	.134	1192	3927	3225	1.955	1.232	.1354	.1806	.4853	1860	1.218	.575
1 1/2	12	.109	1291	3927	3356	1.618	1.282	.1159	.1546	.4933	2014	1.170	.476
1 1/2	14	.083	1398	3927	3492	1.258	1.334	.0931	.1241	.5018	2181	1.124	.370
1 1/2	16	.065	1474	3927	3587	.966	1.370	.0756	.1008	.5079	2299	1.095	.293
2	11	.120	2433	5236	4608	2.410	1.760	.3144	.3144	.6660	3795	1.136	.709
2	12	.109	2494	5236	4665	2.201	1.782	.2904	.2904	.6697	3890	1.122	.647
2	13	.095	2573	5236	4739	1.934	1.810	.2586	.2586	.6744	4014	1.105	.569
2	14	.083	2642	5236	4801	1.659	1.834	.2300	.2300	.6784	4121	1.090	.500

* Weights are based on low carbon steel with a density of 0.2833 lbs./cu. in. For other metals multiply by the following factors:

Aluminum	0.35	Nickel-Chrome-Iron	1.07
Titanium	0.58	Admiralty	1.09
A.I.S.I. 400 Series Stainless Steels	0.99	Nickel and Nickel-Copper	1.13
A.I.S.I. 300 Series Stainless Steels	1.02	Copper and Cupro-Nickels	1.14
Aluminum Bronze	1.04		
Aluminum Brass	1.06		

** Liquid Velocity = $\frac{\text{Lbs. Per Tube Per Hour}}{C \times \text{Sp. Gr. of Liquid}}$ in feet per sec. (Sp. Gr. of Water at 60° F. = 1.0)

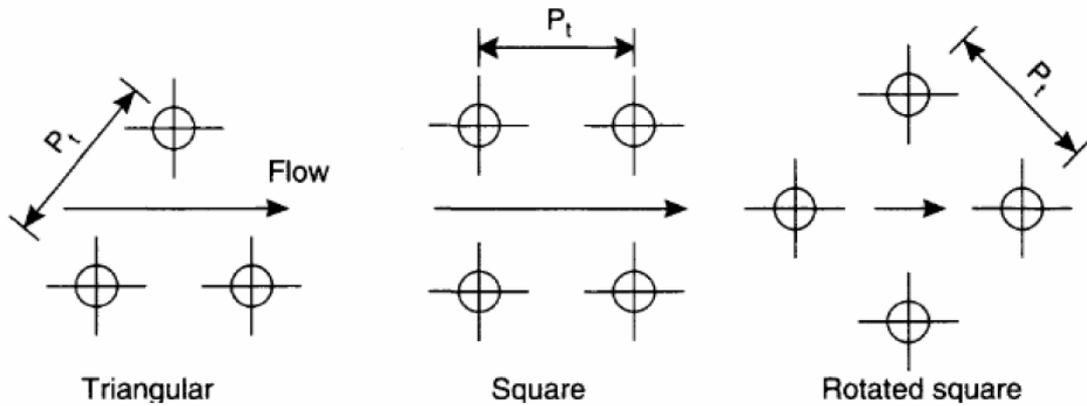


Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688		
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

El tamaño nominal de Los tubos de un intercambiador de calor es el diámetro exterior en pulgadas, siendo los valores típicos ½, ¾ y 1 in. Las longitudes suelen ser de 6, 8, 10, 12, 16, 20 y 24 pies, siendo la típica de 16 pies. Los espesores de tubos están dados según BWG (Birmingham Wire Gauge) y se determinan por la presión de trabajo y el sobre-espesor de corrosión.



La configuración de los tubos puede ser cuadrada, cuadrada girada 90°, o triangular. La cuadrada se utiliza por facilidad de limpieza mecánica.



Las dimensiones típicas son:

Diámetro del tubo, in	Separación entre tubos (Tube pitch, P_t), in	Configuración
5/8	13/16	Triangular
5/8	7/8	Cuadrada
5/8	7/8	Cuadrada girada
3/4	15/16	Triangular
3/4	1	Triangular
3/4	1	Cuadrada
3/4	1	Cuadrada girada
1	1-1/4	Triangular
1	1-1/4	Cuadrada
1	1-1/4	Cuadrada girada

El fluido que circula dentro de los tubos fluye en un sentido y el contrario en un determinado número de pasos a través de tubos situados en paralelo de manera que se incrementa la longitud de recorrido dentro de la carcasa. El número de pasos se determina en función de la velocidad de fluido requerida en el tubo y puede ir desde 1 solo paso hasta 16 en algunos casos. En las siguientes figuras se muestra un ejemplo de un intercambiador de calor de un solo paso en carcasa con un paso en tubos y de dos pasos en tubos respectivamente (este último, el más común).

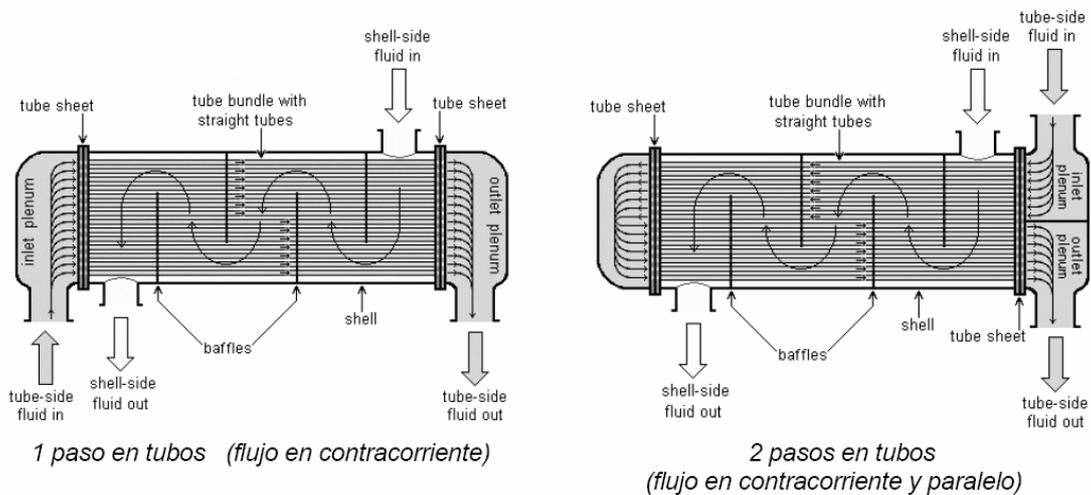


Fig. 4.8. Intercambiadores de casco y tubo.



4.2. Descripción de los intercambiadores de placas.

Pese haber sido introducidos en la industria hace más de setenta años, estos equipos constituyen un ejemplo claro del desarrollo de productos y de mercado. La innovación permanente que han sufrido permitió incorporar de manera continua nuevas aplicaciones a las distintas necesidades existentes tanto en el campo industrial, comercial, como doméstico. Existen varios diseños de intercambiadores de placas, pero son dos las construcciones básicas más difundidas:

- **Intercambiador de placas con juntas, designado PHE (Plate heat exchangers)**

- **Intercambiador de placas soldadas, designado BHE (Brazed heat exchangers)**

Ambos diseños se conocen indistintamente como intercambiadores compactos.

Los PHE consisten en un conjunto de placas metálicas corrugadas montadas entre dos placas, una fija (bastidor) y otra móvil (de presión). Este paquete de placas a su vez, es soportado por dos barras guía, una superior y otra inferior que apoyan sobre una columna o pedestal. El sellado entre placas se efectúa mediante juntas elastoméricas que a su vez dirigen los fluidos por canales alternos. Las placas contienen orificios que permiten y dirigen el flujo de los fluidos. El conjunto de placas es comprimido mediante espárragos que aseguran el apriete y estanqueidad entre las mismas. Las conexiones de entrada y salida se localizan en la placa fija del bastidor salvo en el caso de que haya más de un paso, donde se utilizan ambas placas del bastidor. Los PHE son llamados también intercambiadores de placas y marcos (Plate and Frame) por su similitud constructiva con los filtros prensas. La figura N°1 muestra un esquema típico del equipo.

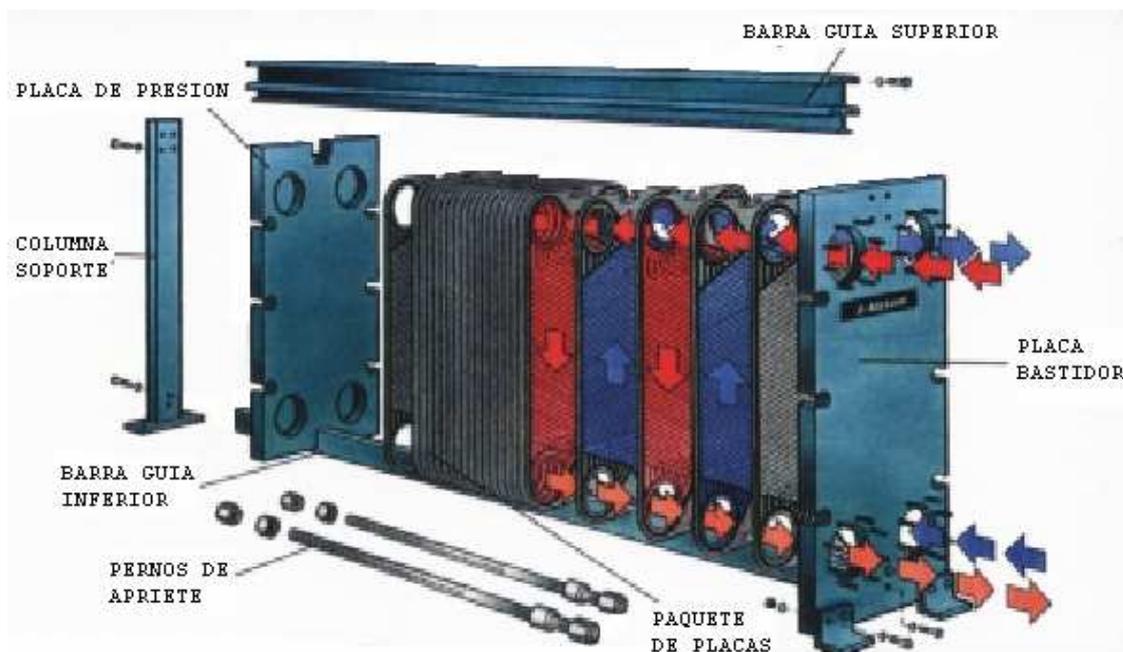


Fig. N° 1. Esquema de montaje de un intercambiador de placas.



En el caso de los BHE, las placas están soldadas entre sí y conectadas a dos placas finales de apoyo, no existiendo en ellos las juntas ni los elementos de soporte y apriete. Las placas en estos equipos son soldadas entre sí con cobre o níquel 99% en un horno al vacío y forman una unidad compacta resistente a la presión. Este diseño ha sido concebido para las aplicaciones de alta presión y temperatura de trabajo y presentan la ventaja de poder ser montados directamente sobre las cañerías. La cantidad, tamaño, material y configuración geométrica de las placas dependerá de las características del proceso, esto es, del caudal, propiedades fisicoquímicas de los fluidos, temperaturas y pérdida de presión requeridas. La figura N°2 muestra un equipo armado en conjunto.

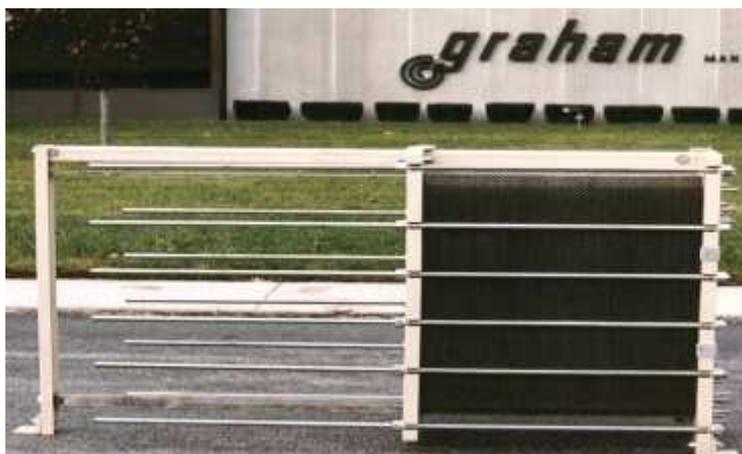


Fig. N°2. Equipo montado en conjunto

4.2.1. Construcción de los intercambiadores

La construcción de los intercambiadores está determinada principalmente por las características de las placas y en el caso de los PHE también por las propiedades de sus juntas.

Las placas constituyen el alma del equipo y tanto la selección de materiales como el diseño, tamaño y cantidad de las mismas dependerá de las condiciones del servicio requerido. Las placas en general presentan un diseño en forma de “tabla de lavar” que reconoce cinco segmentos funcionales:

- . Segmento de ingreso del fluido en la parte superior (Inlet port)
- . Segmento de distribución del fluido
- . Segmento o área principal de transferencia de calor
- . Segmento colector de fluido
- . Segmento de regreso del fluido (outlet port)

Los materiales de construcción de las placas en los PHE pueden ser de los siguientes materiales:

- . Aceros inoxidable austeníticos, tipo AISI 304, 316, 318, 312 (aplicaciones generales)
- . Titanio, Titanio Paladio



- Níquel
- Hastelloy
- Grafito Diabon F100 / NS1 (servicios muy corrosivos)

En los intercambiadores soldados las placas son únicamente de acero inoxidable AISI 316. Las placas pueden construirse en diferentes medidas y espesores, variando entre las siguientes dimensiones:

- Espesores de placas: 0.5 a 1.2 mm
- Área de intercambio por placa: 0.032 a 3.4 m²
- Área de intercambio por unidad: 0.1 a 2200 m² . En los BHE máx. (70 m²)
- Espaciado entre canales: 1.6 a 5.5 mm
- Dimensiones placas: ancho (0.2 a 1.5 m) y alto (0.5 a 3 m)
- Dimensiones por unidad: 0.5 a 6 m
- Dimensiones de las conexiones: 1" a 18". En los BHE máx. (4")
- Tipo de conexiones: roscadas, socket, bridadas o Victaulic.

4.2.2. *Diseño de las placas.*

El diseño de estos elementos está directamente relacionado con las características de la aplicación buscada, esto es, su configuración dependerá de:

- Tipo y propiedades de los fluidos que intercambian calor (líquidos, gases, vapores, emulsiones, viscosidad, presencia de partículas o fibras, corrosivos, fouling)
- Servicio buscado, calentamiento, enfriamiento, evaporación, condensación, etc.
- Caudales manejados, tiempos de retención y pérdidas de presión permitidas.

El diseño corrugado de las placas crea conductos a través de los cuales circulan los fluidos en capas de muy bajo espesor y con gran turbulencia, lo que origina una alta transferencia de calor. Este escurrimiento turbulento a través de las placas hace también que los depósitos causados por fluidos sucios sean continuamente removidos de la superficie de transferencia durante la operación, lo que se traduce en un mayor coeficiente total de transferencia y en un mayor tiempo de trabajo del equipo sin necesidad de pararlo para limpieza.

La corrugación de las placas provoca turbulencia aún en flujo laminar con números de Reynolds tan bajos como $Re: 10$ a 500 , hecho que un intercambiador de casco y tubos sería imposible. El flujo turbulento producido por las corrugaciones rompe la película límite adherida a la superficie de transferencia dando altos coeficientes de convección y un bajo nivel de ensuciamiento. La elevada transferencia térmica en estos equipos no está dada solamente por el escurrimiento turbulento sino también por los bajos espesores de película a través de las cuales se transmite el calor. Así, mientras en los intercambiadores de placas la distancia media entre ellas puede variar entre 1.6 a 5.5 mm; en los intercambiadores de casco y tubos esta distancia media podrá variar entre 12.5 y 38 mm (tubos de $\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$ ") dependiendo de la transferencia de calor requerida y de las pérdidas de presión necesarias para lograrla, la geometría de las placas puede variar ampliamente. De esta forma encontraremos placas llamadas **soft** que se caracterizan por tener bajos coeficientes de transferencia y pequeñas pérdidas de carga y las placas llamadas **hard** que inversamente darán los coeficientes de transmisión más altos con mayores pérdidas por fricción. Estas últimas son de una geometría más



complejas pues son más largas y estrechas y tienen corrugaciones más profundas. También tienen una menor separación entre placas. Las placas soft en cambio, son más cortas y anchas. Las placas soft en general tienen un diseño en ángulo agudo (chevrón) que ofrece menor resistencia al flujo de fluidos, en tanto que las placas hard presentan corrugaciones en ángulo obtuso que conducen a mayores pérdidas de carga. Combinando diferentes diseños de canales se podrán cubrir diferentes tipos de servicios. Las placas del tipo hard tienen corrugaciones transversales o diagonales a la dirección del flujo, lo que origina mayor turbulencia y transferencia térmica. Las placas soft inversamente tienen ondulaciones en la dirección del flujo, lo que provocará menos turbulencia y transferencia de calor.

Como veremos más adelante, la aptitud de las distintas configuraciones geométricas de las placas para transferir calor quedan expresadas por el llamado Número de Unidades de Transferencia de Calor (NTU- Number Transfer Units). Así veremos que las placas antes definidas como soft y hard podrán ser caracterizadas por su correspondiente NTU

El número de unidades de transferencia de calor NTU se define como:

$$NTU = \frac{(T_1 - T_2)}{\Delta T_m} \tag{1}$$

Donde: **t1 y t2** representan las temperaturas de entrada y salida de la placa en °C
 ΔT_m : es la diferencia logarítmica media de temperaturas entre una placa y su adyacente, °C

Una de las ventajas que ofrecen estos equipos es que en virtud de las diferentes geometrías de placas existentes es posible efectuar combinaciones entre ellas para optimizar el proceso térmico. De esta forma al mezclar placas con distintos ángulos y separaciones se permite satisfacer distintos requerimientos mediante configuraciones de único paso, lo que simplifica las conexiones y el mantenimiento del equipo. La figura N°3 muestra distintas configuraciones de placas indicando aquellas con alto y bajo NTU

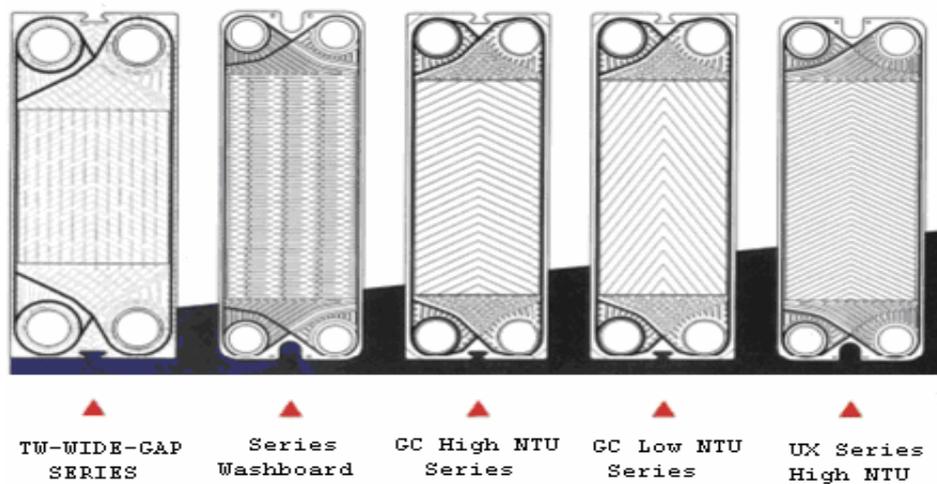


Fig. N° 3. Tipos de placas para bajo y alto NTU.



4.2.3. Materiales de Juntas.

El sellado y estanqueidad entre las placas se consigue mediante juntas que van colocadas entre ellas, las que a su vez tienen también por finalidad direccionar el flujo de fluidos a través del conjunto de placas. El material de las juntas está directamente ligado a las exigencias del servicio, esto es. Presiones y temperaturas de operación y de las características fisicoquímicas de los fluidos manejados (ácidos, álcalis, sólidos abrasivos). Las juntas pueden ir pegadas a las placas o con algún dispositivo de grampa (clip). Las juntas pueden ser de diferentes materiales entre los que encontramos:

Material de las juntas	Temperaturas Máximas Operación °C	Aplicaciones
Goma Nitrilica	135	Agua, aceite mineral o vegetal, soluciones azucaradas, mostos
Goma EPDM	160	Agua caliente con vapor, vapor de agua, ácidos minerales
Neopreno	70	Sistemas refriger. R22, R134
Goma butilica	150>	Acidos, alkalis, aceites, aminas
Goma base de Fluorelastómeros	180	Ácidos minerales, vapor, aceites
Juntas a base Grafito	500	Productos orgánicos y mezclas

En algunos equipos donde la posible pérdida de estanqueidad de las juntas y mezcla de los fluidos puede ser perjudicial (contaminación o reacción peligrosa), se recurre a placas dobles especiales que permiten evacuar la fuga hacia el exterior previniendo el contacto entre ellos. La figura N° 4 muestra este tipo de placas y sus juntas.

Single Plate vs. DuoSafety Plate Technology

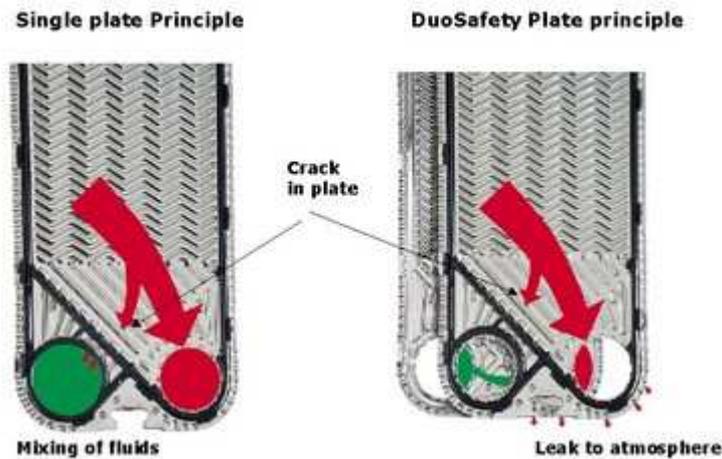


Fig. N° 4. Placas dobles contra simples.



4.2.4. Distribución y características del flujo de fluidos

Mientras que en los intercambiadores de calor de cascos y tubos (THE - Tubular heat exchangers) es posible manejar solamente una corriente fría y otra caliente en un determinado arreglo, en los intercambiadores de placas el flujo de fluidos no solamente puede ser dispuesto de diferentes formas sino también efectuar transferencia de calor en múltiples corrientes. La disposición en corrientes múltiples es generalmente aplicada en aquellos casos donde es necesario efectuar recuperación de calor entre corrientes que deben ser calentadas y luego enfriadas como sucede en algunos tratamientos térmicos de productos en la industria alimenticia, tal es el caso del proceso de pasteurización. En estos casos la distribución y recombinación de flujos de procesos es implementada en el interior del equipo, lo que trae aparejado además un importante ahorro en los costos de cañerías.

Muchos fluidos viscosos que en un intercambiador de casco y tubos tendrían un flujo laminar, en los equipos compactos presentan flujos decididamente turbulentos. La distribución del flujo a través de las placas en el caso de fluidos viscosos es en general complejo, más aún cuando el paquete de placas es largo y estará de alguna forma definida por la caída de presión a través del equipo.

La figura N° 5 muestra una disposición típica para el caso de transferencia en corrientes múltiples donde es posible efectuar distintas operaciones entre los fluidos.

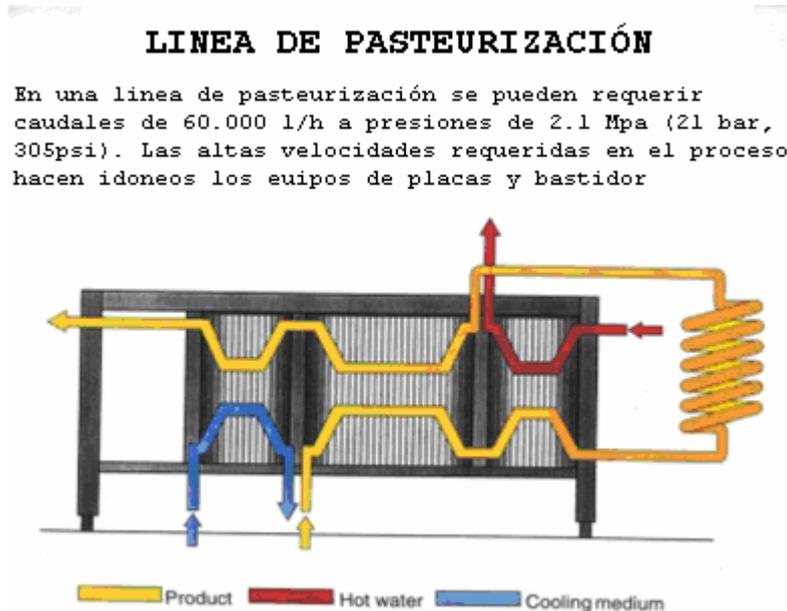


Fig. N° 5. Línea de pasteurización.



4.2.5. Configuraciones de los equipos.

Existen tres montajes posibles con un solo equipo. El primero y más usado de todos es el montaje 1 x 1 pasos que coincide con el despiece de la figura N° 1. Se pueden obtener montajes alternativos mediante la instalación de una placa central, o de varias como indica la figura N° 5.

Podemos obtener una configuración de 2 x 2 pasos usando esta placa central y montando dos placas de entrada. Si en la configuración 2x2 la placa central dejara un canal sin afectar conseguiríamos una configuración 2x1.

Los esquemas de circulación del flujo se presenta en las figuras 6, 7 y 8. La configuración 1x1 es la más adoptada. Las demás se usan solo cuando no hay más remedio, o para alguna finalidad específica.

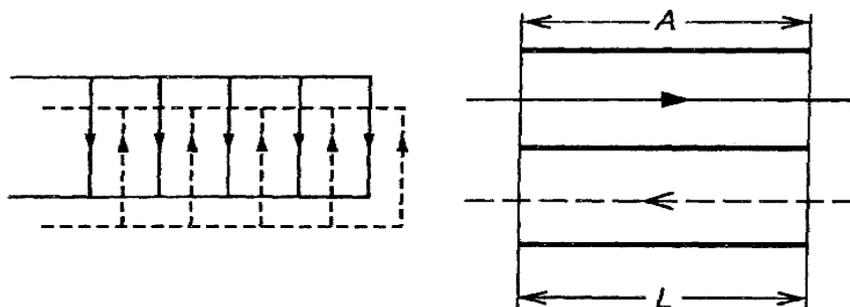


Fig. N° 6. Configuración 1 x 1 pasos.

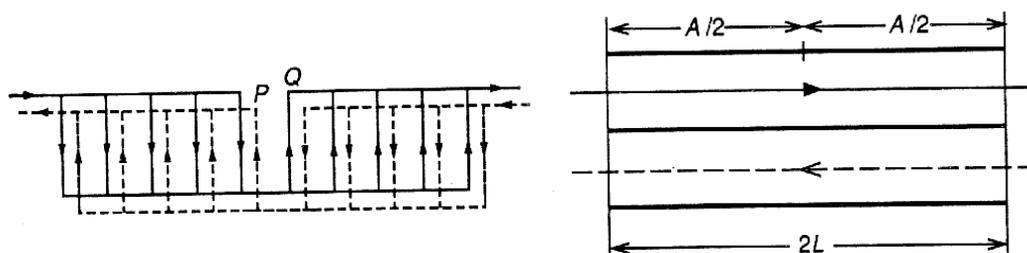


Fig. N° 7. Configuración 2 x 2 pasos.

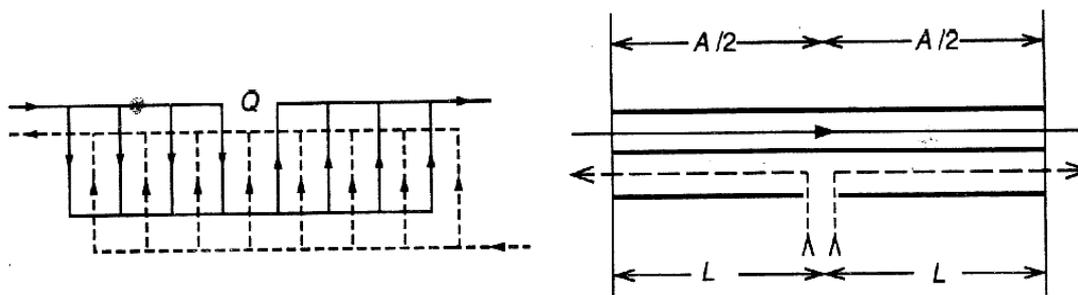


Fig. N° 8. Configuración 2 x 1 pasos.

Estas configuraciones alternativas nos pueden servir para optimizar el servicio del equipo pudiendo obtener diferentes parámetros de operación que de otra manera solo serían posibles con la compra de un nuevo aparato.

4.2.6. Flujo de fluidos y transferencia de calor

Las velocidades de escurrimiento promedio en los PHE son menores que en los THE.- Así, se encuentra en ellos un rango de velocidades optimo entre 0.5 a 0.8 m / sec contra los 1.2 a 2 m /sec que se presentan en los intercambiadores de casco y tubos. Sin embargo, como ya dijimos anteriormente, pese a estas bajas velocidades se obtienen coeficientes totales de transferencia de calor muy superiores a los de casco y tubos.

Con relación a las condiciones de termotransferencia y fluidodinámicas en estos equipos, es posible manejarse dentro de los siguientes valores:

- Flujo másico por unidad: 0.13 a 800 kg / sec (flujo de agua)
- Presión de trabajo: vacío a 30 bar. (máximo)
- Temperatura de trabajo (PHE): - 40 a 180°C
- Temperatura de trabajo (BHE): - 195 a 225°C
- Coeficiente total de transferencia de calor (K): 3500 a 7000 Kcal. / h.m².°C (agua - agua)
- Coeficiente total K : 800 a 2800 Kcal / h.m².°C (soluciones acuosas – agua)
- Coeficiente total K: 300 a 800 Kcal / h.m².°C (agua – aceite)

La caída de presión en los PHE es uno de los más importantes parámetros a definir en el proyecto de estos equipos, ya que ella puede estar restringida por aspectos económicos (costos de bombeo) o por consideraciones de procesos o una combinación de ambos. Como ya dijéramos anteriormente, esta caída de presión ocasionada por el flujo de los fluidos a través de la superficie de calefacción y de las conexiones de entrada / salida del equipo, es utilizada para generar elevados coeficientes de convección y por ende altas transferencias de calor.

4.2.7 Aplicaciones.

Los intercambiadores compactos cubren una amplia gama de aplicaciones dentro de los rangos de presiones y temperaturas antes mencionados y compiten en esos



segmentos con notables ventajas respecto a los de casco y tubos. Con estos equipos es posible atender diferentes operaciones de calentamiento, enfriamiento, evaporación, condensación y recuperación de calor en muchas industrias. Por su flexibilidad bajo coste de fabricación, fácil limpieza y facilidad en el control de las temperaturas, los intercambiadores de placas son usados en numerosas industrias; como ejemplos:

- Procesos químicos
- Producción de pulpa y papel
- Alimentación
- Industria azucarera
- Metalurgia y siderurgia
- Refrigeración industrial y comercial
- Calefacción y aire acondicionado
- Producción de energía
- Instalaciones óleo hidráulicas

Una de las aplicaciones de mayor interés son las que se presentan en la industria de alimentos que cubre amplios sectores entre los que encontramos:

- Industria láctea: enfriamiento de leche, yogurt y leche cultivada, pasteurización de leche, cremas de leche y helados
- Industria cervecera: enfriamiento de mosto-cerveza y pasteurización
- Industria de bebidas varias: enfriamiento, calentamiento y pasteurización de jugos de frutas, frutas concentradas, café, te, bebidas carbonatadas, vinos.
- Alimentos varios: pasteurización de margarinas, aceites vegetales.

Podemos ver las siguientes imágenes de equipos en funcionamiento.



Fig. Nº 9. Equipo multientrada funcionando en un proceso de pasteurizado.



Fig. N° 10. Dos equipos funcionando en paralelo como recuperadores de calor.

4.3. Descripción del problema.

4.3.1. Introducción.

El cálculo de intercambiadores de calor es un ejercicio obligado a lo largo de los estudios de ingeniería industrial. A lo largo de esta descripción se expondrá el problema desde un estudio teórico pero siempre buscando la simplificación en el proceso de cálculo para que la implementación en el programa sea lo mas sencilla posible. Como ya se ha expuesto en el capítulo anterior hay dos problemas a resolver; el del rendimiento térmico y el problema mecánico.

En el primero buscaremos obtener soluciones mediante dos métodos uno teórico “**método de la efectividad y NTU**” y otro utilizando datos experimentales “**método de los coeficientes**”. Para el problema mecánico se resolverán las caídas de presión en ambos canales mediante relaciones para el factor de fricción en régimen turbulento pues es característico del funcionamiento de estos equipos. Además de corregir el factor de fricción dependiendo del tamaño de las acanaladuras.

Las distintas configuraciones se resolverán para un mismo equipo con el método basado en la efectividad y NTUmin. Así el método de los coeficientes se resolverá solo para la configuración típica 1 x 1, este método al estar fundamentado en un conjunto de datos medidos experimentalmente nos dará una idea de las limitaciones de uso del método teórico basado en la efectividad y el número de unidades de transmisión NTU.



4.3.2. Método de la efectividad y NTU.

Mediante este método se genera un modelo que nos permite calcular los parámetros de operación para distintas configuraciones del equipo. Es un modelo teórico que funciona muy bien cuando el número de placas es elevado en relación al tamaño de éstas.

Definiendo R y P como:

$$R = \frac{(Mc_p)_c}{(Mc_p)_h} = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{c,out} - T_{c,in}} \quad (2)$$

$$P = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (3)$$

Una ecuación que indique la cantidad de calor transferido es la siguiente.

$$Q = E(Mc_p)_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (4)$$

Donde el subíndice min. corresponde a la corriente de menor capacidad de transmisión, esto es:

$$NTU_{\min} = \frac{AU}{(Mc_p)_{\min}} \quad (5)$$

El calor transferido también se puede expresar como:

$$Q = UA \Delta T_M = UAF \Delta T_{LM} \quad (6)$$

Cuando F=1 para el caso de intercambiadores largos.

Así el parámetro

$$\Delta T_{LM} = \frac{[(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})]}{\ln \left[\frac{(T_{h,in} - T_{c,out})}{(T_{h,out} - T_{c,in})} \right]} \quad (7)$$

Puede escribirse según la definición P como

$$\Delta T_{LM} = (T_{h,IN} - T_{c,IN}) \frac{[P(1-R)]}{\ln \left[\frac{(1-PR)}{(1-P)} \right]} \quad (8)$$



Cuando la corriente fría tiene la mínima capacidad $R < 1$ y $N \rightarrow \infty$

$$(Mc_p)_c < (Mc_p)_h$$

$$\frac{Q}{UA} = \Delta T_{LM}$$

Si definimos la efectividad como el calor intercambiado dividida el máximo calor intercambiable.

$$E = \frac{Q}{Q_{MAX}} = \frac{(Mc_p)_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{(Mc_p)_H (T_{h,out} - T_{h,in})} = \frac{(T_{c,out} - T_{c,in})}{(T_{h,out} - T_{h,in})} = P \quad (9)$$

Considerando que el número de unidades de transmisión para la corriente fría es:

$$NTU_c = NTU_{min} = \frac{AU}{(Mc_p)_c} = \frac{(T_{c,out} - T_{c,in})}{\Delta T_M} = \frac{P(T_{h,in} - T_{c,in})}{\Delta T_M} \quad (10)$$

Así usando la expresión de ΔT_{LM} en función de P podemos escribir NTUmin como

$$NTU_{min} = \frac{P \ln \left[\frac{(1-PR)}{(1-P)} \right]}{P(1-R)} \quad (11)$$

O lo que es lo mismo.

$$NTU_{min} = \frac{\ln \left[\frac{(1-ER)}{(1-E)} \right]}{1-R} \quad (12)$$

Que podemos escribir como:

$$\left[\frac{(1-ER)}{1-E} \right] = \exp[(1-R)NTU_{min}] \quad (13)$$

Para despejar finalmente E como:

$$E = \frac{\exp[(1-R)NTU_{min}] - 1}{\exp[(1-R)NTU_{min}] - R} \quad (14)$$



Cuando la corriente caliente tiene la mínima capacidad $R > 1$ y $N \rightarrow \infty$

$$(Mc_p)_c > (Mc_p)_h$$

En este caso $E=PR$ y el número de unidades de transmisión es:

$$NTU_h = NTU_{\min} = \frac{AU}{(Mc_p)_h} = \frac{(T_{h,in} - T_{h,out})}{\Delta T_M} = \frac{PR(T_{h,in} - T_{c,in})}{\Delta T_M} \quad (15)$$

De manera similar al proceso para cuando el lado frío tiene la mínima capacidad, podemos llegar a una expresión para E en función de R y NTUmin.

$$E = \frac{\exp[(1 - 1/R)NTU_{\min}] - 1}{\exp[(1 - 1/R)NTU_{\min}] - 1/R} \quad (16)$$

Un resumen de lo expuesto se presenta a continuación:

Si $R < 1$

$$(Mc_p)_c = (Mc_p)_{\min} \quad y \quad E = P \quad NTU_c = NTU_{\min} = \frac{AU}{(Mc_p)_c} = \frac{(T_{c,out} - T_{c,in})}{\Delta T_M}$$

Si $R > 1$

$$(Mc_p)_h = (Mc_p)_{\min} \quad y \quad E = RP \quad NTU_h = NTU_{\min} = \frac{AU}{(Mc_p)_h} = \frac{(T_{h,in} - T_{h,out})}{\Delta T_M}$$

Si definimos Cr como:

$$Cr = \frac{(Mc_p)_{\min}}{(Mc_p)_{\max}} \quad (17)$$

Podemos encontrar una expresión general donde NTUmin es para el lado de menor capacidad mediante la anterior definición Cr , también referida al menor independientemente de que sea uno u otro. Así encontramos la siguiente relación entre E, NTUmin, y Cr :

$$E = \frac{\exp[(1 - Cr)NTU_{\min}] - 1}{\exp[(1 - Cr)NTU_{\min}] - Cr} \quad (18)$$

Lo que nos permite obtener las temperaturas de salida así como el calor transferido.



4.3.3. Método de los coeficientes.

El método de los coeficientes implica usar datos proporcionados por el fabricante, o de una fuente al uso, en nuestro caso se han usado los datos de (Shah, R. K. and Focke, W. W. 1988). Este método es muy efectivo para calcular equipos denominados cortos, en los que el método anterior no es correcto. Este método define el calor intercambiado como:

$$Q = UA \Delta T_M = UAF \Delta T_{LM} \tag{19}$$

Donde F es un factor de corrección. Su valor depende de las condiciones del problema en nuestro caso dependiendo del número de placas, de NTU_{min} y del valor de R. Véase la siguiente tabla para R=0.5. Se obtienen P y F para cada N, nótese que para disponer de la información completa se deben disponer de más tablas para diferentes valores de la relación R.

NTU	N _t = 4		N _t = 6		N _t = 8		* N _t = 10		N _t = 20		N _t = 40		N _t = 80		N _t = ∞
	P ₁	F	P ₁	F	P ₁	F	P ₁	F	P ₁	F	P ₁	F	P ₁	F	P ₁
One-Pass / One Pass Counterflow Exchanger: P₁ and F as Functions of NTU₁ and N_t for R₁ = 0.50															
0.2	0.1720	0.9881	0.1722	0.9892	0.1724	0.9907	0.1726	0.9922	0.1731	0.9955	0.1734	0.9975	0.1736	0.9986	0.1738
0.4	0.3015	0.9773	0.3020	0.9791	0.3027	0.9820	0.3033	0.9845	0.3048	0.9911	0.3058	0.9952	0.3063	0.9976	0.3069
0.6	0.4025	0.9676	0.4030	0.9695	0.4042	0.9735	0.4052	0.9771	0.4079	0.9866	0.4097	0.9929	0.4106	0.9963	0.4117
0.8	0.4832	0.9588	0.4837	0.9604	0.4852	0.9653	0.4866	0.9698	0.4905	0.9823	0.4930	0.9904	0.4944	0.9950	0.4959
1.0	0.5491	0.9509	0.5493	0.9518	0.5512	0.9574	0.5529	0.9626	0.5577	0.9778	0.5609	0.9880	0.5628	0.9937	0.5647
1.5	0.6700	0.9343	0.6693	0.9320	0.6714	0.9384	0.6736	0.9452	0.6804	0.9666	0.6851	0.9815	0.6878	0.9903	0.6908
2.0	0.7516	0.9213	0.7495	0.9148	0.7514	0.9209	0.7538	0.9287	0.7618	0.9551	0.7675	0.9749	0.7709	0.9867	0.7746
3.0	0.8518	0.9030	0.8477	0.8870	0.8485	0.8902	0.8506	0.8980	0.8589	0.9316	0.8657	0.9603	0.8698	0.9786	0.8744
4.0	0.9082	0.8912	0.9030	0.8662	0.9027	0.8650	0.9040	0.8711	0.9114	0.9078	0.9182	0.9443	0.9225	0.9692	0.9274
5.0	0.9419	0.8833	0.9366	0.8507	0.9356	0.8447	0.9362	0.8482	0.9420	0.8844	0.9482	0.9271	0.9523	0.9586	0.9572
	N _t = 3		N _t = 5		N _t = 7		N _t = 11		N _t = 19		N _t = 39		N _t = 79		N _t = ∞
0.2	0.1713	0.9836	0.1720	0.9883	0.1724	0.9910	0.1728	0.9937	0.1732	0.9963	0.1735	0.9980	0.1736	0.9991	0.1738
0.4	0.2993	0.9678	0.3015	0.9770	0.3028	0.9824	0.3041	0.9880	0.3052	0.9927	0.3060	0.9963	0.3065	0.9982	0.3069
0.6	0.3982	0.9526	0.4020	0.9660	0.4043	0.9739	0.4067	0.9822	0.4086	0.9892	0.4101	0.9945	0.4109	0.9973	0.4117
0.8	0.4766	0.9381	0.4821	0.9553	0.4853	0.9656	0.4887	0.9766	0.4915	0.9857	0.4937	0.9928	0.4948	0.9964	0.4959
1.0	0.5402	0.9243	0.5471	0.9449	0.5512	0.9575	0.5555	0.9710	0.5591	0.9823	0.5619	0.9910	0.5633	0.9955	0.5647
1.5	0.6560	0.8928	0.6652	0.9199	0.6711	0.9376	0.6774	0.9571	0.6826	0.9736	0.6867	0.9866	0.6887	0.9932	0.6908
2.0	0.7336	0.8659	0.7436	0.8963	0.7506	0.9184	0.7582	0.9432	0.7646	0.9648	0.7695	0.9819	0.7721	0.9909	0.7746
3.0	0.8299	0.8234	0.8386	0.8535	0.8462	0.8815	0.8550	0.9155	0.8625	0.9465	0.8684	0.9721	0.8714	0.9858	0.8744
4.0	0.8860	0.7931	0.8919	0.8173	0.8989	0.8475	0.9075	0.8880	0.9151	0.9273	0.9211	0.9613	0.9243	0.9801	0.9274
5.0	0.9216	0.7712	0.9249	0.7874	0.9307	0.8170	0.9384	0.8613	0.9454	0.9074	0.9511	0.9494	0.9542	0.9736	0.9572

Fig. N° 11. Tabla de valores

El parámetro ΔT_{LM} viene dado por la siguiente expresión:

$$\Delta T_{LM} = \frac{[(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})]}{\ln \left[\frac{(T_{h,in} - T_{c,out})}{(T_{h,out} - T_{c,in})} \right]} \tag{7}$$

Y al igual que el otro método:

$$\begin{aligned} \text{Si } R < 1 \quad E &= P \\ \text{Si } R > 1 \quad E &= PR \end{aligned}$$



Siendo:

$$R = \frac{(Mc_p)_c}{(Mc_p)_h} = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{c,out} - T_{c,in}} \quad (2)$$

$$P = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (3)$$

Los valores dados por las tablas son los de P Y F y en ellas están referidas a Cr y NTU_{min} independientemente de que sea la corriente fría o la caliente. Así con los datos de que disponemos queda definido completamente el problema y podemos calcular las temperaturas a la salida. Cabe decir que este método es valido hasta para configuraciones de tres placas. Cuando calculamos equipos con pocas placas entra se hacen de notar los efectos de una placa sobre la contigua y las suposiciones hechas en el “Método de la efectividad y la NTU_{min}”, no son validas. Veamos un ejemplo: Tenemos un equipo con seis placas, siendo de 1 x 1 tendrá tres pasos para el frío y tres para el caliente. Si añadimos una placa más por delante tendrá cuatro para el frío y tres para el caliente. Lo que implica un salto importante en las condiciones de intercambio y en la efectividad.

4.3.4. El problema mecánico.

El cálculo de la pérdida de presión en el equipo es un parámetro a tener en cuenta a la hora de instalar un de estos sistemas. Su exactitud depende en gran medida del diseño del equipo, la instalación o no de placas de limpieza y otros accesorios así como de disponer de las correcciones para cada tipo de placa.

El montaje en paralelo de estos equipos ayuda a que las caídas de presión sean más bajas que en comparación con otros sistemas intercambiadores. La información tabulada en los gráficos nos permitirá calcular las caídas mediante estimación del coeficiente de fricción.



Véase el siguiente gráfico para placas corrugadas transversales.

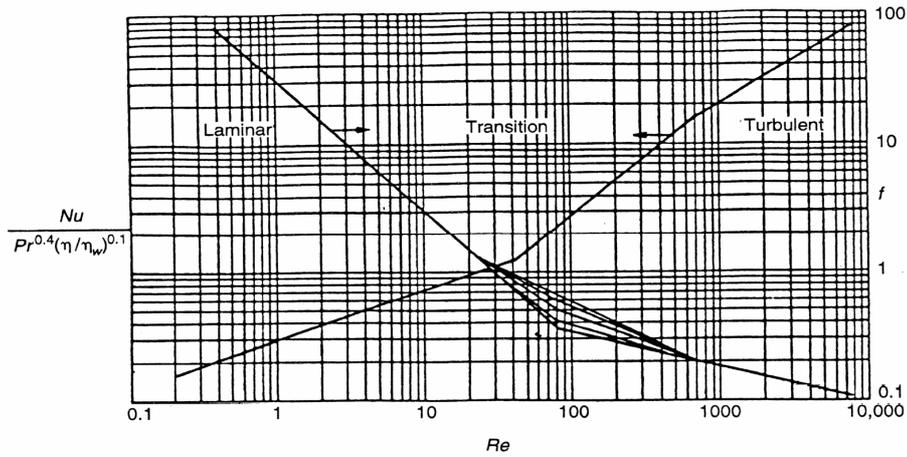


Fig. N° 12. Tabla del factor de fricción.

Como se aprecia la transición a flujo turbulento ocurre para bajos números de Reynolds entre 10 y 500 lo que caracteriza la alta transferencia. Véase el siguiente gráfico para placas corrugadas acanaladas.

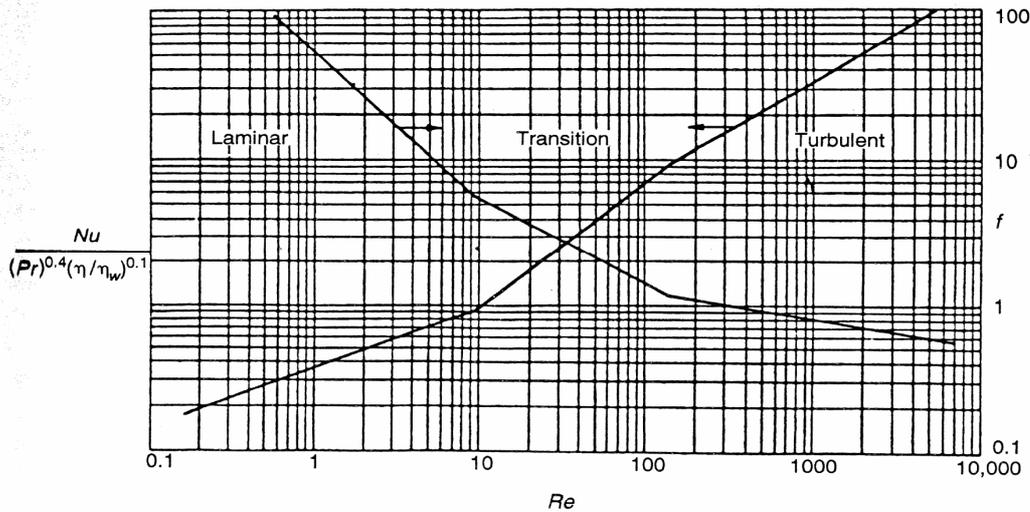


Fig. N° 13. Tabla del factor de fricción II.

Existe una relación entre el número de Reynolds y el factor de fricción que nos permite calcular la pérdida de presión. Las relaciones entre los parámetros.

$$Nu = \frac{\alpha De}{\lambda} \tag{20}$$

$$f = \frac{\Delta p}{(4L/D)(\rho u^2 / 2)} \tag{21}$$



$$Re = \frac{uDe\rho}{\eta} \tag{22}$$

De la gráfica para placas acanaladas se pueden extraer la siguiente correlación para flujo turbulento, condiciones que se darán en la gran mayoría de los casos. Pudiéndose estimar la caída de presión en el sistema.

$$f = 2.78Re^{-0.18} \tag{23}$$

Sobre la caída de presión calculada debemos decir que no se han tenido en cuenta los efectos de la entrada y la salida a las placas. Y que los resultados obtenidos son para los modelos de placas con las corrugaciones en 30° y para su relación de tamaño. Para tener en cuenta este factor de tamaño se han tenido en cuenta las correlaciones del siguiente gráfico.

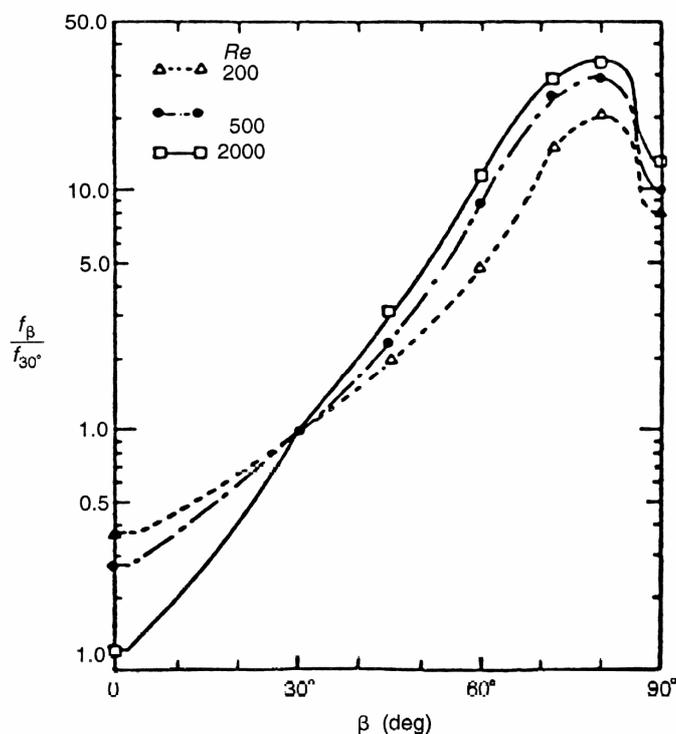


Fig. N° 14 Corrección para el factor de fricción según el ángulo.

Dependiendo del ángulo de las corrugaciones se tabula un valor para el cociente entre el valor del coeficiente de fricción y el valor del coeficiente dado por el gráfico de la fig. N° 14. Encontramos que existe un valor máximo para el coeficiente de fricción cuando tiene un valor de 78° alcanzándose valores de esta relación cercanos a cincuenta. El ángulo de las corrugaciones determina en muchos casos la relación de tamaño de las placas. Así placas con ángulos cercanos a 30° o menores son para equipos muy grandes donde por la naturaleza del fluido requiere del empleo de altas velocidades. En contra los equipos pequeños generalmente para agua, agua no tienen estas limitaciones de uso y emplean placas con corrugaciones de ángulos mayores.



El ángulo de estas corrugaciones modifica también el valor del coeficiente global de transmisión del calor. En un caso extremo puede llegar al doble para ángulos de 70 en adelante, pero esto implicaría una subida brusca en el factor de fricción que puede no compensar.

Los resultados de esta modificación del coeficiente de transmisión hacen que cada tipo de placa se diseñe para una aplicación específica. El siguiente gráfico podemos ver como varía la relación de coeficientes de transmisión respecto al ángulo de las corrugaciones para diferentes valores del número de Reynolds.

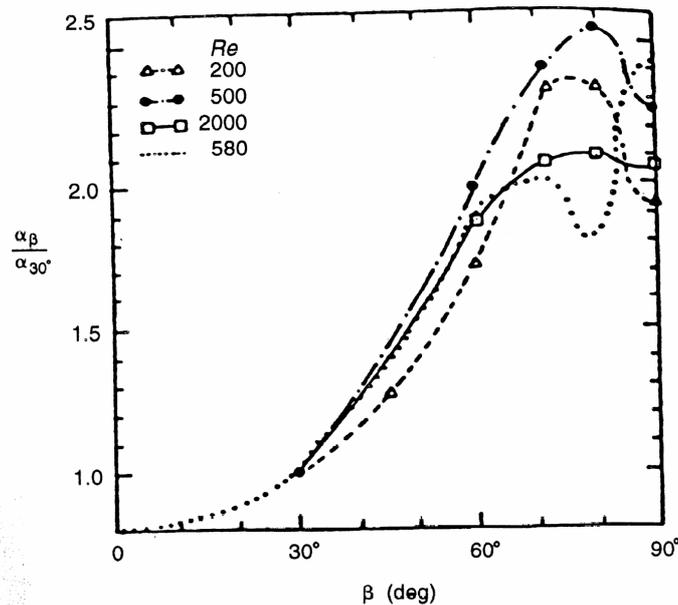


Fig. N° 15. Corrección para el coeficiente de transmisión.

Podemos concluir diciendo que serán dos los factores a tener en cuenta a la hora de seleccionar uno de estos equipos. Los requerimientos térmicos y los mecánicos. Y son dos aspectos complementarios porque su buena conjugación determinará el buen funcionamiento del equipo.

4.3.5. Solución mediante el método de la efectividad y NTU para otras configuraciones. 2 x 2 pasos. 2 x 1 pasos.

-. 2 x 2 Pasos.

La solución mediante el método de la efectividad y NTU_{min} se ha expuesto para un sistema 1 x 1 de paso simple, donde ambos fluidos pasan por el intercambiador una vez a contracorriente. Uno de los problemas del diseño de los platos es que están hechos para cumplir los requerimientos de transmisión al mismo tiempo que deben trabajar con unas caídas de presión aceptables en el equipo.



La configuración 2 x 2 se usa frecuentemente cuando queremos reducir el tiempo paso. El área de intercambio es la misma pero se doblan las velocidades lo que muchas veces requiere de un incremento de presión considerable. Al doblarse las velocidades podemos sacar las siguientes conclusiones.

El coeficiente global U se incrementa en un factor de $(2)^{0.64}$. Al ser el área de intercambio igual en ambos casos el valor de NTU_{min} es incrementado también en este factor.

En cuanto al problema mecánico:

$$f = 2.78 \text{Re}^{-0.18} \quad (24)$$

$$f = \frac{\Delta p}{(4L/D)(\rho u^2/2)} \quad (25)$$

Podemos concluir que $\Delta p \propto Lu^{1.82}$. Y así al ser dobles las velocidades encontramos que las caídas de presión se multiplican por un factor cercano a siete.

$$\frac{\Delta p_{2x2}}{\Delta p_{1x1}} = 2x2^{1.82} = 7.06 \quad (26)$$

- . 2 x 1 Pasos.

Esta configuración se adopta bajo las necesidades de menos tiempo de permanencia en el equipo al igual que la configuración 2 x 2, pero algunas veces es posible que no se pueda porque en alguna de las líneas la presión disponible no es suficiente. Entonces esta línea se hace pasar solo una vez por el equipo. Estas configuraciones normalmente se montan para equipos con bajo NTU. Y para aplicaciones específicas. Cabe decir que la efectividad del equipo siempre es menor que la efectividad del equipo montado en 1x1 contracorriente.

Las ecuaciones para la efectividad de estos equipos se resumen a continuación: El sufijo 1 se refiere a la parte del equipo que funciona a contracorriente y el dos a la parte en equicorriente. Las temperaturas de salida del lado caliente en cada caso son diferentes. Si es el frío el que hace dos pasos. Así se toma la temperatura de salida para el caliente como la media. Si el caliente hiciese dos pasos sería el frío el que tuviese dos temperaturas de salida. Una para la porción de equipo que funciona a contracorriente y otra para la que funciona e equicorriente, y también se tomaría la media.

Caso en que el frío recorre dos pasos. Podemos definir para la parte de equipo que funciona a contracorriente el parámetro P y R. esto es:

$$P_1 = \frac{T_{c,int} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} = \frac{\exp[(1 - R_1)NTU_{c_1}] - 1}{\exp[(1 - R_1)NTU_{c_1}] - C_r} \quad (27)$$



$$R_1 = \frac{T_{h,in} - T_{h,out1}}{T_{c,int} - T_{c,in}} = \frac{(\dot{M}c_p)_c}{\frac{1}{2}(\dot{M}c_p)_h} = 2R \quad (28)$$

$$NTU_{c_1} = \frac{UA/2}{(\dot{M}c_p)_c} = \frac{NTU_c}{2} \quad (29)$$

$$P_1 = \frac{\exp\left[\left(\frac{1-2R}{2}\right)NTU_c\right] - 1}{\exp\left[\left(\frac{1-2R}{2}\right)NTU_c\right] - 2R} \quad (30)$$

La expresión equivalente para el lado a equicorriente.

$$P_2 = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,int}} = \frac{1 - \exp\left[-(1+R_2)NTU_{c_2}\right]}{1+R_2} = \frac{1 - \exp\left[-\left(\frac{1+2R}{2}\right)NTU_c\right]}{1+2R} \quad (31)$$

Así el valor para la efectividad vendrá dado por el término.

$$P = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} = P_1 + (1-P_1)P_2 \quad (32)$$

Que sustituyendo los valores encontrados para P_1 y P_2 nos da un valor para la efectividad del equipo.

$$P_{2c} = \frac{\left\{\exp\left[\left(\frac{1-2R}{2}\right)NTU_c\right] - 1\right\} + \left(\frac{1-2R}{1+2R}\right)\left\{1 - \exp\left[-\left(\frac{1+2R}{2}\right)NTU_c\right]\right\}}{\exp\left[\left(\frac{1-2R}{2}\right)NTU_c\right] - 2R} \quad (33)$$

Siguiendo el mismo camino podemos encontrar la siguiente expresión para el caso en que el caliente recorre dos pasos.

$$P_{2h} = \frac{\left\{1 - \exp\left[-\left(\frac{2-R}{2}\right)NTU_c\right]\right\} + \left(\frac{2-R}{2+R}\right)\left\{1 - \exp\left[-\left(\frac{2+R}{2}\right)NTU_c\right]\right\}}{2 - R \exp\left[-\left(\frac{2-R}{2}\right)NTU_c\right]} \quad (34)$$



4.3.6. Otras soluciones al problema

Método de Raju & Chand y Método de Haslego & Polley

Ambos procedimientos son gráfico-analíticos y permiten obtener resultados preliminares aceptables en la medida que se ajusten a las recomendaciones dadas. Presentan dos caminos: el primero hace uso del factor de corrección y de la diferencia de temperaturas media logarítmica y el segundo hace uso de la eficiencia de la transferencia de calor como función del NTU. Para ambos métodos se asume que:

- Las pérdidas de calor son despreciables
- No se presentan espacios con aire en el equipo
- El coeficiente global de transferencia de calor se mantiene constante dentro del equipo.
- Los perfiles de temperaturas varían solo en la dirección del flujo
- Las corrientes de distribuyen uniformemente en cada canal en el caso de flujo paralelo.

Si N es el número de placas, el número de canales formados será $N+1$. El procedimiento de diseño, puede explicarse por medio de ejemplos típicos de problemas. Dados los siguientes datos la metodología seguida para cada caso será:

- Caudal y temperaturas de entrada y salida del líquido caliente
- Caudal y temperatura de entrada del líquido frío.
- Propiedades físicas de los fluidos
- Características físicas de la placa.

4.4. Descripción del código y del problema bajo EES.

4.4.1. Introducción y descripción de EES.

Sobre la solución modelada bajo EES podemos estructurar el problema de la siguiente forma. Ecuaciones y funciones generales, son ecuaciones que relacionan las variables geométricas del sistema con las propiedades de entrada, proporcionando un conjunto de variables y ecuaciones que compartirán los dos métodos de cálculo, y el problema mecánico. (Así podremos implementar varios métodos en el mismo problema).

Ecuaciones y funciones para el método de la efectividad y la NTU. Son un conjunto de ecuaciones y funciones para la solución bajo este método. Ecuaciones y funciones para el método de los coeficientes, y ecuaciones del problema mecánico.

Existen dos diferencias principales entre EES y los programas numéricos existentes de resolución de ecuaciones. Primero, EES identifica automáticamente y agrupa ecuaciones que deben ser resueltas simultáneamente. Este rasgo simplifica el proceso para el usuario y asegura que el resolutor siempre operará con la eficiencia óptima. Segundo, EES suministra muchas estructuras útiles para el cálculo en ingeniería



de propiedades termo-físicas y matemáticas como las llamadas a las propiedades del fluido de trabajo.

Por ejemplo, las tablas de vapor son ejecutadas de tal forma que cualquier propiedad termodinámica puede ser obtenida de una función construida citada en los términos de otras dos propiedades. Similar posibilidad es suministrada por los refrigerantes (CFC, amoníaco, metano, dióxido de carbono y muchos otros fluidos. Las tablas de aire están construidas como lo están las funciones psicométricas y las tablas de datos JANAF para la mayoría de los gases más comunes. Las propiedades de transferencia también son suministradas para todas las sustancias.

La biblioteca de propiedades matemáticas y termofísicas dentro de EES es extensa, pero no es posible anticiparse a la necesidad de cada usuario. EES permite al usuario introducir sus propias relaciones funcionales de tres formas: primero, la facilidad para interpolar datos de las tablas es suministrada de manera que los datos tabulares puedan ser usados directamente en la resolución del sistema de ecuaciones. Segundo, el lenguaje EES apoya los procedimientos y funciones escritas por el usuario, similares a ellas en Pascal y FORTRAN. Las funciones y procedimientos pueden ser guardados en el archivo, que se leen automáticamente cuando comienza EES. Tercero, procedimientos y funciones recopiladas escritas en lenguajes de alto nivel como Pascal, C ó FORTRAN, se pueden unir en EES usando la capacidad de unión dinámica incorporada en el sistema operativo de Windows. Estos tres métodos de agregar relaciones funcionales proveen de medios muy poderosos de extender capacidades de EES.

4.4.2. Ecuaciones generales del problema.

Las ecuaciones llamadas generales son parte de las ecuaciones que comparten los diferentes métodos del problema, las ecuaciones que asignan el valor de las propiedades. En este conjunto están todas las ecuaciones que tienen una solución directa a partir de los datos del problema. Se hace esta distinción para saber que variables podemos llamar con las funciones que hemos construido para que tengan asignado un valor y la función pueda devolver el valor deseado.

Las llamadas a las propiedades del fluido son ecuaciones que asignan el valor de las propiedades a las variables elegidas. Son ecuaciones que definen, la conductividad térmica, la densidad, Cp, el número de Prandtl, y la viscosidad para ambas corrientes fluidas. A continuación se expone parte del código donde se llama a estas propiedades.

```
"LADO FRIO"  
  
"coldFluid$='Water' "  
CONDUCTIVITY(coldFluid$;T=T1_cold;P=P1_cold)=lambdacold  
DENSITY(coldFluid$;T=T1_cold;P=P1_cold)=rhocold  
CP(coldFluid$;T=T1_cold;P=P1_cold)=cpcold  
PRANDTL(coldFluid$;T=T1_cold;P=P1_cold)=prcold  
VISCOSITY(coldFluid$;T=T1_cold;P=P1_cold)=mucold  
  
"LADO CALIENTE"
```



```
"hotFluid$='Water' "  
CONDUCTIVITY(hotFluid$;T=T1_hot;P=P1_hot)=lambdahot  
DENSITY(hotFluid$;T=T1_hot;P=P1_hot)=rhohot  
CP(hotFluid$;T=T1_hot;P=P1_hot)=cphot  
PRANDTL(hotFluid$;T=T1_hot;P=P1_hot)=prhot  
VISCOSITY(hotFluid$;T=T1_hot;P=P1_hot)=muhot
```

La evaluación de éstas es a la temperatura media y a la presión de entrada.

```
T1_hot =(T_h_in+T_c_in)/2  
T1_cold=(T_h_in+T_c_in)/2  
  
P1_cold=P_absCOLD  
P1_hot =P_absHOT  
  
"PRESIONES A LA ENTRADA"  
"P_absCOLD=156000 "  
"P_absHOT =146000 "
```

Proporcionando las temperaturas de entrada de ambos fluidos y las presiones de entrada (Pa). completamos los argumentos de las funciones disponibles en las librerías del programa. Las propiedades arriba enumeradas son para el lado frío y caliente según se indica. Las llamadas a la funciones están hechas nombrando el fluido lo que nos posibilitará cambiarlo fácilmente bajo la ventana de diagrama EES.

Son ecuaciones generales las variables de entrada al problema, la geometría del sistema y las ecuaciones que definen el flujo. Las variables de entrada son simple asignación de los valores de las variables conocidas como temperaturas de entrada y flujos máxicos.

La geometría del sistema son las ecuaciones que relacionan las variables geométricas del problema como el número de pasos, el área de intercambio, y el área de paso del fluido.

De la opción Formatted Equations del programa EES se muestra un resumen general de planteamiento que estas ecuaciones hacen para cada corriente del intercambiador, para el caso el flujo caliente. Ídem para el flujo frío.



$$MSIMPLE_{HOT} = 2 \cdot \left[\frac{MTOTAL_{HOT}}{N + 1} \right]$$

$$vel_{hot} = \frac{MSIMPLE_{HOT}}{\rho_{hot} \cdot S}$$

$$Re_{HOT} = vel_{hot} \cdot De \cdot \frac{\rho_{hot}}{\mu_{hot}}$$

$$Nusselt_{hot} = 0,4 \cdot \rho_{hot}^{0,4} \cdot Re_{HOT}^{0,64}$$

$$\alpha_{HOT} = \lambda_{hot} \cdot \frac{Nusselt_{hot}}{De}$$

El significado de cada una de las ecuaciones es respectivamente:

- El número de pasos es la mitad menos uno del número de placas.
- Velocidad media de paso por un canal.
- Evaluación del número de Reynolds.
- Cálculo de número de Nusselt.
- Coeficiente de transmisión.

Si además de las ecuaciones anteriores añadimos la corrección para régimen turbulento proporcionada por la fig. N° 13. Y las expresiones para la caída de presión. Tendríamos resuelto de manera general el problema de mecánico, enfocado a este tipo concreto de placas.

La función NTU_{min} es usada por ambos métodos y se ha englobado dentro del conjunto de ecuaciones generales del problema. Esta función realiza la operación

$$NTU_c = NTU_{min} = \frac{AU}{(Mc_p)_c} \quad \text{o} \quad NTU_h = NTU_{min} = \frac{AU}{(Mc_p)_h}$$

flujo con menor capacidad de transmisión.

4.4.3. Ecuaciones y funciones que intervienen en el método de la efectividad y NTU.

Las ecuaciones que intervienen en este método, proporcionan un modelo matemático con el que es posible el cálculo de las condiciones de operación de estos equipos, con precisión en determinadas condiciones pero ofreciendo en general buenos resultados.

Las ecuaciones que intervienen en este método extraídas de la ventana Formatted Equations son las presentadas a continuación:



$$R = \frac{MTOTAL_{COLD} \cdot cpcold}{MTOTAL_{HOT} \cdot cphot}$$

$$R = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{c,out} - T_{c,in}}$$

$$P = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}}$$

$$Q = E \cdot MTOTAL_{MINCP} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})$$

$$E = \frac{\exp((1 - Cr) \cdot NTU_{min}) - 1}{\exp((1 - Cr) \cdot NTU_{min}) - Cr}$$

R y P son por definición, el calor total se calcula a partir de la diferencia de temperaturas a la entrada.

Las funciones que intervienen en este método son Cr, E, MTOTALminCP que dan como salidas respectivas la relación “Cr”, el valor para la efectividad “E” y el valor del producto del flujo másico total por su capacidad calorífica “MTOTALminCP”:

- Función Cr:

Devuelve la relación de variables que define el coeficiente Cr previa evaluación del flujo con el coeficiente de menor capacidad de transmisión.

- Función E:

Dependiendo del valor de R da el valor correcto para E, ya sea P, o PR. Decir que existen tres versiones de la función E una para cada configuración. 1x1 corresponde con E. 2x2 corresponde con E3, y 2x1 con E4.

- Función MTOTALminCP:

Devuelve el valor para esta variable que interviene en la evaluación del calor total transferido.

Son ecuaciones para el método de la efectividad las ecuaciones para configuraciones diferentes a 1x1. Estas ecuaciones relacionan el nuevo valor para P con los parámetros del problema 1x1 dando una solución para la temperatura en diferentes configuraciones a partir de NTUmin y Cr de la configuración 1x1 original, pudiendo hacer una comparativa entre los métodos de cálculo.



De la ventana Formatted Equations. Para la configuración 2x2

ecuaciones para el doble paso*doble paso

$$E3 = \frac{\exp((1 - Cr) \cdot NTU_{min3}) - 1}{\exp((1 - Cr) \cdot NTU_{min3}) - Cr}$$

$$NTU_{min3} = NTU_{min} \cdot 1,558$$

$$R3 = \frac{MTOTAL_{COLD} \cdot cpcold}{MTOTAL_{HOT} \cdot cphot}$$

$$R3 = \frac{T_{h,in} - T_{h,out3}}{T_{c,out3} - T_{c,in}}$$

$$P3 = \frac{T_{c,out3} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}}$$

$$Q3 = E3 \cdot MTOTAL_{MINCP} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})$$

Para la configuración 2x1.

ecuaciones para el doble paso*simple paso

$$Q4 = E4 \cdot MTOTAL_{MINCP} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})$$

$$R4 = \frac{MTOTAL_{COLD} \cdot cpcold}{MTOTAL_{HOT} \cdot cphot} + 1,0 \times 10^{-9}$$

$$R4 = \frac{T_{h,in} - T_{h,out4}}{T_{c,out4} - T_{c,in}}$$

$$P4 = \frac{T_{c,out4} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}}$$

$$P4 = P_{c2}$$

ECUACIÓN GENERAL PARA FRÍO HACE DOS PASOS

$$P_{c2} = \frac{\exp\left[\left(\frac{1 - 2 \cdot R4}{2}\right) \cdot NTU_{min}\right] - 1 + \left[\frac{1 - 2 \cdot R4}{1 + 2 \cdot R4}\right] \cdot \left[1 - \exp\left(-\left[\frac{1 + 2 \cdot R4}{2}\right] \cdot NTU_{min}\right)\right]}{\exp\left[\left(\frac{1 - 2 \cdot R4}{2}\right) \cdot NTU_{min}\right] - 2 \cdot R4}$$

ECUACIÓN GENERAL PARA CALIENTE HACE DOS PASOS

$$P_{h2} = \frac{1 - \exp\left[-\left(\frac{2 - R4}{2}\right) \cdot NTU_{min}\right] + \left[\frac{2 - R4}{2 + R4}\right] \cdot \left[1 - \exp\left(-\left[\frac{2 + R4}{2}\right] \cdot NTU_{min}\right)\right]}{2 - R4 \cdot \exp\left[-\left(\frac{2 - R4}{2}\right) \cdot NTU_{min}\right]}$$

Nótese que a la variable P4 se le asigna el valor de P_c2. Esto implica que solo resolveremos correctamente esta configuración para el caso de que el frío haga 2 pasos.



Para que resolviera los casos en que el caliente hace dos pasos deberíamos construir una función que asignara a la variable P4 el valor correspondiente; si P_c2 o P_h2 en cada caso. Para implementar esta función en el programa deberíamos incluir las ecuaciones para P_c2 y P_h2 en la propia función pues no podemos llamar a estos valores directamente ya que depende NTUmin que es otra función.

4.4.4. Ecuaciones para el método de los coeficientes.

Las ecuaciones que intervienen en este método extraídas de la ventana Formatted Equations son las siguientes.

$$1000 \cdot Q2 = U \cdot A \cdot F \cdot TLM$$

$$F = F_{\text{segunRyNTUmin}}$$

$$R2 = \frac{MTOTAL_{\text{COLD}} \cdot cpcold}{MTOTAL_{\text{HOT}} \cdot cphot}$$

$$R2 = \frac{T_{h,in2} - T_{h,out2}}{T_{c,out2} - T_{c,in2}}$$

$$P2 = \frac{T_{c,out2} - T_{c,in2}}{T_{h,in2} - T_{c,in2}}$$

$$P2 = P_{\text{segunRyNTUmin}}$$

BUSCAR ROW SEGUN NTUmin

$$\text{row} = \text{LookupRow} ('C:\TABLAS\NTUMIN.LKT'; \quad 1; \text{NTUmin})$$

BUSCA LOS VALORES PARA P Y F EN TODAS LAS TABLAS

$$P_{\text{valorR10}} = \text{Lookup} ('C:\TABLAS\PR10.LKT'; \quad \text{row}; \text{NUM})$$

$$P_{\text{valorR075}} = \text{Lookup} ('C:\TABLAS\PR075.LKT'; \quad \text{row}; \text{NUM})$$

$$P_{\text{valorR05}} = \text{Lookup} ('C:\TABLAS\PR05.LKT'; \quad \text{row}; \text{NUM})$$

$$P_{\text{valorR025}} = \text{Lookup} ('C:\TABLAS\PR025.LKT'; \quad \text{row}; \text{NUM})$$

$$F_{\text{valorR10}} = \text{Lookup} ('C:\TABLAS\FR10.LKT'; \quad \text{row}; \text{NUM})$$

$$F_{\text{valorR075}} = \text{Lookup} ('C:\TABLAS\FR075.LKT'; \quad \text{row}; \text{NUM})$$

$$F_{\text{valorR05}} = \text{Lookup} ('C:\TABLAS\FR05.LKT'; \quad \text{row}; \text{NUM})$$

$$F_{\text{valorR025}} = \text{Lookup} ('C:\TABLAS\FR025.LKT'; \quad \text{row}; \text{NUM})$$

Las variables Q, R y P son nombradas como Q2, R2, P2, al igual que las temperaturas de entrada y salida, para diferenciar ambos métodos. Tanto en la ventana de diagrama como en el proceso de cálculo. Nótese que R2 y R del método anterior comparten la misma definición.

En este método se usan datos tabulados por lo que pasaremos a describir como se han introducido estos datos y las posibilidades de EES a la hora de resolver problemas de este tipo.



Las funciones LookupRow y Lookup nos facilitan esta labor.

Lookup (Row, Column) ó **Lookup**("Filename", Row, Column) corresponde al valor dentro de Lookup Table ó Lookup File en la columna o fila especificada. Los argumentos de filas y columnas no necesitan ser integrados. El valor correspondiente será interpolado entre filas y columnas como sea necesario. Por ejemplo, Lookup (2.5,3) corresponderá a un valor situado en la mitad entre la segunda y tercera fila, dentro de la tercera columna. Si la fila o columnas especificadas son menores a 1, el valor en la primera fila o columna será recalculado. De forma similar, si la columna o la fila es mayor que el número de filas o columnas en la tabla Lookup, el valor en la última fila o columna será recalculado. La función Lookup puede ser utilizada con las funciones LookupCol y LookupRow para proporcionar valores interpolados sobre información tabular.

LookupRow (Column, Value) ó **Lookup Row** ("Filename", Column, Value) utiliza los datos en las columnas especificadas de Lookup Table o Lookup File para determinar la fila correspondiente al valor suministrado por el segundo argumento. El valor de la fila puede no ser un número entero. La interpolación entre filas se haría, si fuera necesario. El propósito de la función LookupRow es proporcionar un medio de relacionar información tabular en las diferentes columnas de Lookup Table.

Así la información tabular disponible es de cuatro tablas como la expuesta en el apartado 4.2.1. y su expresión en EES se puede ver en la siguiente imagen.

NTUmin	PR10	PR075	PR05	PR025	FR10	FR075	FR05	FR025	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	P ₇	P ₈	P ₁₀	P ₂₀	P ₄₀	P ₇₅	P _{LARGO}	
Row 1		0,1636	0,1651	0,1645	0,1652	0,165	0,1654	0,1656	0,1661	0,1663	0,1665	0,1667								
Row 2		0,277	0,2813	0,2795	0,2817	0,281	0,2822	0,2827	0,284	0,2848	0,2852	0,2857								
Row 3		0,3602	0,368	0,3646	0,3683	0,367	0,3692	0,37	0,3721	0,3735	0,3742	0,375								
Row 4		0,4241	0,4352	0,43	0,4355	0,4334	0,4366	0,4376	0,4405	0,4423	0,4433	0,4444								
Row 5		0,4747	0,489	0,4819	0,4891	0,4862	0,4904	0,4916	0,4951	0,4973	0,4986	0,5								
Row 6		0,5654	0,5864	0,5744	0,5866	0,5805	0,587	0,5885	0,5931	0,5963	0,598	0,6								
Row 7		0,6263	0,652	0,6356	0,6504	0,6428	0,6516	0,6531	0,6584	0,6621	0,6642	0,6667								
Row 8		0,7046	0,7353	0,7122	0,7325	0,7203	0,7329	0,7342	0,7399	0,7444	0,747	0,75								
Row 9		0,7543	0,7863	0,759	0,7828	0,7668	0,7826	0,7835	0,7889	0,7937	0,7965	0,8								
Row 10		0,7892	0,8208	0,7913	0,817	0,7982	0,8163	0,8168	0,8217	0,8266	0,8296	0,8333								

Fig. N° 16. Tabla de EES.

La primera pestaña tiene solo una columna corresponde al valor de NTUmin y esta tabulado en diez filas desde el valor de 0,2 hasta 5, las cuatro pestañas siguientes a los valores de P para cada R, las cuatro siguientes dan el valor de F. Éstas ocho pestañas tienen 10 filas y 11 columnas cada una, cada fila corresponde con cada valor tabulado para NTUmin y el subíndice de los nombres de las columnas indican el numero de placas que monta el intercambiador.

La función LookupRow asigna a la variable “row” el valor de la fila correspondiente según el valor de la variable NTUmin. El primer argumento es la ruta donde hemos guardado el archivo correspondiente a las tablas, en concreto a la tabla



para NTU_{min}, el segundo “1” es porque solo tiene una columna y el último es el valor que interpolará para dar el valor de la fila.

Las funciones Lookup devuelven los valores correspondientes en cada una de las tablas según el valor de row devuelto en la función anterior, y el de la función NUM. Que da el valor para la columna según el valor de “N, el número de placas” recordando que los subíndices del nombre de cada columna sobre las que se aplican estas funciones indican el número de placas, que van de cero a setenta y nueve y que la última columna es para todo $N > 79$; pues teniendo solo 11 columnas necesitamos una función que transforme la lectura de N en una variable que indique el número de la columna. Esto lo hace la función NUM.

Dos funciones más completan el problema una es la función PsegunRyNTU_{min} y otra es FsegunRyNTU_{min}; estas funciones recogen los valores proporcionados por todas las funciones Lookup para P y para F respectivamente y dependiendo del valor de que tome R en el problema devuelven un valor definitivo para P y F. completando la resolución.

Antes de explicar el funcionamiento de NUM, PsegunRyNTU_{min}, FsegunRyNTU_{min}, cabe decir que el resto de funciones como lookupRow o Lookup o las que llaman a las propiedades del fluido son herramientas de EES, aunque no existe diferencia entre el tratamiento de estas funciones y el de las construidas por nosotros. Todas son contabilizadas como una sola ecuación y todas las variables usadas en cada función son solo visibles a nivel local; es decir en el cálculo interno de cada función con la salvedad de que deben estar definidas con anterioridad a la propia función. Así todas las variables llamadas por las funciones deben quedar resueltas en el conjunto de ecuaciones denominadas generales.



Se expone el siguiente cuadro resumen del proceso de cálculo.

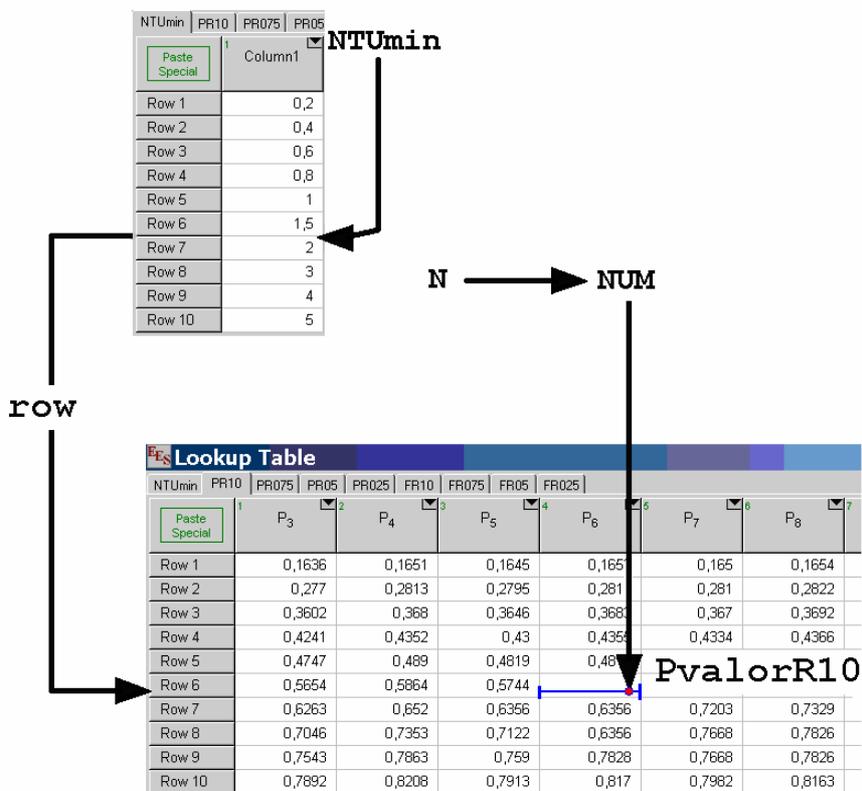


Fig. N° 17. Esquema de funcionamiento de las tablas.

Este proceso se repite ocho veces, cuatro para cada valor de P en cada una de las tablas y otras cuatro para cada valor de F. Los valores encontrados se almacenan en las variables PvalorR025, PvalorR05, PvalorR075, PvalorR10 para P, y FvalorR025, FvalorR05; FvalorR075, FvalorR10 para F. Todos estos valores son usados por las funciones PsegunRyNTUmin y FsegunRyNTUmin respectivamente para encontrar el valor definitivo de P y F.

La función NUM utiliza la capacidad de EES para interpolar entre valores contiguos en las lookup tables. Así esta función le hace corresponder a cada N el valor NUM correspondiente a la columna así por ejemplo la columna ocho corresponde a N=20 y la columna nueve a N=40 Para un N=25 debe dar un valor para NUM=8.25 Las funciones PsegunRyNTUmin y FsegunRyNTUmin.

Comenzaremos por la función FsegunRyNTUmin. Primeramente resaltar que las graficas se han tabulado para valores de $R < 1$ es porque están referidas al fluido con NTUmin así a un valor de $R = 2$, indica que el fluido que tendrá NTUmin es el caliente pero para encontrar el valor correspondiente deberemos entrar en la tabla de $R = 0.5$. Al



disponer de los valores de F en las cuatro tablas la función FsegunRyNTUmin lee el valor de R y utiliza el valor correcto para todos los casos, interpolando si fuese necesario.

La función PsegunRyNTUmin además de hacer lo que hace la función FsegunRyNTUmin devuelve el valor correcto para P el caso de que el fluido caliente tenga la menor capacidad de transmisión que como se ha dicho anteriormente en este caso E=PR. Como las tablas trabajan en el caso E=P, el valor correcto para P en el caso de que el fluido caliente tenga la menor capacidad de transmisión debe ser $(P_{tablas} / R) = P$ Con la salida de estas funciones se completa el problema.

4.4.5. Ecuaciones y funciones para el problema mecánico.

Dentro del conjunto de funciones hay dos de ellas que ofrecen como salida las correcciones para el factor de fricción dependiendo del ángulo de las acanaladuras. Estas funciones trabajan con los datos aportados por las siguientes tres tablas una para cada rango del numero de Reynolds como se puede leer en las pestañas de la parte superior.

	RE200	RE500	RE2000
	1 ANGULO		2 FACTOR
Row 1		0	0,39
Row 2		10	0,47
Row 3		20	0,6
Row 4		30	1
Row 5		40	1,37
Row 6		50	2
Row 7		60	4,3
Row 8		70	13
Row 9		80	20
Row 10		90	10

Fig. N° 18. Tabla factor de corrección.

Estas tres tablas se pueden graficar para dar como resultado el gráfico de la fig N°19.

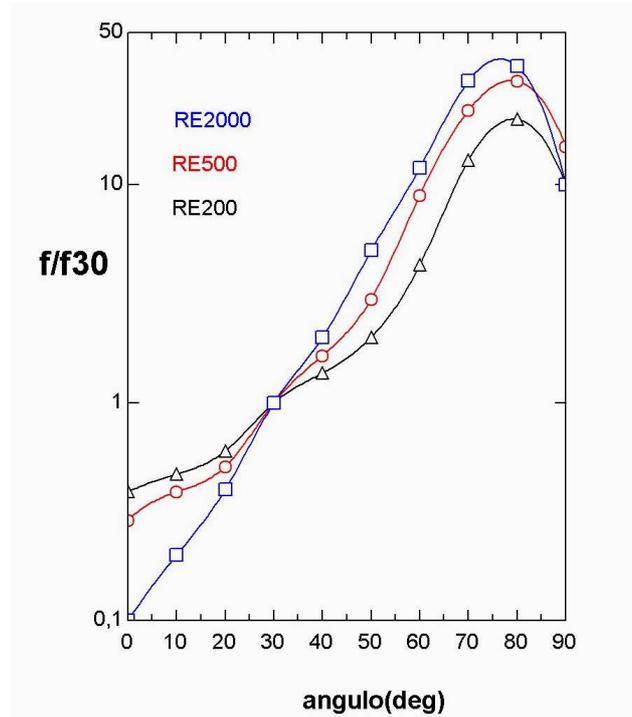


Fig. N° 19. Gráfica factor de corrección.

Las funciones citadas tienen por nombre FACTORC y FACTORH y lo que hacen es dar el valor del factor por el que hay que multiplicar el factor de fricción con placas de ángulo 30° para placas con un ángulo determinado. Este cálculo se realiza para cada lado del intercambiador. Tanto para el flujo frío como para el caliente. Esto debe hacerse porque los cálculos para el factor de fricción son para placas con ángulo 30°. (Ver anexo 1. Código)

Los cálculos correspondientes a este problema se exponen a continuación extraídas de la ventana formatted equations son los siguientes.



LADO FRIO

$$\text{FACTORC} \cdot f_{\text{COLD}} \cdot 4 \cdot \frac{L}{De} \cdot 0,5 \cdot \rho_{\text{COLD}} \cdot \text{vel}_{\text{COLD}}^2 = \Delta P_{\text{;cold}}$$

$$f_{\text{COLD}} = 2,78 \cdot \text{Re}_{\text{COLD}}^{-0,18}$$

LADO CALIENTE

$$\text{FACTORH} \cdot f_{\text{HOT}} \cdot 4 \cdot \frac{L}{De} \cdot 0,5 \cdot \rho_{\text{HOT}} \cdot \text{vel}_{\text{HOT}}^2 = \Delta P_{\text{;hot}}$$

$$f_{\text{HOT}} = 2,78 \cdot \text{Re}_{\text{HOT}}^{-0,18}$$

$$\Delta P_{\text{;cold2}} = 7,06 \cdot \Delta P_{\text{;cold}}$$

$$\Delta P_{\text{;hot2}} = 7,06 \cdot \Delta P_{\text{;hot}}$$

$$\text{angulo} = 90$$

$$\text{row2} = \text{LookupRow} ('C:\TABLAS\RE200.LKT'; \quad 1; \text{angulo})$$

$$\text{factor200} = \text{Lookup} ('C:\TABLAS\RE200.LKT'; \quad \text{row2}; 2)$$

$$\text{factor500} = \text{Lookup} ('C:\TABLAS\RE500.LKT'; \quad \text{row2}; 2)$$

$$\text{factor2000} = \text{Lookup} ('C:\TABLAS\RE2000.LKT'; \quad \text{row2}; 2)$$

En ellos se incluyen los cálculos para la configuración 2x2 y las caídas de presión para el factor de fricción corregido.

Como vemos para el cálculo de corrección del factor de fricción se usa la tabla de corrección descrita con anterioridad. El uso de estas tablas es más sencillo que las del método de los coeficientes por lo que no se explicarán. Las funciones FACTORC y FACTORH leen los valores de las tablas y devuelven los valores para estos factores según el nº de Reynolds.

El factor de fricción es para placas con ángulo 30° y se extrae de la grafica correspondiente con la Fig. Nº 13, que más tarde, en la expresión para la pérdida de carga se ve corregido por estos factores.

5. RESULTADOS.

5.1. Introducción.

EES posibilita la presentación de los resultados de una manera cómoda y rápida. Además podemos plantear el problema de manera que nos permita obtener datos gráficos y soluciones múltiples.



5.2. Resultados sobre la ventana de diagrama.

La presentación del problema sobre la ventana de diagrama convierte la resolución de problemas mediante EES en una potente herramienta. Pudiendo presentar los datos de salida y de entrada de forma sencilla y modificarlos sin necesidad de modificar el código. Nos permite también crear un entorno gráfico para contextualizar nuestro problema. La presentación de esta ventana se muestra en la figura N°20, que pasamos a describir a continuación:

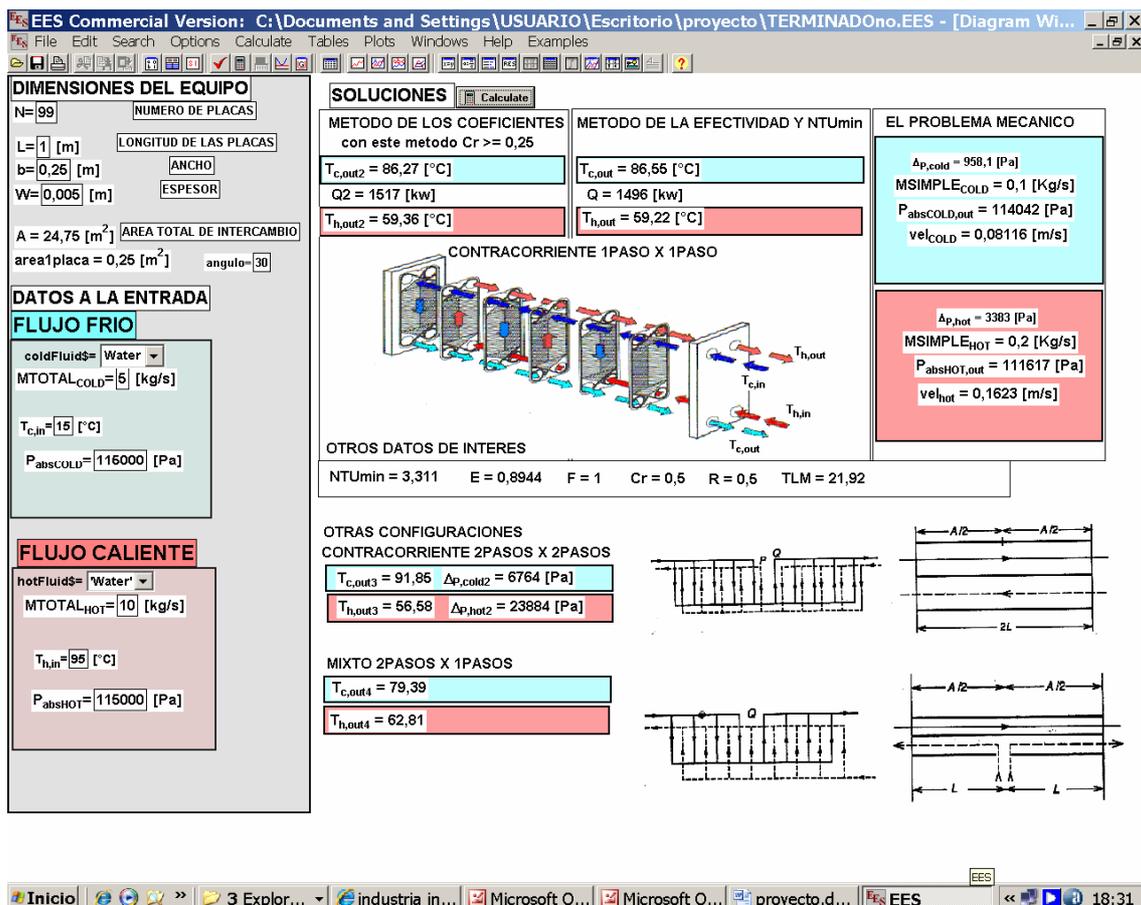


Fig. N° 20. Ventana de diagrama.

Las variables de entrada son las que su valor va en un recuadro y son fácilmente modificables, como en cualquier programa de entorno de Windows, las variables de salida se muestran sin recuadrar.

En la parte superior izquierda se deben introducir las dimensiones geométricas de las placas y el número a instalar. Las dimensiones L y b son para la zona de la placa donde se produce el intercambio. No para las dimensiones de la placa entera. W es la distancia entre placas una vez montado. La variable ángulo es para el ángulo de las acanaladuras y es para el factor de corrección del factor de fricción. En azul las soluciones para el lado frío y en rojo las del lado caliente. A la izquierda de estas soluciones, parte inferior izquierda de la pantalla, las condiciones de entrada de cada flujo para caudal temperatura y presión. Además se ha incluido la posibilidad de cambiar de fluido y permitir el uso de refrigerantes y aceites. En la parte central otros



datos de interés, como son la NTU_{min} la efectividad el factor de corrección, el coeficiente Cr la definición R y ΔT_{LM} . Por comodidad el botón calcúlate justo a la derecha de soluciones nos facilita cada cálculo. En la parte inferior se han incluido las soluciones para otras configuraciones con un mismo equipo.

Para consultar los valores de todas las variables que intervienen en el problema podemos abrir la ventana de soluciones, donde se encuentran todas las variables del problema para los valores de entrada expuestos en la ventana de diagrama. Es ventana se muestra en la figura N°21.

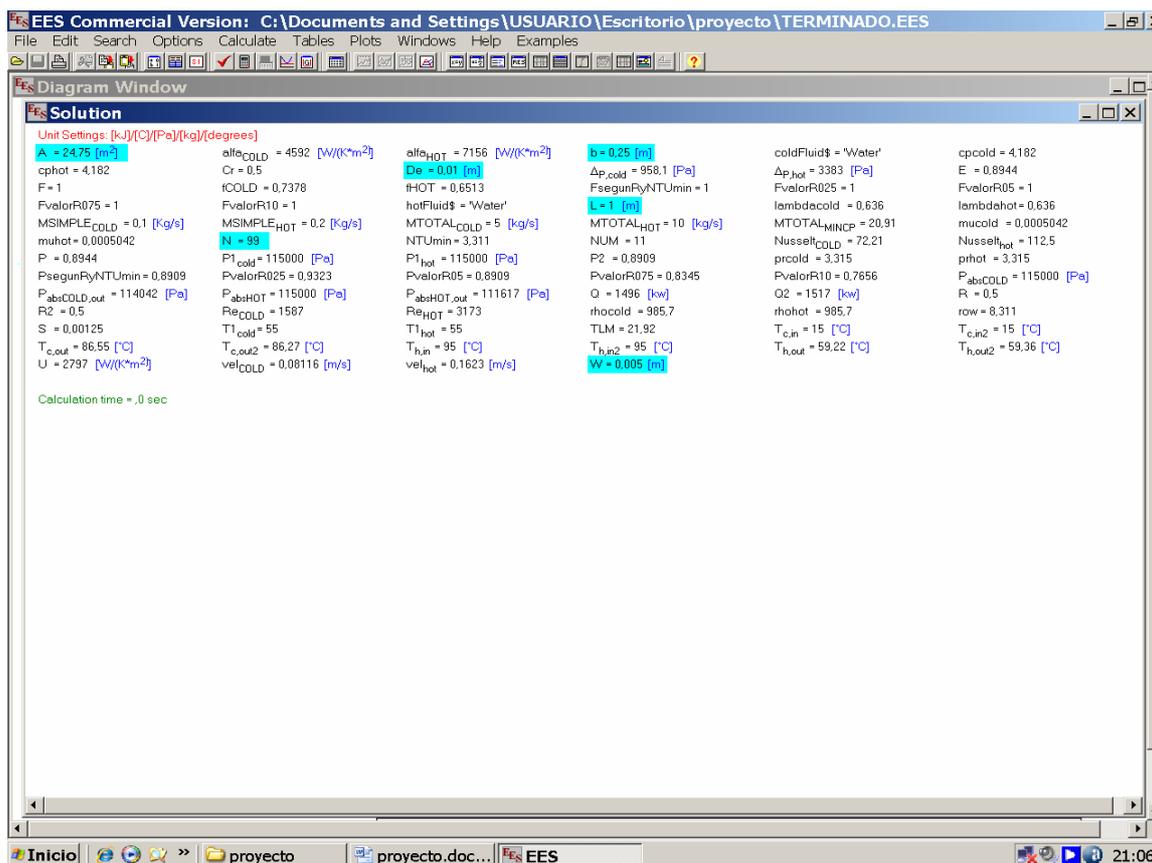


Fig. N° 21. Ventana de soluciones.

Otra característica de EES es posibilidad de resolver el problema múltiples veces y así poder estudiar como evoluciona el problema en relación a una variable o a varias. Para ello creamos una tabla con las variables indicadas y le asignamos los valores para los que resolverá el problema.

El proceso a seguir es el siguiente; creamos una tabla con las variables a relacionar podemos asignarle valores a una de las variables en la tabla, eliminando la variable asignada del problema original podemos resolver el problema para todos los valores propuestos y graficar la solución.

Las variables a las que se les asigna un valor en la tabla deben ser eliminadas de la pantalla de diagrama o de las ecuaciones. Esto es porque EES trata de la misma



manera a las variables y las engloba en el mismo problema independientemente de cómo queramos introducirlas. En la figura N°22. Se muestra la tabla con la que se construye la grafica para la NTUmin frente a la Efectividad para diferentes valores de Cr.

	E	NTUmin	Cr
Run 1	0,09301	0,1	0,5
Run 2	0,2816	0,3579	0,5
Run 3	0,419	0,6158	0,5
Run 4	0,5228	0,8737	0,5
Run 5	0,6034	1,132	0,5
Run 6	0,6674	1,389	0,5
Run 7	0,7189	1,647	0,5
Run 8	0,7611	1,905	0,5
Run 9	0,7959	2,163	0,5
Run 10	0,8249	2,421	0,5
Run 11	0,8493	2,679	0,5
Run 12	0,8699	2,937	0,5
Run 13	0,8874	3,195	0,5
Run 14	0,9023	3,453	0,5
Run 15	0,9152	3,711	0,5
Run 16	0,9262	3,968	0,5
Run 17	0,9357	4,226	0,5
Run 18	0,9439	4,484	0,5
Run 19	0,951	4,742	0,5
Run 20	0,9572	5	0,5

Fig. N° 22. Tabla para plots.

Utilizando esta posibilidad de EES se pueden obtener y procesar todo tipo de información a cerca del problema. Estudiar como evolucionan unas variables respecto a otras que puedan ser de interés es una tarea más fácil utilizando EES.

Las soluciones obtenidas en las tablas quedan almacenadas en ellas pudiendo redactar cuantas tablas deseemos, cada tabla se puede duplicar las veces que queramos y modificar una variable a lo largo de las copias. Resolviendo el problema múltiples veces así obtener más cantidad de información.

Las tablas aunque estén hechas con formato paramétrito pueden guardarse como lookup tables y así usar la solución de un problema en el planteamiento de otro. Cabe mencionar también la capacidad de EES de resolver ecuaciones diferenciales a partir de datos tabulares como los indicados arriba posibilidad que no se ha explotado en el presente proyecto. En el Anexo. 3 se incluyen los datos tabulares con los que se construyen las graficas más significativas del presente proyecto.

5.3. SOLUCIONES GRAFICAS.



La efectividad frente a la NTU_{min} para diferentes valores de R se puede obtener de la siguiente grafica modelada bajo EES que aporta la solución para el método de la efectividad y la NTU_{min}. Encontramos que para cada valor de Cr la efectividad esta limitada según el valor de este parámetro. La efectividad es mayor a menor relación de Cr. La siguiente grafica es para la configuración 1x1. Como era de esperar a menor relación de caudales mayor es la efectividad y mayor será la temperatura alcanzada por el fluido con menor capacidad de transmisión.

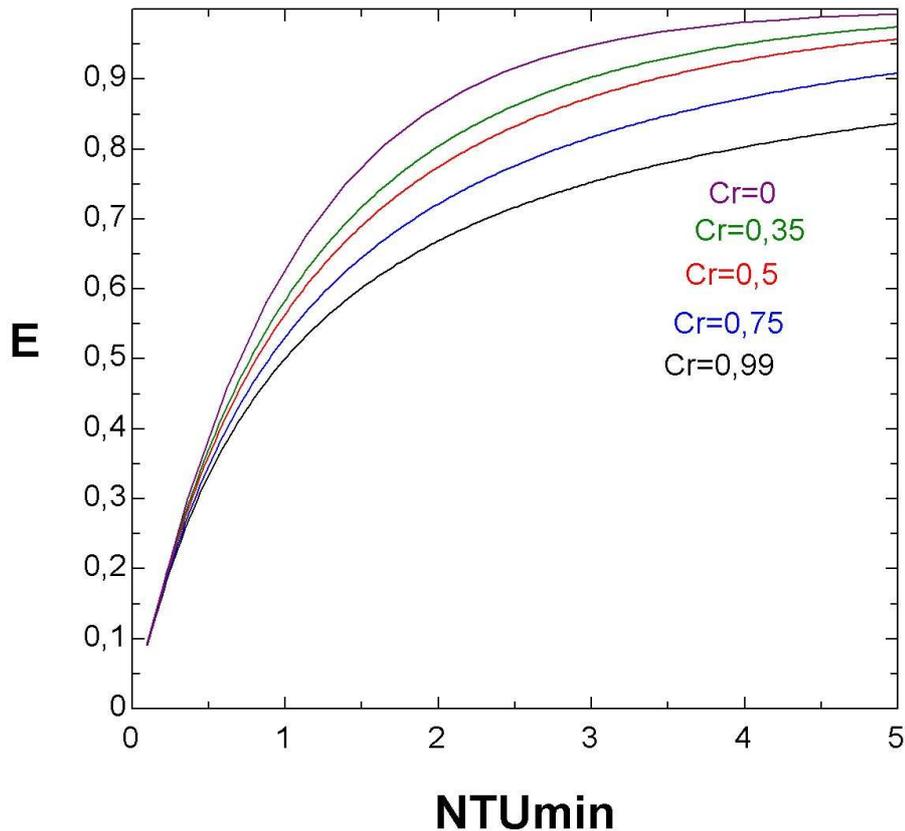


Fig. N° 23. Grafica de E frente a NTU_{min}; 1x1 pasos.

Similares graficas se pueden obtener para la configuración 2x2 y 2x1. Mediante esta grafica podríamos resolver el problema entrando con la NTU_{min} y dependiendo del valor de Cr. Para obtener el valor de la efectividad.

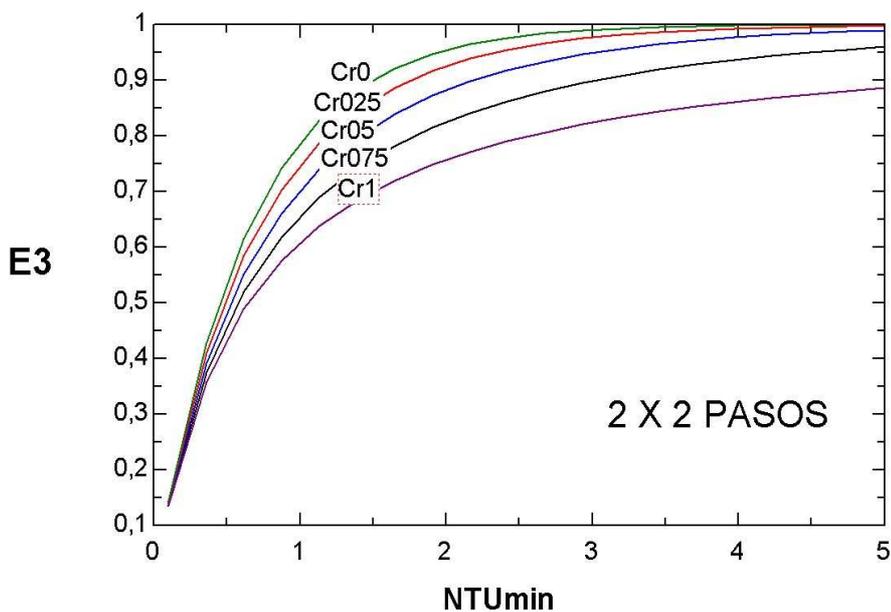


Fig. N° 24. Grafica de E frente a NTUmin; 2x2 pasos.

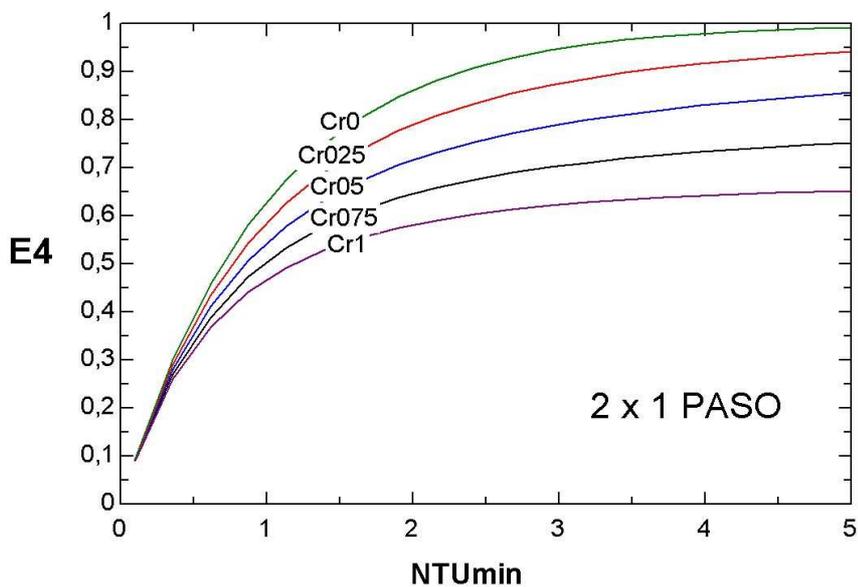


Fig. N° 25. Grafica de E frente a NTUmin; 2x1 pasos.

Se puede apreciar que la configuración 2x2 es la más efectiva.

A continuación exponemos los resultados comparando las tres configuraciones para un mismo equipo a diferentes valores de Cr. Véanse las siguientes graficas.

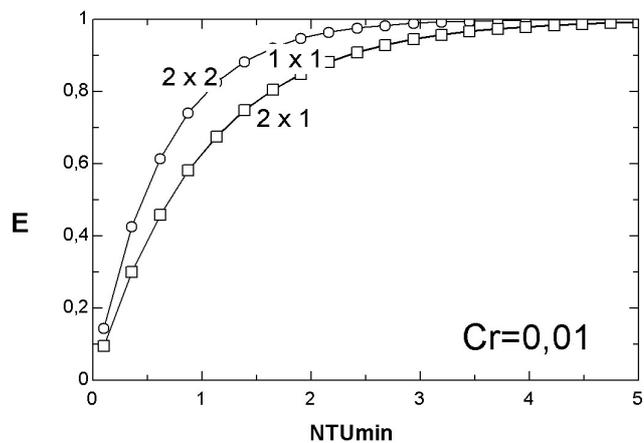


Fig. N° 26. Grafica de E frente a NTUmin; Cr=0.

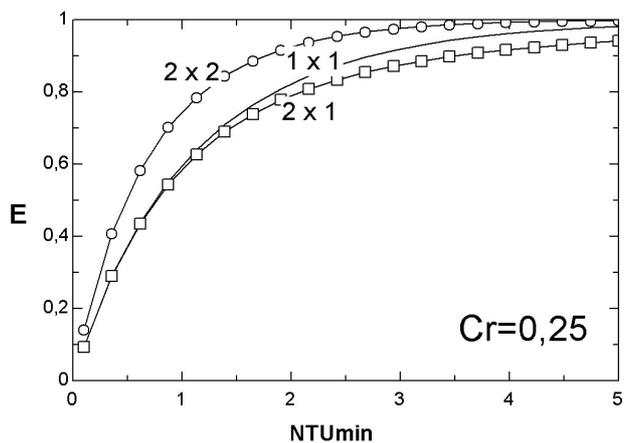


Fig. N° 27. Grafica de E frente a NTUmin; Cr=0,25.

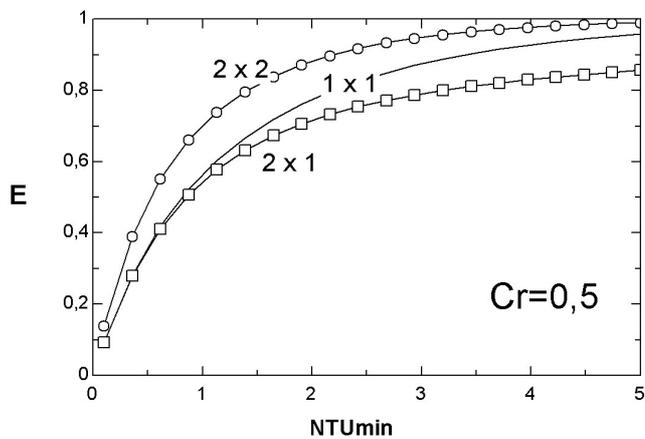


Fig. N° 28. Grafica de E frente a NTUmin; Cr=0,5.

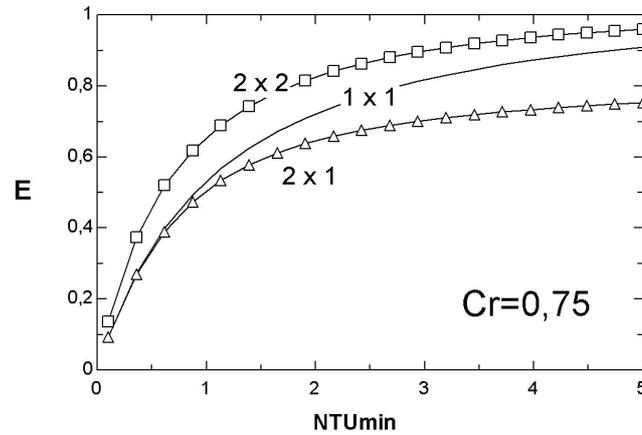


Fig. N° 29. Grafica de E frente a NTUmin; Cr=0,75.

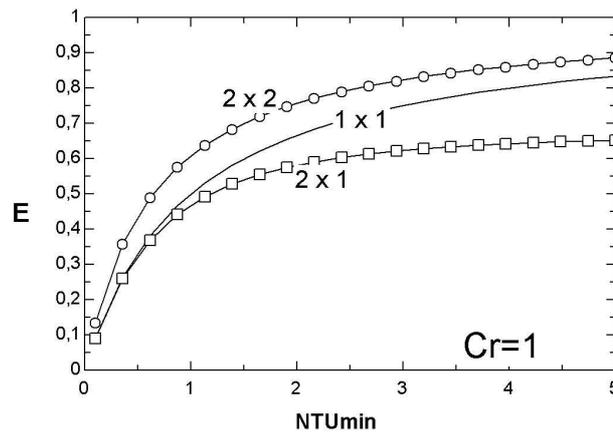


Fig. N° 30. Grafica de E frente a NTUmin; Cr=1.

Así vemos que para la configuración 2x2 el valor de la efectividad esta siempre por encima del valor dado para la configuración 1x1 y que por el contrario el valor para la efectividad para la configuración 2x1 esta siempre por debajo.

También podemos encontrar para este método los valores para la temperatura de salida del flujo frío y la NTUmin frente al número de placas. Para unas temperaturas de entrada definidas. La próxima gráfica ilustra la relación entre la temperatura de salida y como se modifica el NTU según el método la efectividad y la NTU para cuando se disminuye el numero de placas del equipo.



Los datos tabulados en las próximas graficas corresponden al problema siguiente.

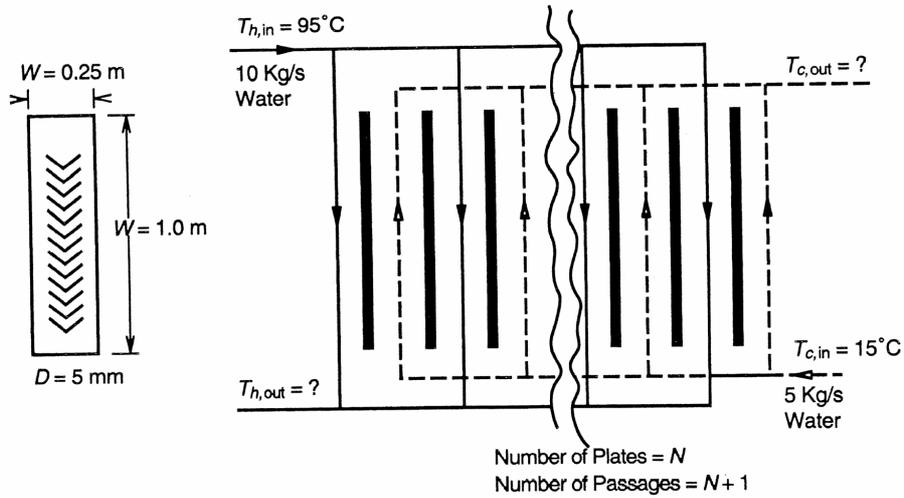


Fig. N° 31. Esquema del problema

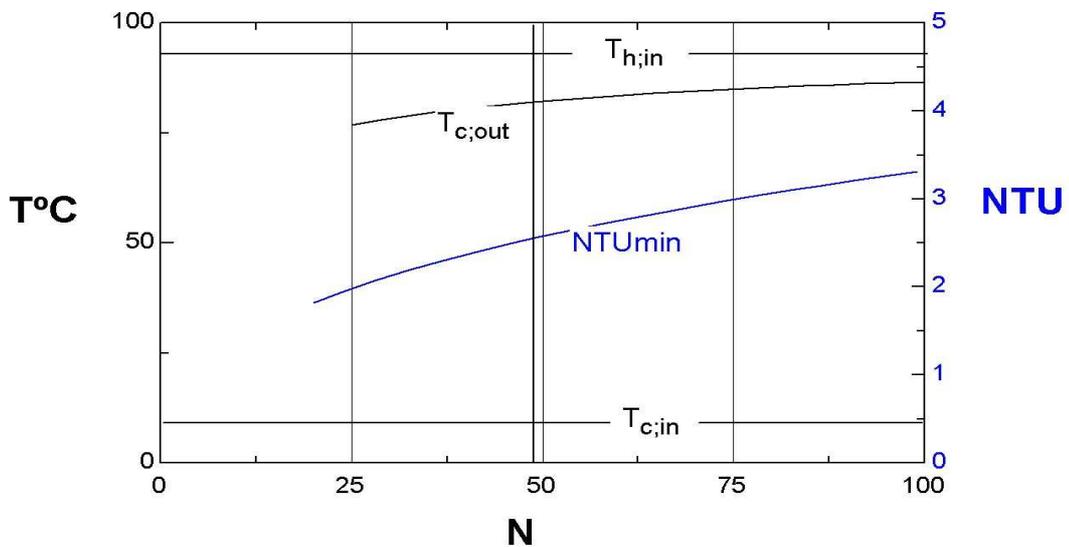


Fig. N° 32. Grafica de T salida y NTU frente N.

Similares resultados encontramos por el método de los coeficientes, aunque en este caso si se grafican los valores para menos de veinticinco placas. Pues se disponen de los datos para estos puntos.

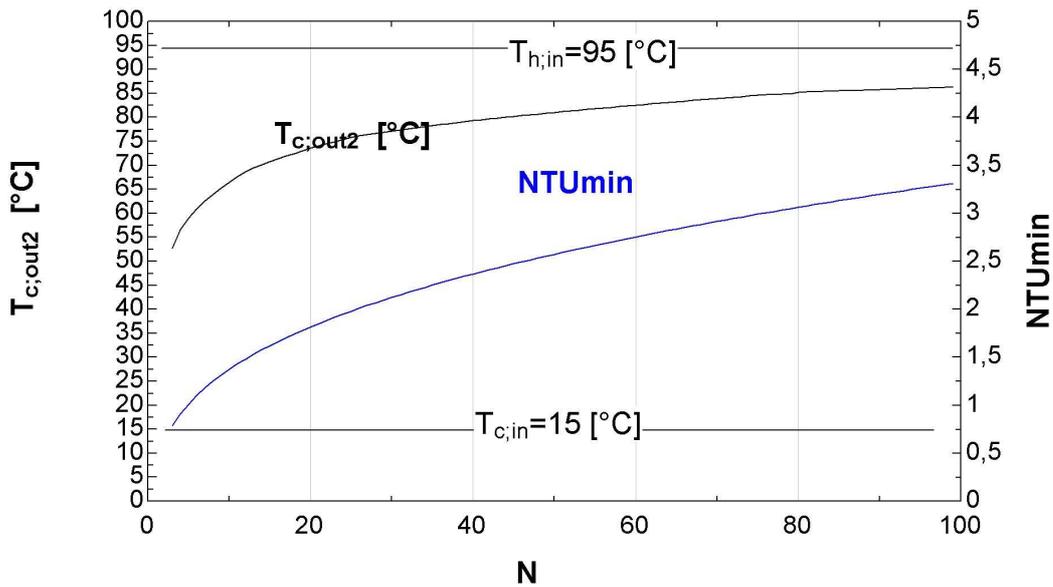


Fig. N° 33. Grafica de T salida y NTU frente N.

La regulación de la temperatura mediante disminución del número de placas como veremos en muchos casos no será posible debido a las solicitaciones mecánicas del equipo.

Las gráficas que se exponen a continuación muestran que el valor para la efectividad es más o menos constante independientemente de las temperaturas de entrada. El valor de la efectividad sube al incrementarse la temperatura pero de manera muy moderada y se mantiene mas o menos constante.

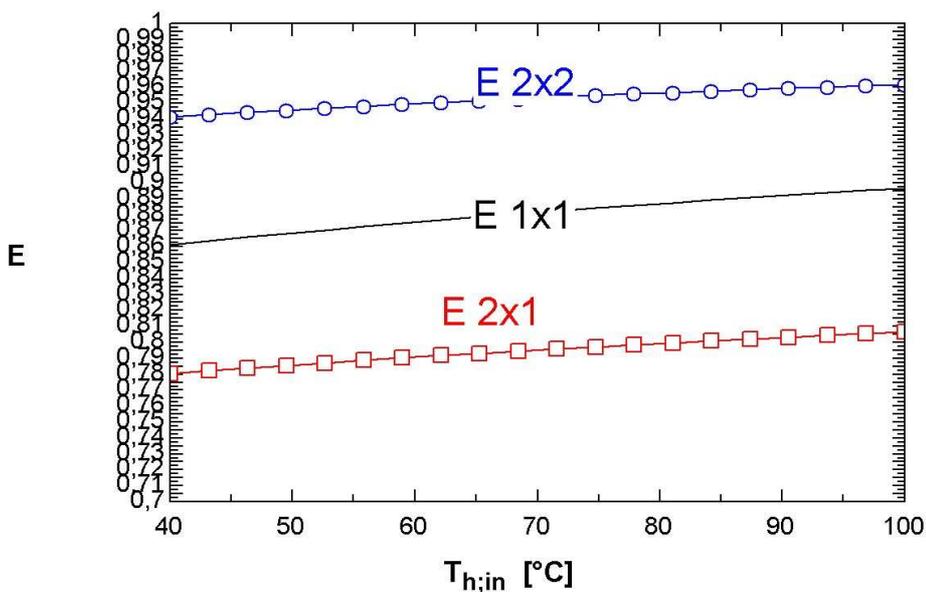


Fig. N° 34. Efectividad frente a variación en la temperatura de entrada caliente.

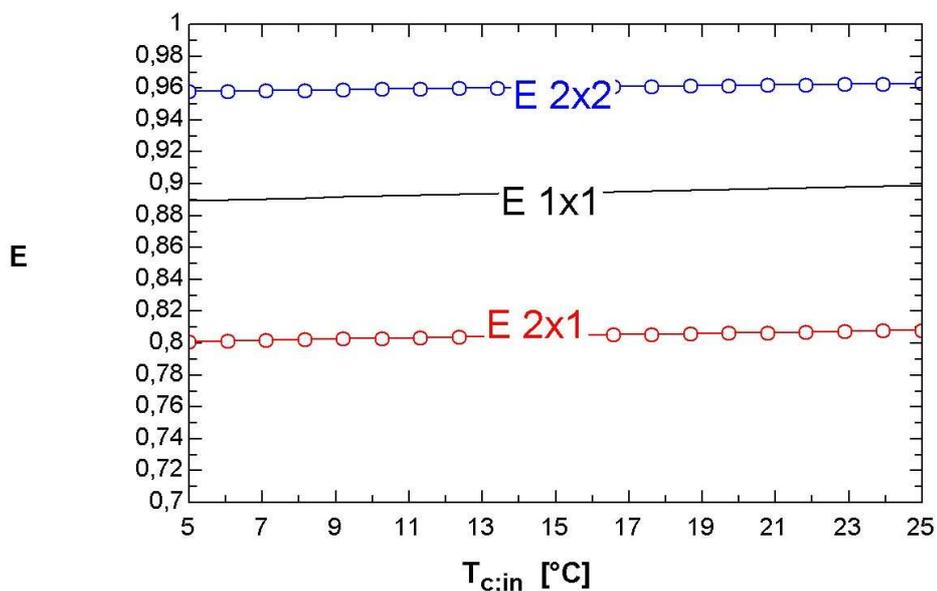


Fig. N° 35. Efectividad frente a variación en la temperatura de entrada fría.

Cabe decir también que en la configuración del equipo no influyen solo las dimensiones, número y tipo de placas. El régimen de funcionamiento del equipo es fundamental pues determinará si nos movemos en una zona de alto rendimiento o no. Este régimen de funcionamiento es el caudal requerido y las temperaturas. Así, si nos movemos en bajos rendimientos del Equipo; la diferencia entre ambos modelos, el de la efectividad y el de los coeficientes, es mayor. También resaltar de nuevo que el método de los coeficientes esta implementado a partir de los datos para un tipo de placas con unas magnitudes de tamaño más o menos parecidas.

Para ver las diferencias entre ambos métodos veremos las graficas de la 36 a la 40. Los datos de todas las graficas siguientes son para $Cr = 0,5$. En abscisas el caudal por paso caliente. El del paso frío será el doble para cada valor tabulado. Se puede apreciar que al disminuir el número de placas, la diferencia entre ambos métodos más significativa.

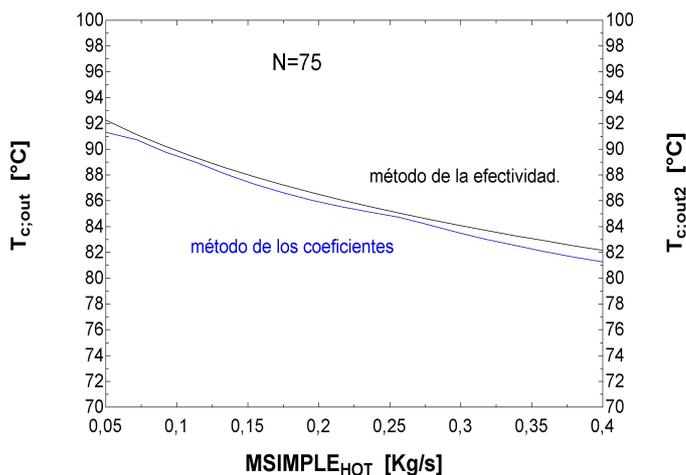


Fig. N° 36. Método de los coeficientes frente la efectividad.

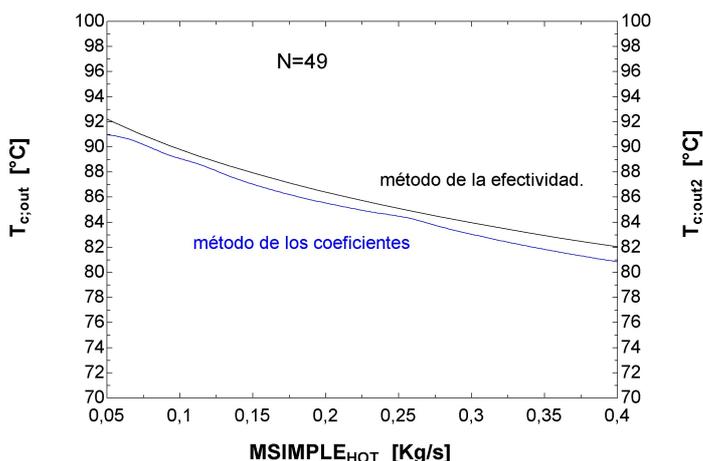


Fig. N° 37. Método de los coeficientes frente la efectividad.

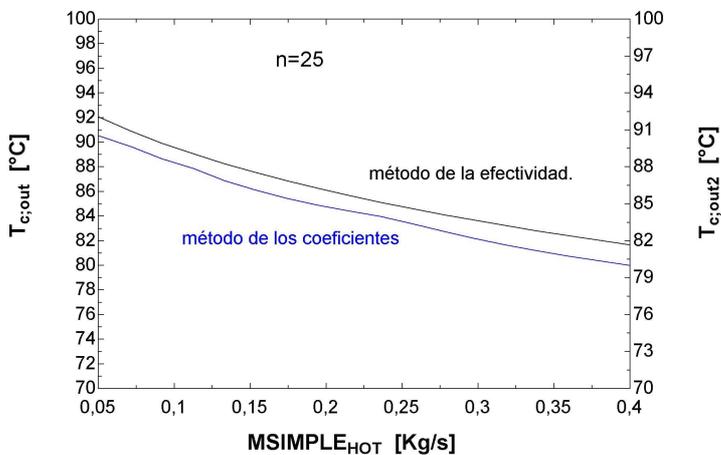


Fig. N° 38. Método de los coeficientes frente la efectividad.

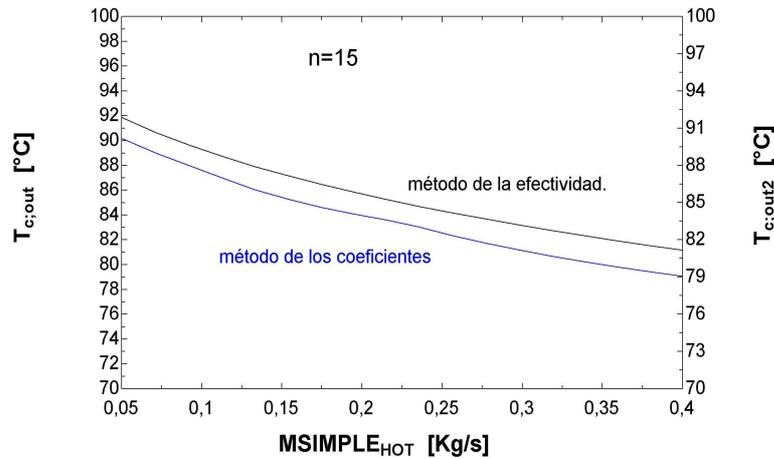


Fig. N° 39. Método de los coeficientes frente la efectividad.

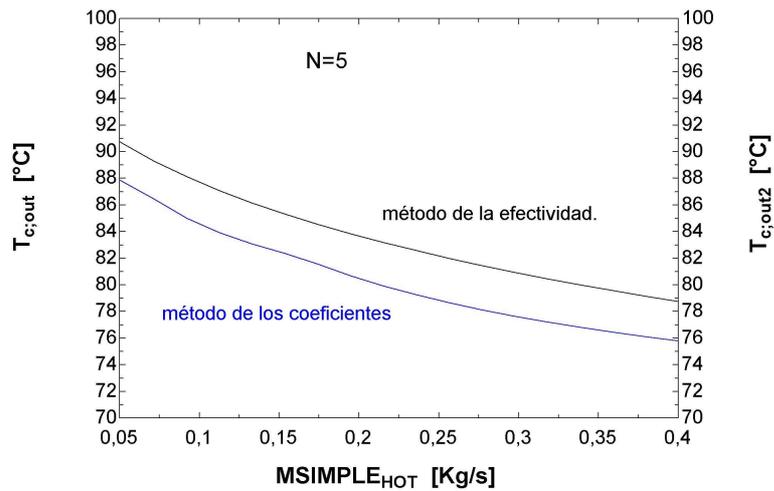


Fig. N° 40. Método de los coeficientes frente la efectividad.

Podemos concluir que a menor número de placas, mayor es la diferencia entre ambos métodos de cálculo. Cuando el número de placas es reducido $N < 50$ comienzan a ser importantes los efectos producidos por la configuración adoptada. El número de pasos es el número de placas más uno. Adoptando una configuración de 16 placas tendremos 17 pasos y un fluido recorrerá 8 pasos y el otro 9, si añadimos una placa más los dos fluidos recorrerán 9 pasos. Así los efectos de ese paso extra son verdaderamente notables cuando el número de placas es $N < 25$ para el problema y geometría propuesto. A continuación veremos en más profundidad la influencia de los pasos contiguos para configuraciones con pocas placas.



El siguiente grafico muestra la temperatura de salida por ambos métodos contra el número de placas. Variando el caudal del lado de menor capacidad de transmisión podemos obtener distintos valores de Cr (distintos puntos de funcionamiento). La línea continua es para el método de la efectividad y la de puntos para el modelo experimental. Nótese que el modelo experimental en este caso predice una temperatura de salida por encima de la del teórico para $N > 50$ esto es porque en este primer caso es el fluido caliente es el que tiene la NTU_{min} y al que esta referido Cr (Fig. N° 41). El modelo predice una temperatura de salida para el frío más alta. Si fuese el frío el que tuviese la NTU_{min} tendríamos una temperatura de salida dada por el método experimental, o de los coeficientes, menor que la que predice el modelo teórico (Fig. N° 42).

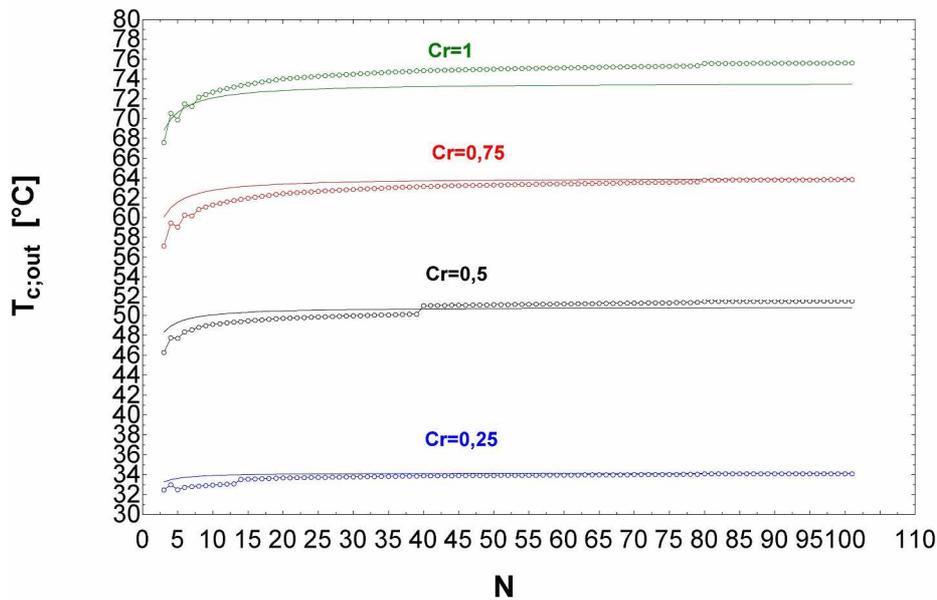


Fig. N° 41. Método de los coeficientes frente la efectividad para diferente valores de Cr. El caliente tiene la NTU_{min} .

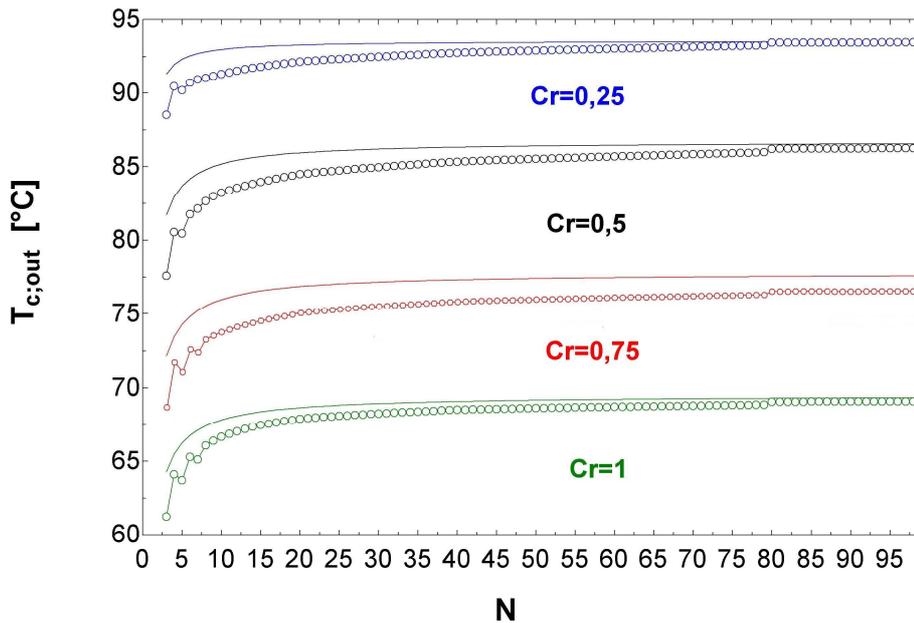


Fig. N° 42. Método de los coeficientes frente la efectividad para diferente valores de Cr. El frío tiene la NTU_{min} .



Es de destacar la horizontalidad de las líneas que dan solución a la temperatura. Muchas veces la selección de un número elevado de placas atiende más a las condiciones de bombeo de la instalación que a factores térmicos. Se aprecia que a mayor relación de Cr son mas intensos los efectos de las placas contiguas sobre todo para $N < 10$. A continuación presentamos los resultados para este rango de operación en mayor detalle.

La línea continua es la solución para el método de la efectividad y la NTU y la línea quebrada es para el método de los coeficientes. Podemos ver como la temperatura de salida depende de si el número total de placas es par o impar. Los puntos pares pueden unirse con una curva suave y los impares también.

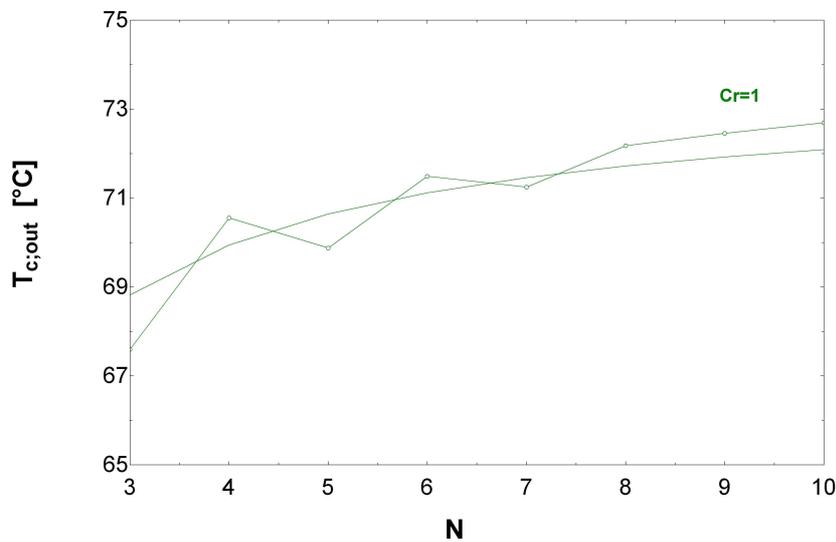


Fig. N° 43. Detalle de la influencia de placas contiguas.

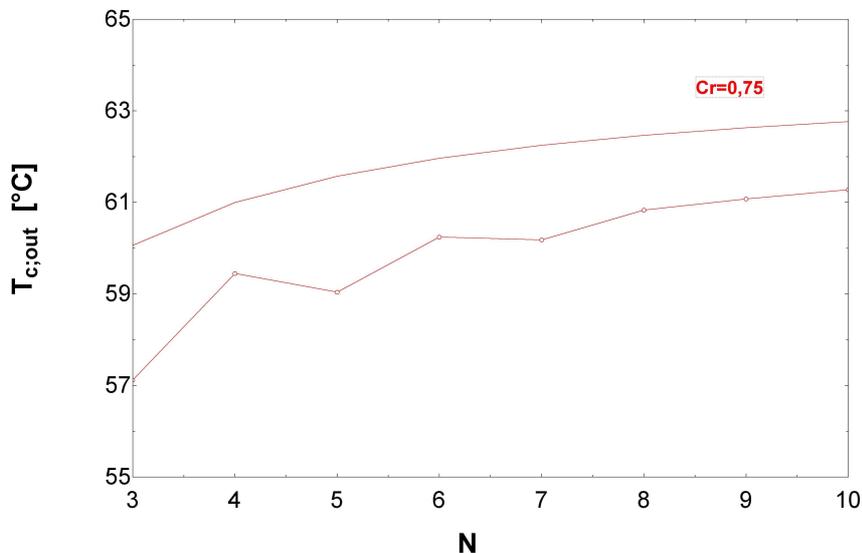


Fig. N° 44. Detalle de la influencia de placas contiguas.

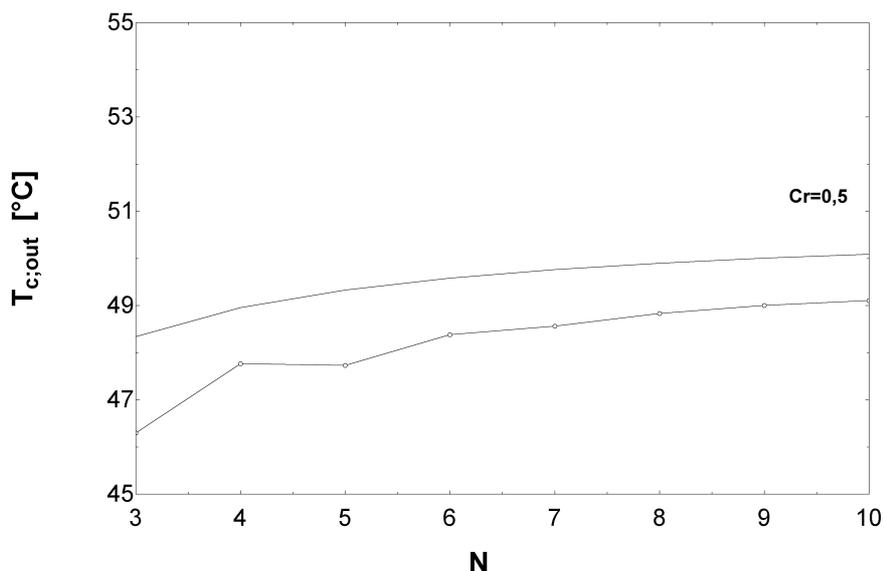


Fig. N° 45. Detalle de la influencia de placas contiguas.

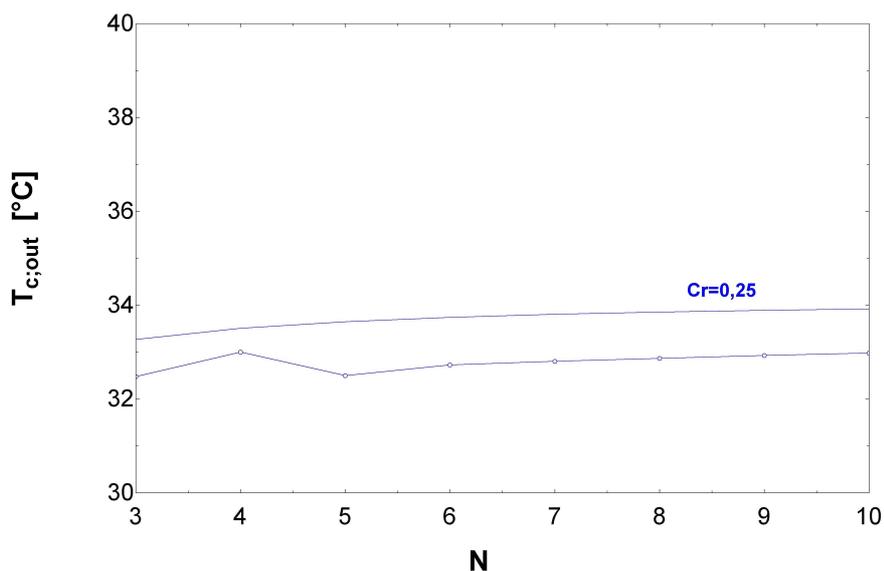


Fig. N° 46. Detalle de la influencia de placas contiguas.

Para una relación de $Cr = 0,25$ vemos que los efectos nombrados no son significantes. El método de los coeficientes se supone más fiable que el método de la efectividad. Y en mayor medida cuando es un equipo corto con menos de 25 placas.

Sobre el método de los coeficientes podemos comentar la siguiente gráfica. Los datos para el factor de corrección F se tabulan frente al número de placas y la NTU_{min} .

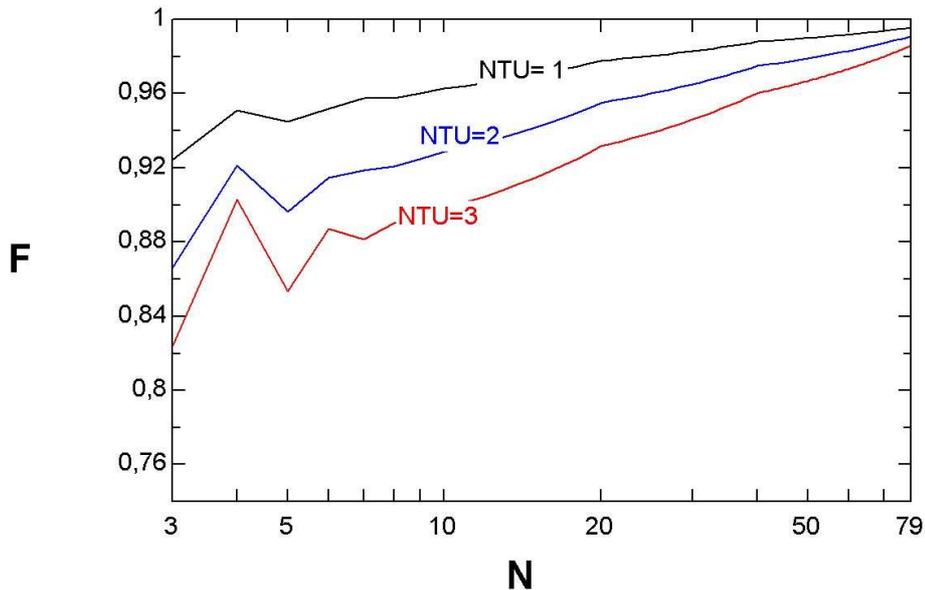


Fig. N° 47. Factor de corrección frente N para diferente NTUmin.

Para comentar la grafica anterior debemos de remitirnos a la definición de NTUmin

$$NTU_{\min} = \frac{AU}{(Mc_p)_{\min}}$$

La NTU del equipo viene determinada por la geometría del equipo para un caudal determinado. También por los caudales si el equipo no se modifica. Cuando modificamos los caudales o el área de intercambio, se modifica también el coeficiente global de transmisión que es otro factor en el cálculo de la NTU.

Así vemos que para un numero mayor de 79 placas los valores para diferentes NTUmin convergen hacia el valor uno lo que refuerza lo dicho a cerca de que el modelo teórico de la efectividad y la NTU de que $F=1$ y que es valido para resolver intercambiadores con un numero suficiente de placas.

Las siguientes graficas dan una idea de cómo se modifica la NTU al cambiar los parámetros de influencia. Para poder hacernos una idea de que dimensiones y caudales son para cada aplicación.

En esta primera grafica se modelan los resultados para un equipo con 99 placas de dimensiones 1m x 0,25 m con una distancia entre placas de 5 mm. Para un flujo de 10 kg/s por el lado caliente y para un flujo variable en el frío de 0,1 a 1 para la relación Cr. O lo que es lo mismo para un barrido de caudales en el lado frío.

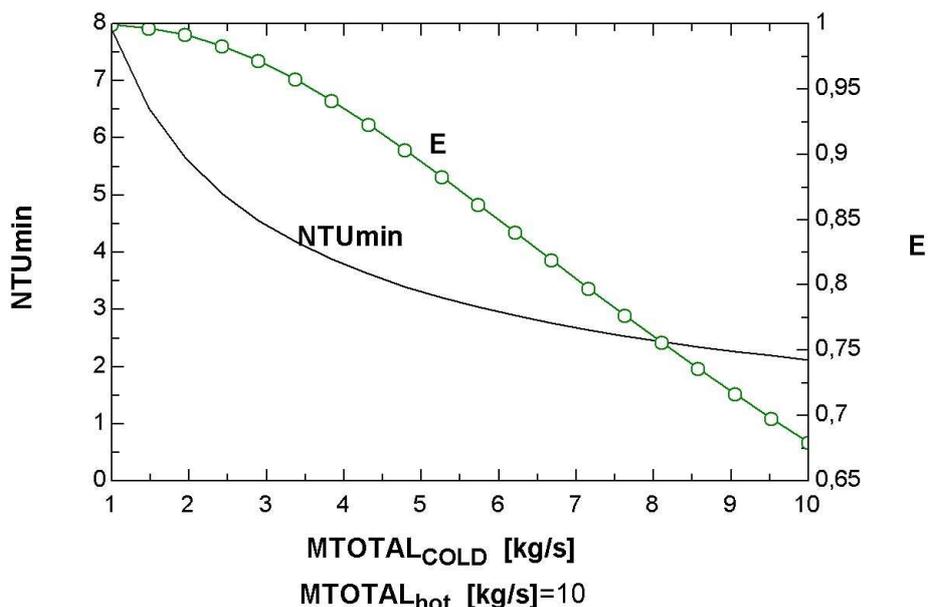


Fig. N° 48. NTUmin frente a efectividad para los valores posibles del flujo másico sobre el canal frío.

La siguiente grafica es similar a la anterior solo que ahora se tabulan los datos para la NTUmin y U el coeficiente global de transmisión del calor. Podemos ver que altos coeficientes de transmisión implican bajos rendimientos en términos comparativos.

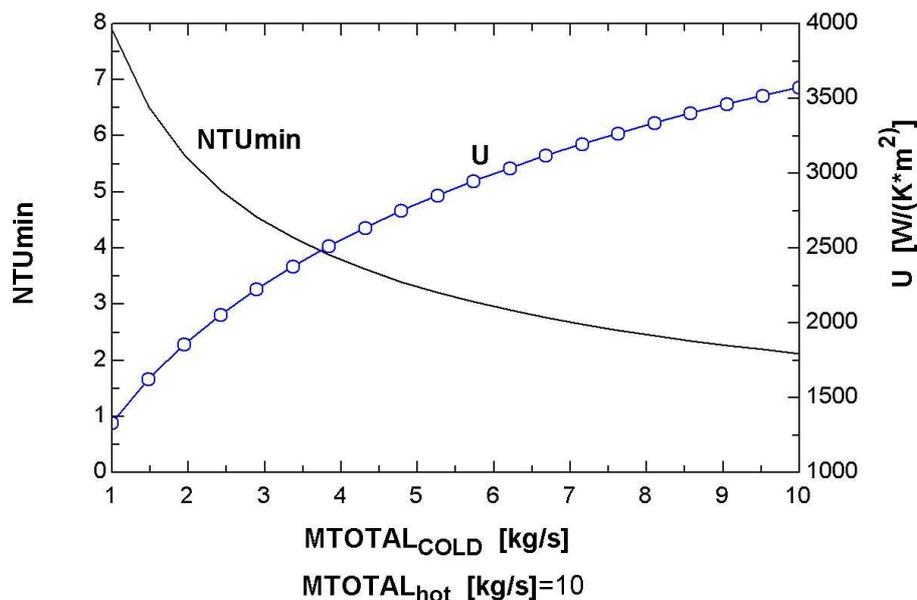


Fig. N° 49. NTUmin frente a coeficiente global de transmisión del calor para los valores posibles del flujo másico sobre el canal frío.



Podemos realizar la grafica anterior manteniendo constantes los flujos másicos para una relación $Cr=0,5$ con paso por el caliente también de 10 kg/s . y obtener las mismas conclusiones cuando disminuye el numero de placas la NTUmin disminuye también y aumenta el coeficiente global de transmisión del calor. A menos numero de placas mayores velocidades y mayor transferencia energética.

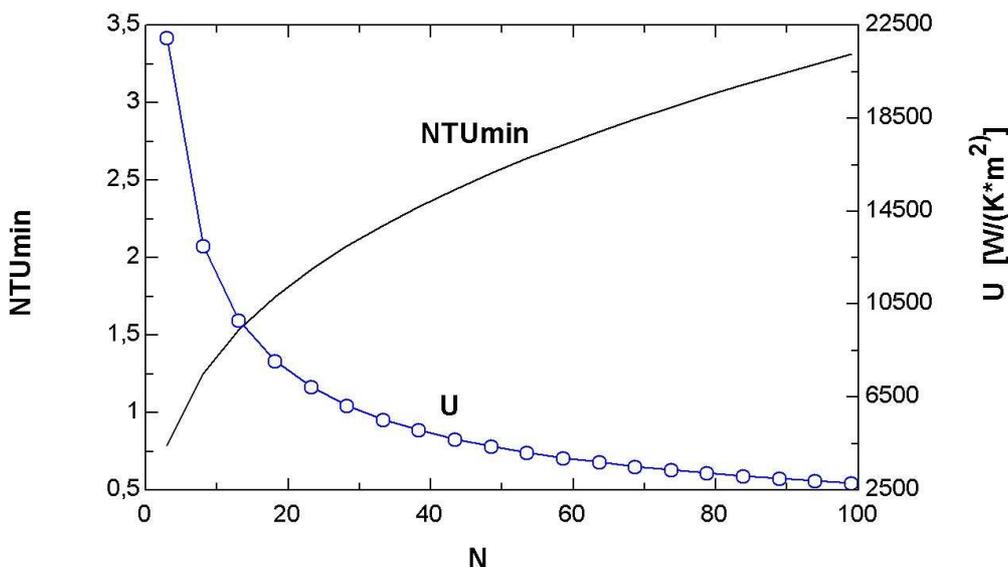


Fig. N° 50. NTUmin frente a coeficiente global de transmisión del calor para los valores posibles del flujo másico sobre el canal frío.

La siguiente discusión versa sobre los factores de tamaño. La relación L/b y L/w y el ángulo de inclinación de las placas. Comenzaremos explicando la influencia de la relación L/b y L/w . La relación entre el área total de intercambio del equipo y el área de paso para el fluido no son independientes. De las ecuaciones para la geometría.

$S=b*w$	"AREA DE PASO"
$De=2*w$	"DIAMETRO HIDRAHULICO"
$A=N*L*b$	"AREA DE INTERCAMBIO"
$area\ placa=L*b$	

Podemos encontrar que el área total de intercambio esta relacionada directamente con el área de paso para el fluido según lo siguiente.

$$A=N*S*(L/w)$$

La relación L/b aunque no influye directamente en el área de intercambio si en el área de paso del fluido modificando las velocidades.



Las siguientes graficas ilustran estas relaciones. Son para un área total de intercambio constante donde se modifica la relación L/b. es como tener el mismo equipo pero mas alargado o mas rechoncho. Los datos aportados son los siguientes. Una primera grafica donde se presenta la efectividad y la NTUmin frente a esta relación de tamaño. Aso podemos concluir que los equipos mas alargados tienen mejor eficiencia térmica.

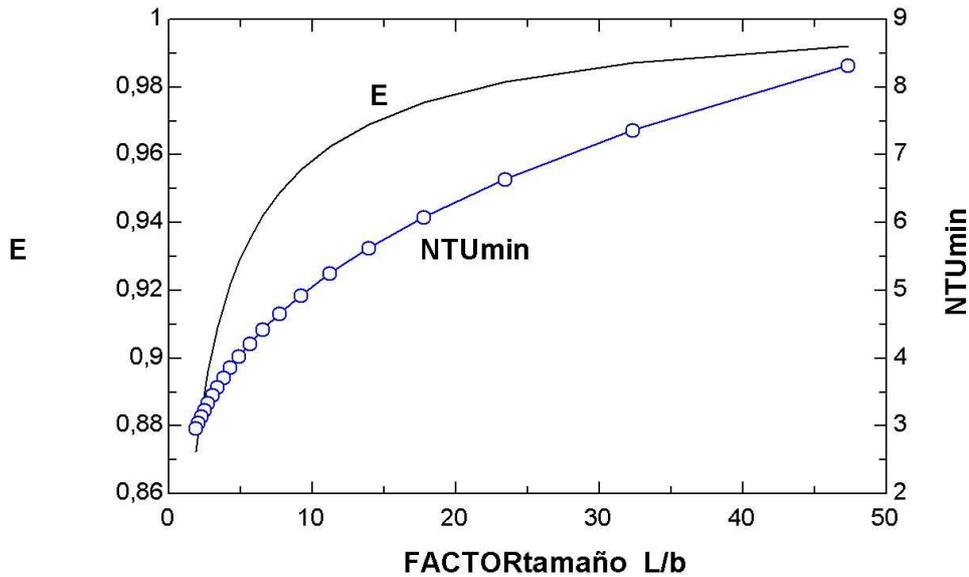


Fig. N° 51. NTUmin y efectividad para los valores posibles del factor de tamaño L/b.

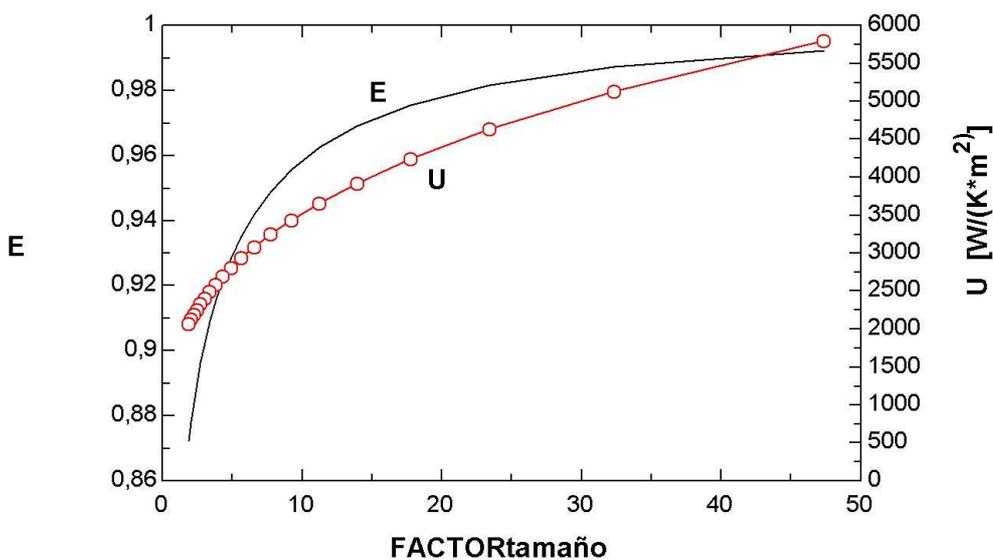


Fig. N° 52. Coeficiente global de transmisión del calor y efectividad para los valores posibles del factor de tamaño L/b.



En este caso vemos que según este factor de tamaño la efectividad u el coeficiente global de trasmisión del calor evolucionan hacia un mismo sentido. Tiene sentido plantearse que los equipos que son mas alargados son para trabajar con relaciones Cr mayores.

Pero veamos en una sola grafica como afecta a las caídas de presión este factor.

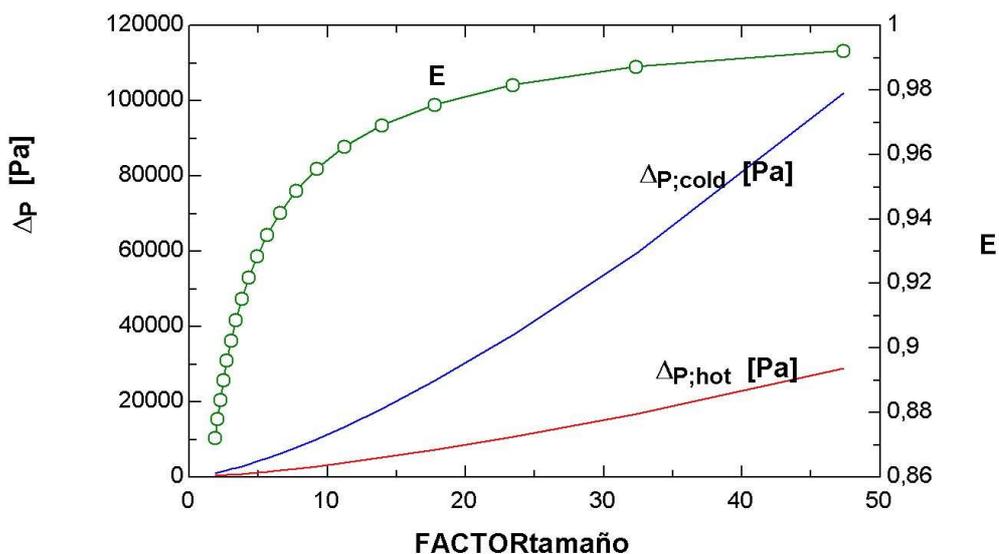


Fig. N° 53. Efectividad y variación en las pérdidas de carga para equipos de la misma área de intercambio con diferentes valores del factor de tamaño.

Podemos realizar el mismo estudio sobre el factor de tamaño L/w llamado FACTORcanal dando unos resultados parecidos. La efectividad para este segundo factor varia con mas intensidad y es motivado porque al disminuir el espacio entre las placas disminuimos el espesor de película beneficiando que la capa limite térmica ocupe el 100% del espacio entre placas. Podemos ver que varía en mayor cantidad por el rango que tiene la efectividad en el eje de ordenadas de la derecha.

Las siguientes gráficas ilustran las relaciones descritas.

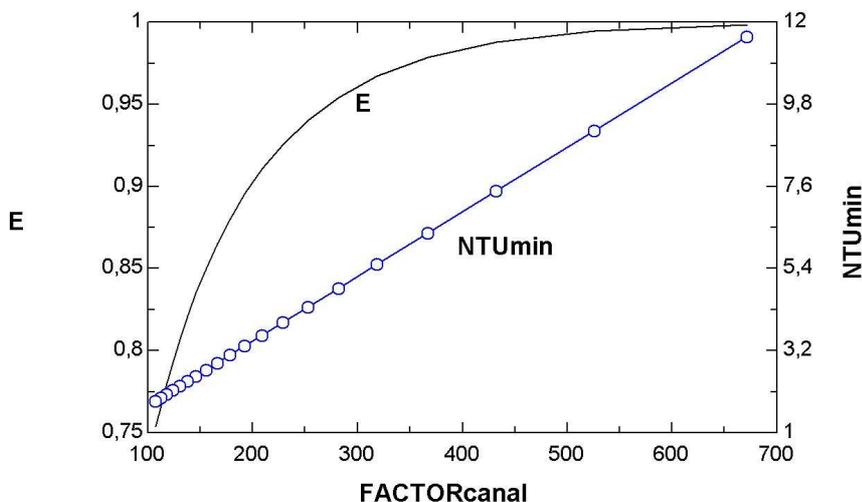


Fig. N° 54. NTUmin y efectividad para los valores posibles del factor de tamaño L/w.

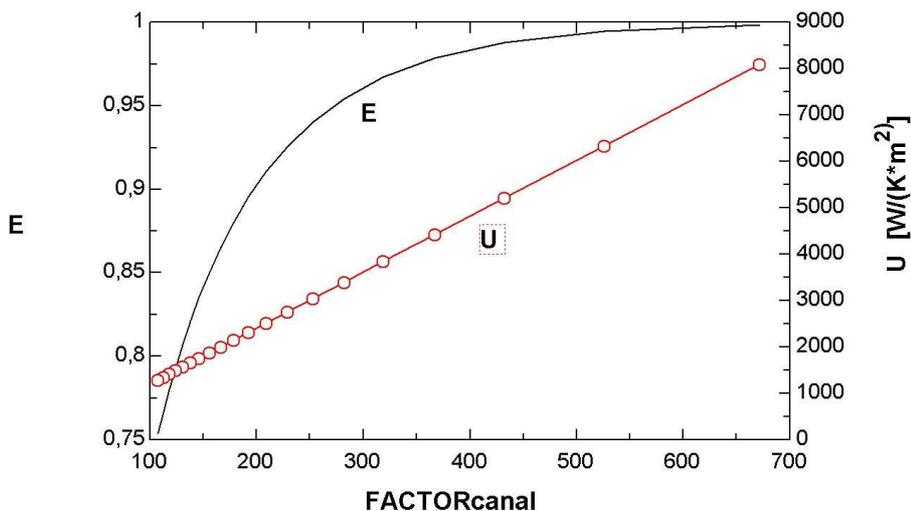


Fig. N° 55. Coeficiente global de transmisión del calor y efectividad para los valores posibles del factor de tamaño L/w.

Vemos que existe una relación directa entre el coeficiente global de transmisión y la NTU para equipos diseñados para el mismo caudal y con un área total de intercambio de la misma magnitud. Estos factores de tamaño junto con el diseño de las placas nos permitirán elegir un equipo u otro dependiendo de la solicitaciones a las que deba estar sometido. Para completar la información anterior se aporta una grafica similar a la grafica de la fig. N°53 pero referida a este FACTORcanal.

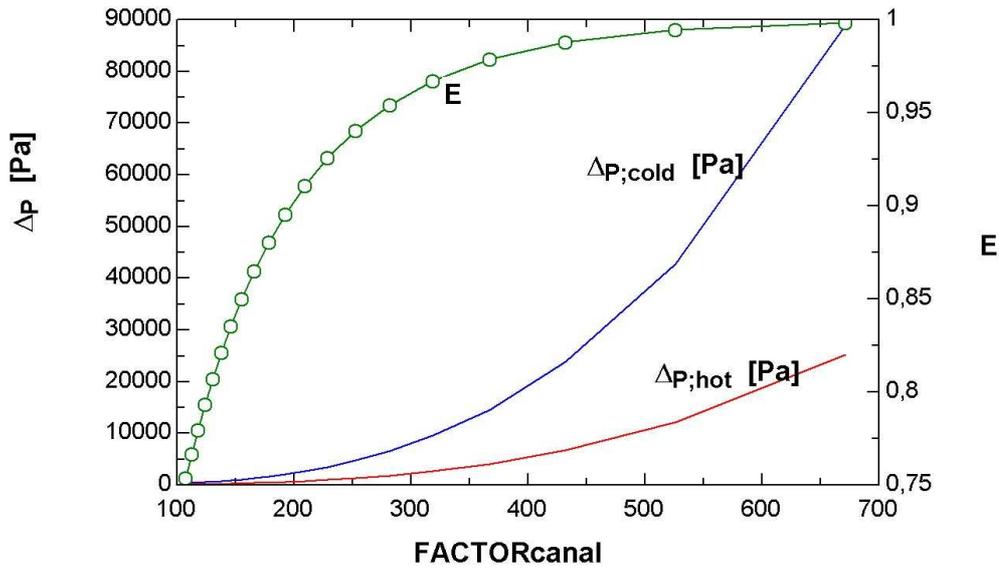


Fig. N° 56. Efectividad y variación en las pérdidas de carga para equipos de la misma área de intercambio con diferentes valores del factor de tamaño.

Veamos ahora la influencia del ángulo de las corrugaciones en el funcionamiento del equipo. La siguiente grafica muestra el valor del coeficiente global de transmisión y el calor total intercambiado para un mismo equipo y las mismas condiciones de entrada tan solo variando el ángulo de las placas.

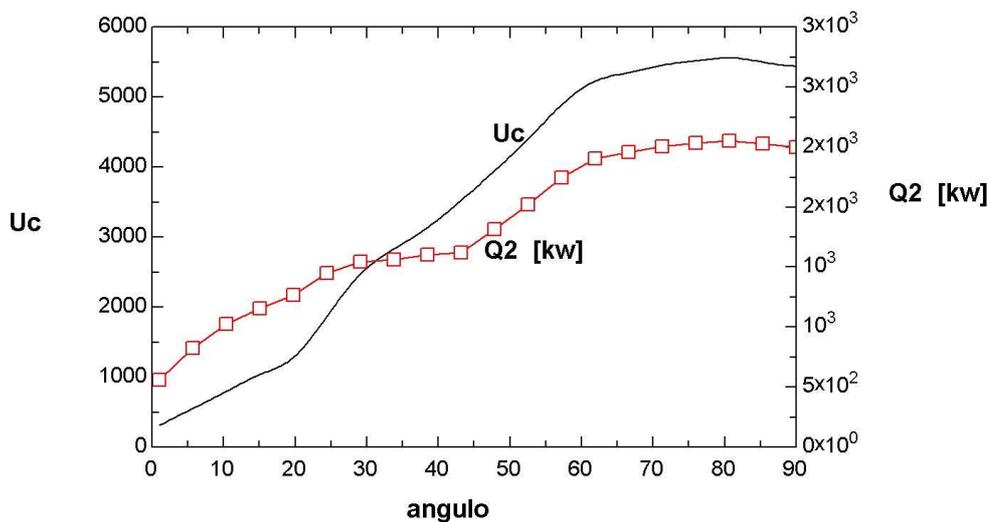


Fig. N° 57. coeficiente global de transmisión y calor total aportado según los valores del angulo de las corrugaciones de las placas.

Se observa que la máxima transferencia es para una inclinación de unos 78°.



La siguiente grafica es similar a la anterior mostrándose en este caso los valores para la efectividad. Vemos que la efectividad crece mucho para nuestro equipo variando el ángulo de las placas. Cabe decir que las dimensiones del equipo con el que se están graficando los datos son para un valor mas o menos bajo de la NTU, y esta pensado para obtener un rendimiento aceptable para valores de NTU entre 2 y 4, al modificar el ángulo de las corrugaciones incrementaremos el rendimiento pero a costa de gastar energía de bombeo en la instalación.

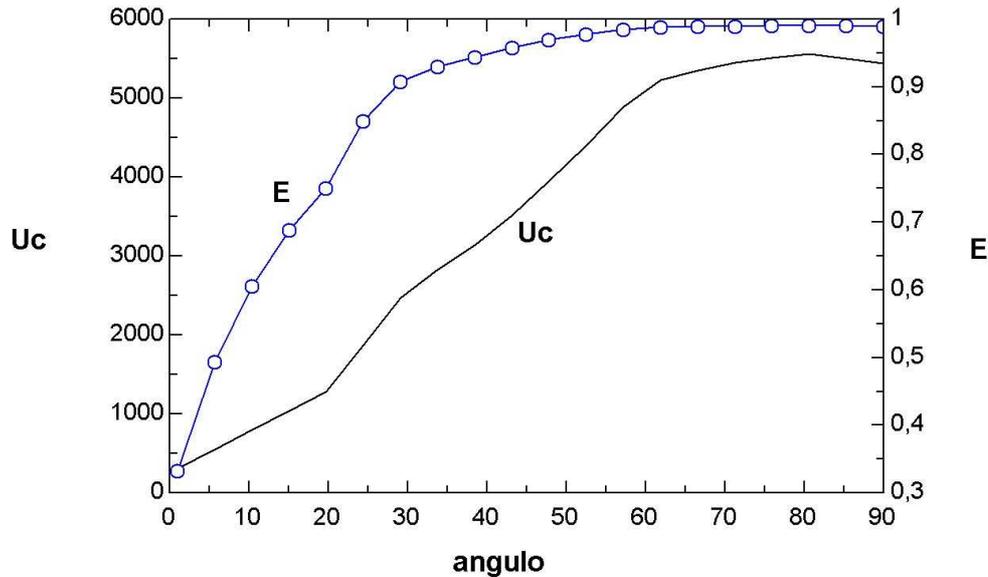


Fig. N° 58. Coeficiente global de transmisión y efectividad según los valores del ángulo de las corrugaciones de las placas.

Al variar el coeficiente global de transmisión en sentido creciente con el valor del ángulo, también crece en la misma magnitud el valor de NTU_{min}.

La siguiente gráfica muestra esta relación.

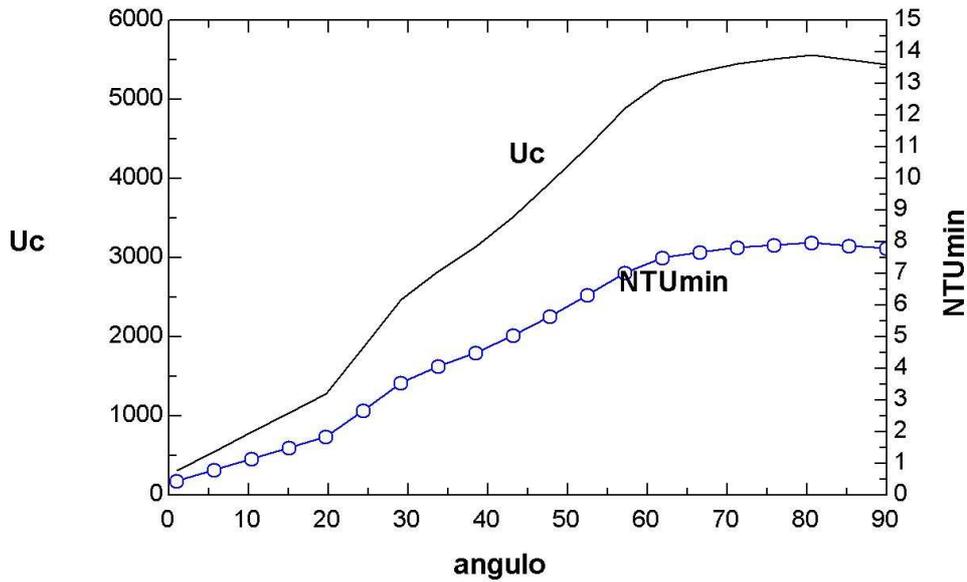


Fig. N° 59. Coeficiente global de transmisión NTU_{min} según los valores del ángulo de las corrugaciones de las placas.

Por ultimo podemos representar como se modifica la presión con la variación del ángulo.

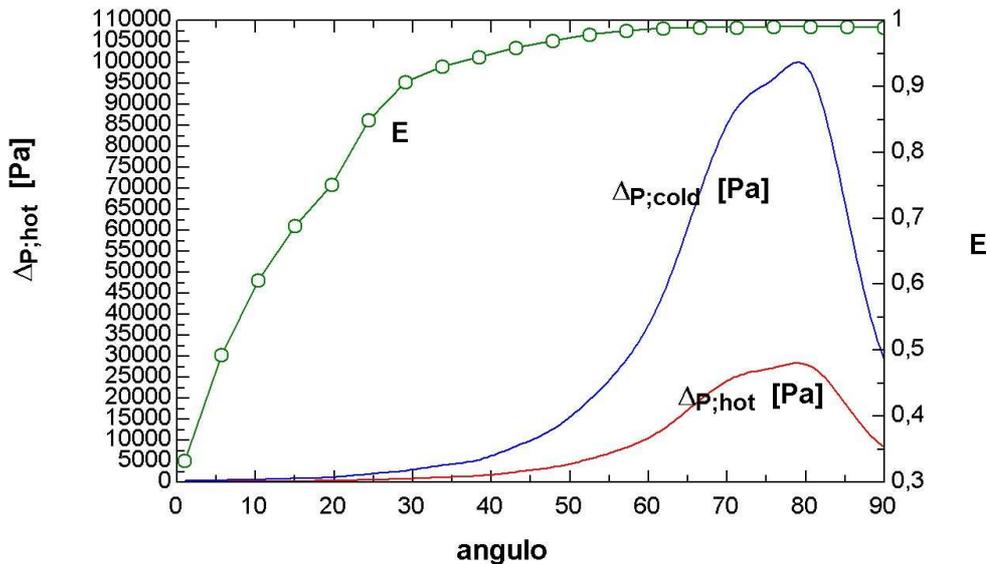


Fig. N° 60. Efectividad y variación en las pérdidas de carga para equipos de la misma área de intercambio con diferentes valores del ángulo de las corrugaciones de las placas.



Si marcamos con una línea en el gráfico anterior vemos que la efectividad es 0,9 para un ángulo de 30. Asumir un ángulo mayor aunque puede doblar la capacidad de transferencia del equipo no es rentable pues la caída de presión necesaria para el funcionamiento puede dispararse hasta alcanzar más de 30 veces su valor.

Resultados sobre el problema mecánico y funcionamiento óptimo.

Podemos graficar los resultados de las caídas de presión en el sistema para una configuración dada. Y relacionarla con la efectividad “E” (método teórico) y con el factor de corrección “F” (método experimental). Ya sea ante el número de placas; o sobre cualquier variable de entrada. Así el problema se puede enfocar de las siguientes formas.

- 1.- Para un requerimiento de caudales y un determinado tamaño de placa que número de estas se hacen necesarias según la presión disponible para el bombeo, y que temperatura se obtiene.
- 2.- Podemos plantear también que para un equipo dado cual sería su caudal de funcionamiento óptimo para asegurar una caída de presión dada.
- 3.- Podríamos regular la temperatura de salida según el caudal de bombeo actuando solo sobre uno de los flujos.

El estudio del caso 1 se puede hacer mediante las siguientes gráficas:

En la siguiente gráfica se puede ver que disminuir el número de placas puede producir unas sobrepresiones muy elevadas para mantener el caudal requerido. Este método es de utilidad para pequeñas regulaciones de la temperatura. Y generalmente se efectúa el cambio de configuración aprovechando el desmontaje para limpieza del equipo.

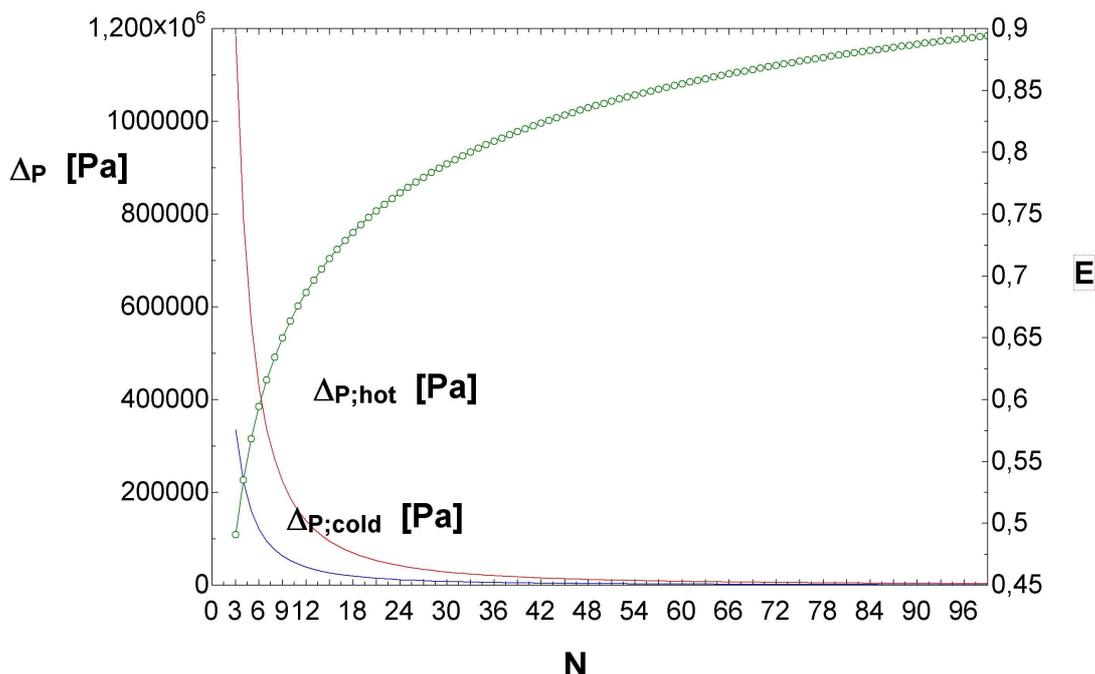


Fig. N° 61. Perdidas de carga y efectividad frente al numero de placas para caudales constantes.

Los datos del problema graficado es para un equipo en su funcionamiento óptimo al reducir el numero de placas incrementaríamos las caídas de presión.

Para el problema dado se alcanza una efectividad del 90% para $N=99$ y las presiones de bombeo requeridas se pueden leer en la siguiente ampliación de la grafica anterior. Las soluciones marcadas en el eje de ordenadas son para $N=99$. En el grafico siguiente se ha limitado la presión a 10 Kpa lo que supondría montar unas 60 placas

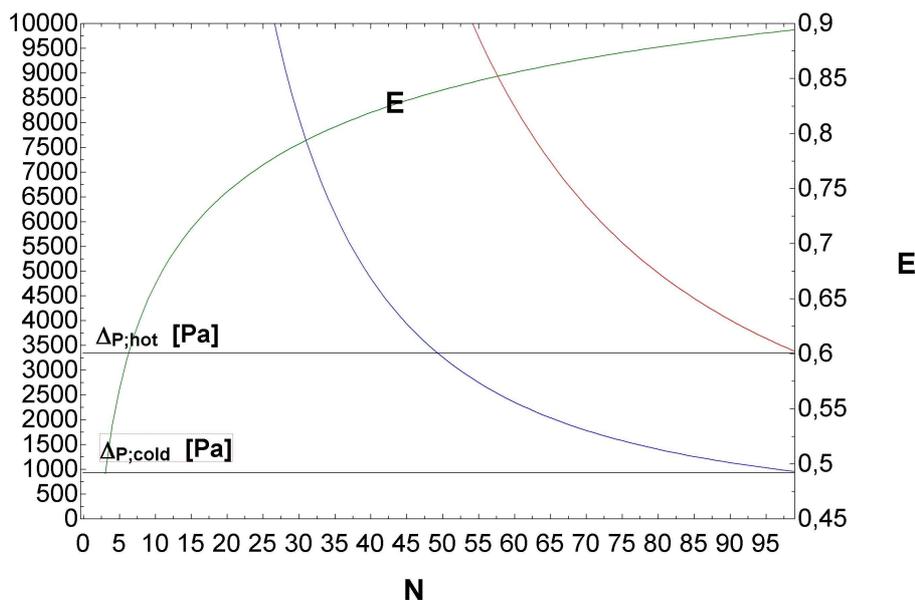


Fig. N° 62. Perdidas de carga y efectividad frente al numero de placas para caudales constantes; ampliación.



Igualmente se pueden ofrecer los mismos datos pero indicando la temperatura de salida montando 60 placas tendríamos una temperatura 5 °C mas baja. Y una caída máxima para el caliente de unos 8000 Pa.

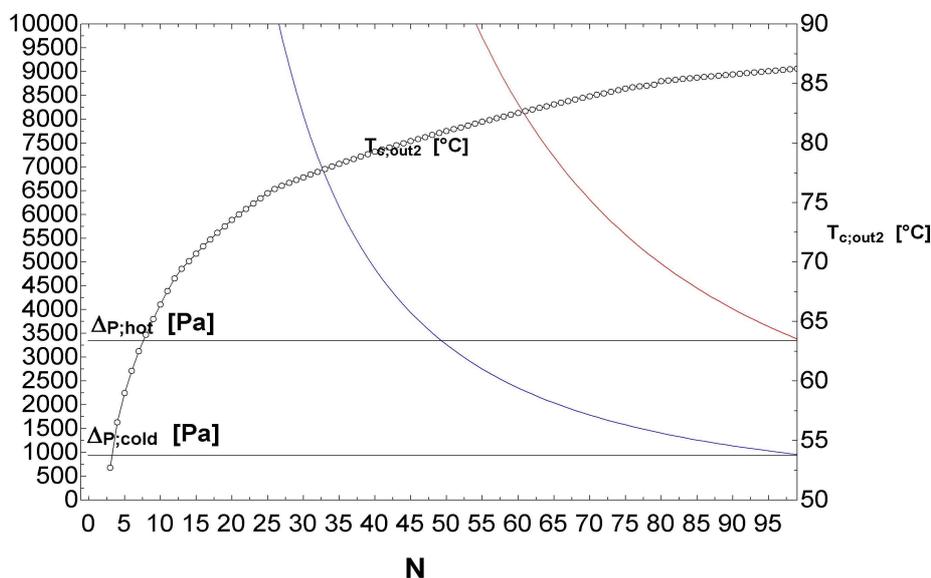


Fig. Nº 63. Perdidas de carga y temperatura frente al numero de placas para caudales constantes.

Podemos plantear la necesidad de que el mismo equipo trabaje con caudales menores, para este caso veremos que, a diferencia del caso anterior donde el equipo con 99 placas ya trabajaba en un punto optimo para el rango de presionas y temperaturas, al disminuir el caudal de funcionamiento el equipo podrá montar menos placas. La determinación de este punto de trabajo se puede hacer mediante una grafica similar a la anterior pero tabulada para otros valores de caudal diferentes a los del problema inicial (5 y 10 kg/s).

Para el caso siguiente; 2 kg/s para el lado frío, y 4 kg/s para el caliente. La grafica con las caídas de presión y la efectividad del sistema es la siguiente.

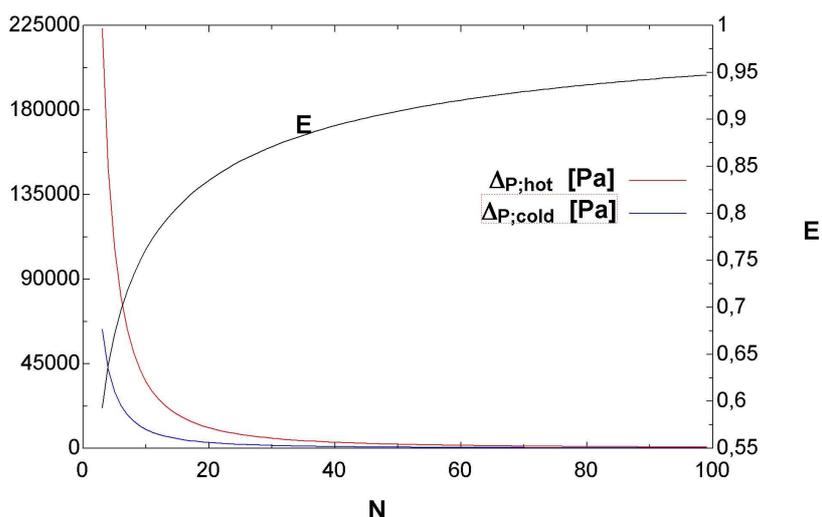


Fig. N° 64. Perdidas de carga y efectividad frente al numero de placas para caudales constantes II.

Y ampliando la zona de bajas presiones podemos encontrar la solución al problema planteado. Limitando la efectividad de nuestro equipo al 90%, (o lo que sería lo mismo fijando la temperatura de salida).

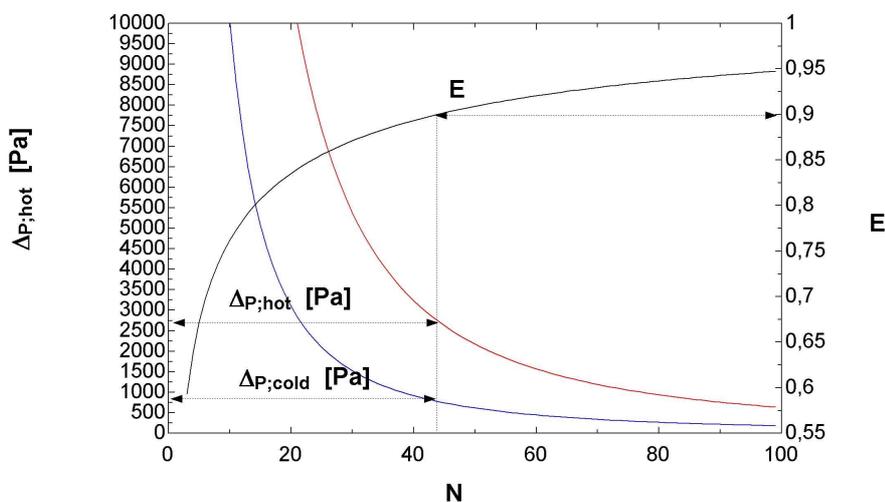


Fig. N° 65. Perdidas de carga y efectividad frente al numero de placas para caudales constantes II; ampliación.

Así para la mitad del caudal inicial podremos montar unas 44 placas con una efectividad cercana al 90% y con unas caídas de presión del mismo orden al anterior. Para la temperatura de salida podemos obtener una solución similar por este procedimiento, como se aprecia en el grafico obteniéndose una temperatura similar a la del problema anterior ver Fig. N °66. De 86 °C

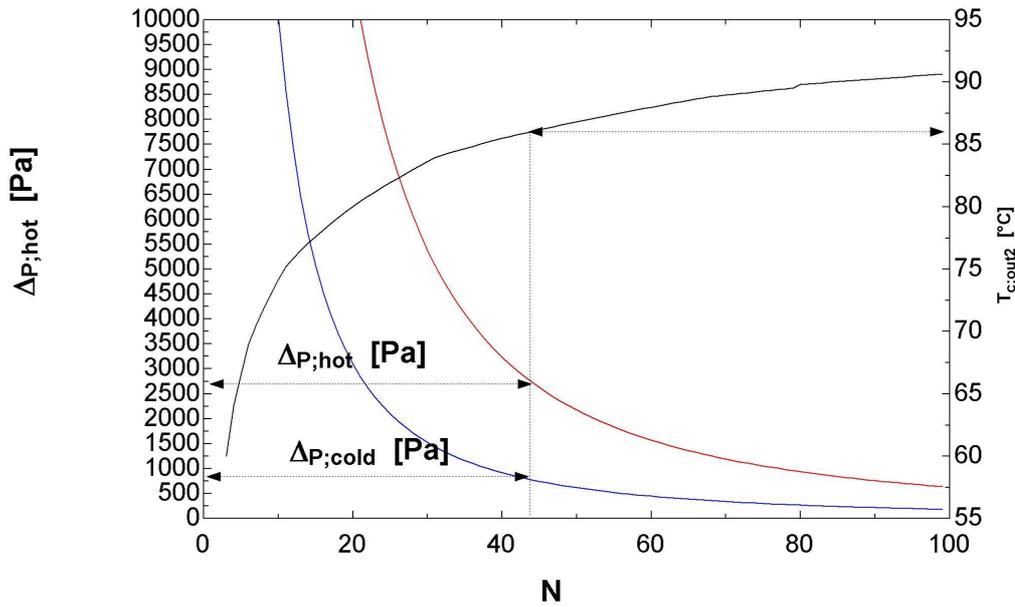


Fig. N° 66. Perdidas de carga y efectividad frente a temperatura de placas para caudales constantes.

Otro tope de regulación de la temperatura es actuando sobre uno de los flujos. Podemos graficar los datos correspondientes a un flujo másico de 2 kg/s por el flujo frío a 15 °C y para los datos del problema original 99 placas y las dimensiones especificadas y ver como varía la temperatura de salida para diferentes valores del flujo másico caliente a una temperatura de 95 °C. Así tomaremos un rango de valores comprendido entre [0,01, 4] kg/s como se aprecia podremos regular la temperatura de salida del flujo frío actuando sobre el flujo másico caliente (fig. N° 67).

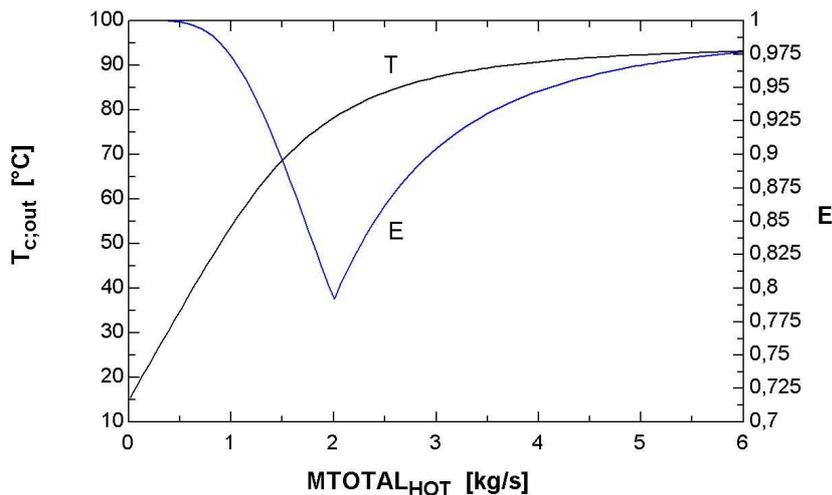


Fig. N° 67. NTUmin frente a efectividad para los valores posibles del flujo másico sobre el canal frío.



Este tipo de regulación es muy efectiva en servicios de agua caliente sanitaria. Antes de concretar el proceso de regulación describiremos la grafica anterior y los puntos de funcionamiento del equipo a lo largo del grafico. El punto de mínima efectividad es para $Cr=1$, al mantener fijo el caudal de agua fría a 2 kg/s.

De este punto para la izquierda $R>1$ y el lado caliente tiene la NTU_{min} del mínimo a la derecha $R<1$ y el frío tendrá la NTU_{min} . Los equipos que funcionan a $R\ll 1$ o $R\gg 1$ tienen como objetivo elevar mucho la temperatura del flujo frío. O refrigerar sustancialmente una corriente caliente. Son para procesos industriales mayormente, refrigeradores, recuperadores, condensadores. Son de grandes dimensiones y trabajan a valores de NTU bajos pues los altos caudales demandarían grandes potencias de bombeo. Las altas velocidades de funcionamiento de los procesos también motivan estos parámetros de uso. Los equipos que funcionan a $R>1$, normalmente entre 2 y 3, son equipos generalmente usados para regular la temperatura de servicio de agua caliente. Muchos equipos para agua caliente también funcionan con $R<1$ depende de la caldera y del nivel de la instalación. Esta agua caliente de servicio sería para la grafica el caudal del lado frío, que como hemos comentado para nuestro ejemplo es constante a 2 kg/s.

Disponiendo de agua caliente en un reservorio mantenida a 95 °C por una caldera de mayor potencia que la que proporciona nuestro intercambiador. Podemos hacerla circular por el lado caliente de nuestro intercambiador a caudal variable para dar servicio de agua fría a la temperatura de confort deseada. El limite de temperaturas de servicio suele ser 46 °C temperatura muy agradable para una ducha. Para esta temperatura necesitaríamos unos 0,8 kg/s para el flujo caliente que retornaría al reservorio que mantiene la caldera, y retornaría a una temperatura muy cercana a la de servicio del agua. Por lo que los cálculos de la caldera a instalar se hacen casi directos. Así optimizamos el servicio y el consumo de energía, que muchas veces se desperdicia saliendo de las calderas de los hogares a 75 grados o más. En muchos casos sin ningún aislamiento en la línea.

Estos sistemas que se instalan normalmente en hoteles o para grandes comunidades tienen incorporados instrumental de lectura que permiten leer los requerimientos de la línea de agua caliente (lado frío) y modificar el caudal del lado caliente del intercambiador para obtener la temperatura deseada. Como nota decir que la efectividad de estos equipos en este rango de operaciones es del 95 al 100%.

5.4. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS CON LOS DATOS APORTADOS POR FABRICANTES.

Dentro de los intercambiadores de placas podemos encontrar modelos de todos los tipos y aplicaciones, en el siguiente apartado intentaremos comprobar la validez de nuestros cálculos mediante comparación de los resultados obtenidos y los datos aportados por fabricantes. Comenzaremos por mostrar la siguiente información de las dimensiones para intercambiadores de una gama determinada. Se compararan datos de los tres tamaños disponibles. En la tabla de flujos y perdida de carga se marcan en negrita las configuraciones seleccionadas.



Las dimensiones de cada intercambiador que influyen en el cálculo son marcadas en **negrita** en la tabla de características técnicas que se expone más abajo. Las características de los flujos vienen descritas por el fabricante en la tabla de flujos y pérdida de carga fig. N° 68. Estos valores se tabulan posteriormente con su equivalencia en el sistema internacional, y se usan para introducirlos en el programa y calcular la temperatura de salida. Según el fabricante en las condiciones descritas el agua de servicio se suministra a 46 °C y la pérdida de carga es variable en cada caso.



* Se traen sólo como pedido especial

DESCRIPCIÓN TÉCNICA

EFICIENCIA • Su configuración 1x1, permite que el intercambio térmico ocurra en perfectas corrientes opuestas.

PEQUEÑEZ • En comparación a los resultados, es un 10% del tamaño de un boiler.

MANTENCIÓN • Puede ser desarmado rápido y fácilmente para cualquier operación.

MODULARIDAD • Uno puede añadir o quitar placas para modificar su capacidad, sin problemas de cambio de conexiones o tuberías.

SEGURIDAD • Sus empaquetaduras previenen la mezcla de los fluidos.

RESISTENCIA • Sus placas de acero inoxidable AISI 316 resisten agentes externos agresivos.

TABLA DE FLUJOS Y PÉRDIDA DE CARGA

INTERCAMBIADORES DE PLACA		Numero de Placas			Circuito Primario				Circuito Secundario			
					Entrada desde caldera a 80 °C. Salida a caldera a 59 °C	Pérdida de Carga (mca)			Entrega al usuario a 46 °C. Ingreso desde la cañería a 15 °C	Pérdida de Carga (mca)		
Código Recal	Potencia Caldera Kcal/h	Mediano	Grande	Extra Grande	Flujo l/h	Mediano	Grande	Extra Grande	Flujo l/h	Mediano	Grande	Extra Grande
IP22191300	45.000	13	-	-	2.140	1,8	-	-	1.450	0,9	-	-
IP22191500	50.000	15	-	-	2.380	1,7	-	-	1.610	0,9	-	-
IP22191700	60.000	17	-	-	2.860	2,0	-	-	1.935	1,0	-	-
IP22191900	70.000	19	-	-	3.330	2,2	-	-	2.260	1,1	-	-
IP22192100	80.000	21	-	-	3.810	2,4	-	-	2.580	1,2	-	-
IP22192100	90.000	21	-	-	4.290	2,9	-	-	2.900	1,5	-	-



IP22192300	100.000	23	-	-	4.760	3,1	-	-	3.230	1,6	-	-
IP22192500	110.000	25	-	-	5.240	3,3	-	-	3.550	1,7	-	-
IP22192700	120.000	27	-	-	5.715	3,5	-	-	3.870	1,8	-	-
IP22193100	140.000	31	-	-	6.670	3,9	-	-	4.520	2,0	-	-
IP22193500	160.000	35	-	-	7.620	4,4	-	-	5.160	2,2	-	-
IP22193900	180.000	39	-	-	8.570	4,9	-	-	5.800	2,5	-	-
IP22194300	200.000	43	-	-	9.525	5,5	-	-	6.450	2,8	-	-
IP22194700	220.000	47	-	-	10.480	6,2	-	-	7.100	3,1	-	-
IP22195100	240.000	51	-	-	11.430	7,1	-	-	7.740	3,6	-	-
IP22195500	260.000	55	-	-	12.380	8,1	-	-	8.400	4,1	-	-
IP23191500	280.000	-	15	-	13.300	-	4,2	-	9.030	-	2,0	-
IP23191700	300.000	-	17	-	14.290	-	3,8	-	9.670	-	1,8	-
IP23191700	320.000	-	17	-	15.240	-	4,2	-	10.320	-	2,1	-
IP23191900	340.000	-	19	-	16.190	-	3,9	-	10.970	-	1,9	-
IP23191900	360.000	-	19	-	17.140	-	4,3	-	11.600	-	2,1	-
IP23191900	380.000	-	19	-	18.100	-	4,8	-	12.260	-	2,3	-
IP23192100	400.000	-	21	-	19.050	-	4,4	-	12.900	-	2,1	-
IP23192300	450.000	-	23	-	21.430	-	-	-	14.520	-	2,3	-
IP23192500	500.000	-	25	-	23.800	-	4,9	-	16.130	-	2,4	-
IP23192700	550.000	-	27	-	26.200	-	5,1	4,0	17.740	-	2,5	2,0
IP23192900	600.000	-	29	-	28.570	-	5,3	3,9	19.355	-	2,6	2,0
IP24191300	550.000	-	-	13	26.200	-	5,1	4,0	17.740	-	2,5	2,0
IP24191300	600.000	-	-	13	28.570	-	5,3	3,9	19.355	-	2,6	2,0
IP24191500	630.000	-	-	15	30.000	-	-	3,9	20.400	-	-	1,9
IP24191700	730.000	-	-	17	34.800	-	-	40,0	23.630	-	-	2,0
IP24191900	830.000	-	-	19	39.580	-	-	4,2	26.860	-	-	2,1
IP24192100	930.000	-	-	21	44.350	-	-	4,3	30.100	-	-	2,1
IP24192300	1.030.000	-	-	23	49.100	-	-	4,4	33.335	-	-	2,2
IP24192500	1.130.000	-	-	25	53.800	-	-	4,5	36.600	-	-	2,2

Fig. N° 68. Tabla de flujos y pérdida de carga.



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS						
INTERCAMBIADOR	Letra	MEDIANO		GRANDE		EXTRAGRANDE
		10bar	16 bar.	10bar	16 bar.	16 bar.
MARCO						
Ancho (mm)	A	180	180	350	350	490
Alto (mm)	B	475	475	750	750	1.000
Espesor (mm)	S	15	20	25	30	40
PLACAS						
Superficie (cm ²)	-	340	340	1.300	1.300	2.200
Espesor (mm)	-	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6
TIRANTE						
Diámetro (mm)	-	14	14	16	16	20
Longitud (mm)	-	500	500	1.000	1.000	1.000
GUÍA						
Diámetro (mm)	-	16	16	32	32	42
Longitud (mm)	-	500	500	500	500	1.000
CONEXIONES						
Diámetro (mm)	-	1.25"	1.25"	2"	2"	Flanje 4"
Longitud (mm)	E	40	35	40	41	
DISTANCIA CONEXIONES						
T1/T2 ó T3/T4 (mm)	C	370	370	605	605	804
T1/T3 ó T2/T4 (mm)	D	65	65	145	145	230
DISTANCIA PLACAS (PESOS)						
Placa de Titanio (gr.)	-	190	190	560	560	1.400
Placa de acero (gr.)	-	320	320	950	950	
Bastidor completo (Kg.)	-	22	27	103	124	
PRESIÓN MÁXIMA DE TRABAJO (bar.)	-	10	16	10	16	16
PRESIÓN DE PRUEBA (bar.)	-	14	18	14	18	20
TEMPERATURA MÁXIMA (°C)						
Edpm	-	150	150	150	150	150
Nitrilo	-	130	130	130	130	130

Fig. N° 69. Características técnicas.



De la información aportada se van a comprobar algunos modelos y configuraciones. Hay tres modelos el mediano el grande y el extragrande. De la tabla siguiente se muestran los parámetros de funcionamiento de los equipos en unidades del sistema internacional elegidos. Del cuadro de características técnicas se han extraído las dimensiones seleccionadas, tomando como referencia el área de intercambio por placa, el número de éstas, los caudales de funcionamiento y las temperaturas de entrada indicadas en el cuadro de funcionamiento.

TAMAÑO Y NUMERO DE PLACAS		FLUJO CALIENTE in 80 °C out 59 °c				FLUJO FRIO in 15 °C out 46°c			
		CAUDAL		perdida de carga		CAUDAL		perdida de carga	
		l/h	kg/s	m.c.a.	Pa	l/h	kg/s	m.c.a.	Pa
13	MEDIANO 13	2140	0,59444444	1,8	17640	1450	0,40277778	0,9	8820
25	MEDIANO 25	5240	1,45555556	3,3	32340	3550	0,98611111	1,7	16660
55	MEDIANO 55	12380	3,43888889	8,1	79380	8400	2,33333333	4,1	40180
15	GRANDE 15	13300	3,69444444	4,2	41160	9030	2,50833333	2	19600
19	GRANDE 19	18100	5,02777778	4,8	47040	12260	3,40555556	2,3	22540
29	GRANDE 29	28570	7,93611111	5,3	51940	19355	5,37638889	2,6	25480
13	EXTRA 13	26200	7,27777778	4	39200	17740	4,92777778	2	19600
19	EXTRA 19	39580	10,9944444	4,2	41160	26860	7,46111111	2,1	20580
25	EXTRA 25	53800	14,9444444	4,5	44100	36600	10,1666667	2,2	21560

Para todos estos equipos la temperatura de salida del frío es 46 °C los resultados que aporta el programa serían:

MEDIANO CON 13 PLACAS	44,57
MEDIANO CON 25 PLACAS	43,56
MEDIANO CON 55 PLACAS	43,45
GRANDE CON 13 PLACAS	47
GRANDE CON 13 PLACAS	46,82
GRANDE CON 13 PLACAS	46,9
EXTRA GRANDE CON 13 PLACAS	48,84
EXTRA GRANDE CON 13 PLACAS	49,03
EXTRA GRANDE CON 13 PLACAS	48,99



Las soluciones para cada configuración se pueden ver para algunos casos sobre la ventana de diagrama.

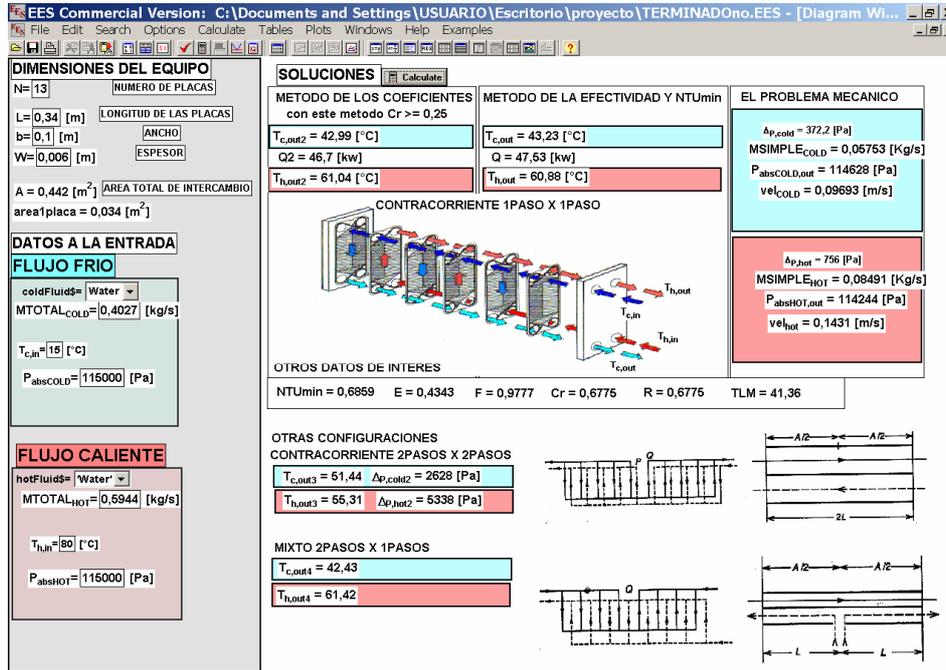


Fig. N° 70. Solución para el mediano con 13 placas.

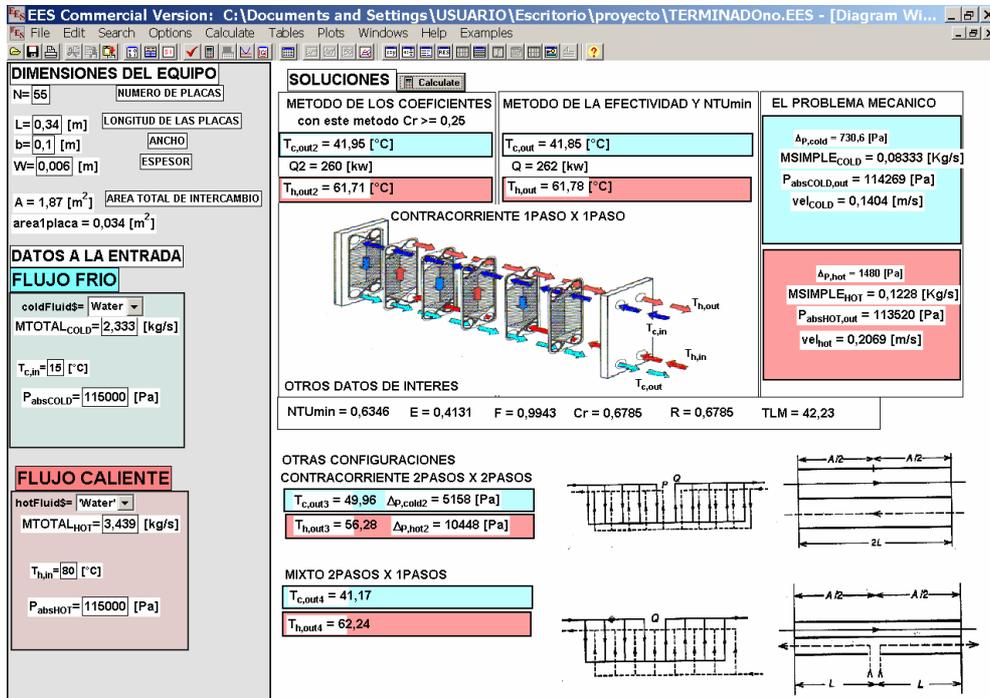


Fig. N° 71. Solución para el mediano con 55 placas.

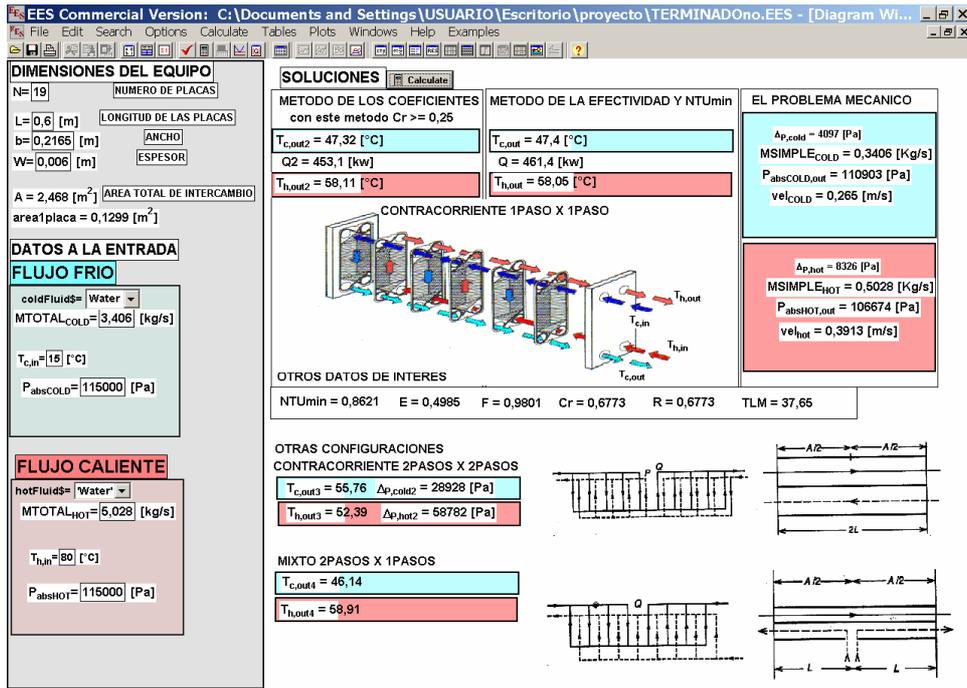


Fig. N° 72. Solución para el grande con 19 placas.

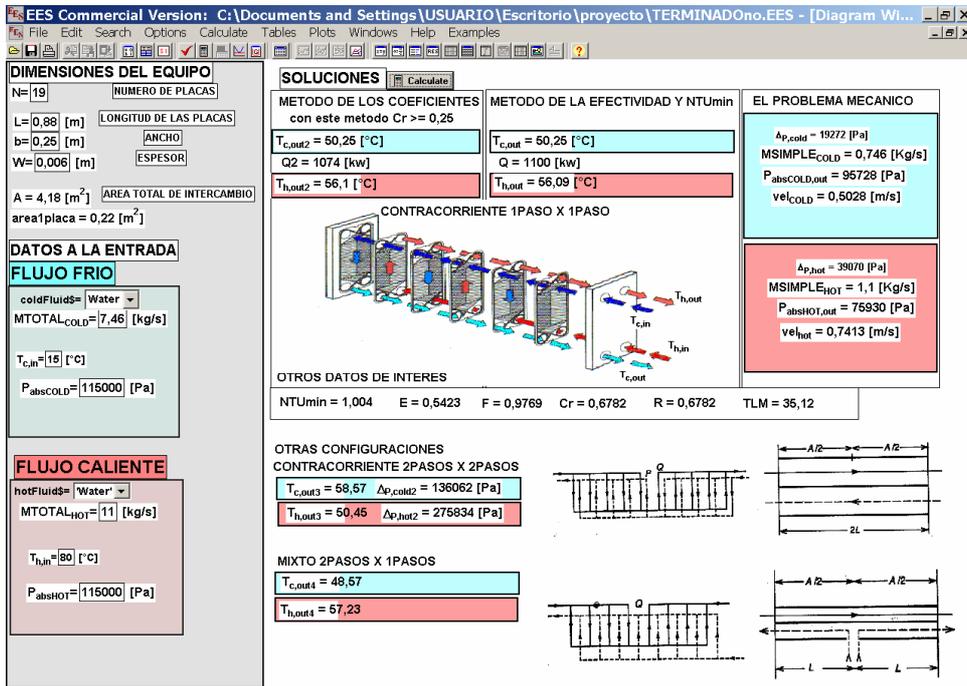


Fig. N° 73. Solución para el extragrande con 19 placas



Los datos comparativos a cerca de las presiones se pueden ver en la siguiente tabla.

PERDIDA DE CARGA (Pa)			
CALIENTE		FRIO	
DATO	CALCULADA	DATO	CALCULADA
17640	1118	8820	550,3
32340	1848	16660	910
79380	2187	40180	1080
41160	8240	19600	4072
47040	9618	22540	4733
51940	10553	25480	5195
39200	26951	19600	13255
41160	29837	20580	14734
44100	32359	21560	16051

Para estas configuraciones el método de los coeficientes predice una temperatura de salida con un error máximo de 3 ° C. Las caídas de presión no coinciden con los datos aportados por el fabricante. Excepto en los casos del extra grande con errores del 20%. Las caídas de presión dependen en gran medida del diseño de las placas. Esto es que para diseños muy diferentes el coeficiente global de transmisión de las placas puede ser a lo sumo el doble, mientras que el factor que corrige el factor de fricción puede verse multiplicado por este motivo hasta en 50 unidades.

Otra dificultad es que el fabricante no detalla el diseño de las placas por lo que no tenemos datos para las correcciones por ángulo de las corrugaciones. La relación de tamaño alto/ancho se tiene en cuenta en los cálculos. Por lo que achacamos el motivo de error a que no se dispone de datos para las placas usadas por el equipo. Otro motivo de error es que con los datos aportados por el fabricante se tienen en cuenta las pérdidas de entrada y salida del conjunto de placas mientras que esta consideración no se ha incluido en los cálculos.

También podemos decir que el valor de las caídas de presión es más o menos semejante en magnitud cuando las placas son de un tamaño determinado. Para el caso del tamaño extragrande monta unas placas de un tamaño parecido a las que proporcionaron los datos tabulados de que se. Por lo que los datos de las tablas con las que se implementó el método no son aptos para aparatos de todos los tamaños.

6. CONCLUSIONES

Con la implementación del proceso de cálculo de estos sistemas en EES disponemos de una herramienta con la analizar las condiciones de funcionamiento de los intercambiadores de calor de placas y bastidor. Y no solo para un cálculo concreto sino que para un área de estudio. Con el desarrollo del modelo de cálculo, y la exposición de las posibilidades de EES, se muestran amplias las variedades en los usos del modelo. Por ejemplo se podría usar para predecir el funcionamiento de los equipos a



partir del funcionamiento del diseño de una placa determinada. Se puede usar para hacer una estimación del equipo mas conveniente entre las posibilidades disponibles en el mercado para un uso concreto. Además puede convertirse en una fuente de información en cuanto a que disponiendo de la información de los fabricantes podemos incluir esta implementándola con tablas en el propio programa para que corrija los datos a partir de cada modelo más o menos semejante.

Las posibilidades de EES son muy amplias en el campo de la ingeniería de procesos pues también existe la posibilidad de incluir en el programa datos acerca de las propiedades sustancias tan variadas como; por ejemplo, el zumo de tomate.

Podemos concluir diciendo que existen dos grandes gamas de estos aparatos, los de alto y bajo NTU. Y dentro de cada una de estas gamas podemos encontrar aparatos para trabajar con altas presiones y bajas presiones, si añadimos que los hay de todos los tamaños en cada uno de los tipos. Es de esperar que, sea cual sea nuestra necesidad, encontremos el intercambiador que mejor satisfaga nuestras condiciones de funcionamiento.

Se ha intentado resaltar las posibilidades de EES para usarlo en otro tipo de problemas. El funcionamiento real de estos sistemas en muchos casos es semejante al expuesto en presente proyecto, pero en otros se puede complicar, existiendo múltiples entradas, incluso, sistemas que trabajan con fase de vapor fase fría y condensado con lo que ya contaríamos con dos entradas y tres salidas por lo que se podría ampliar el estudio todo lo que se desee.

El estudio del problema mecánico constituye el verdadero problema de estos aparatos y es en reducir este parámetro sin perder eficiencia térmica en lo que invierten los esfuerzos los fabricantes de los equipos.



7. BIBLIOGRAFIA

1. Haslego Christopher, Polley Graham, “ Designing Plate and Frame heat exchangers “ Parte I Chemical Eng.Prog., setiembre 2002,
2. Raju K.S., Chand Jagdish,“ Consider the plate heat exchanger “ – Heat Transfer, manual for the Chemical.
3. Engineering Guide, Volume 2, McGraw Hill Public. Co, 1987.
4. “Heat Exchangers Guide, “ fourth edition, Alfa Laval, Sweden, 1986
5. Shah, R. K. and Focke, W. W. (1988). Plate heat exchangers and their design theory, in heat equipment design. Hemisphere Publishing, New York.
6. Website: www.alfalaval.com
7. www.apv.com



ANEXO 1. CODIGO DEL PROGRAMA



```

*****
*****!
***** FUNCIONES
*****!
*****
*****!

```

```

*****FUNCION COMPARTIDA POR AMBOS
MÉTODOS*****

```

```

"FUNCION QUE DA COMO SALIDA NTUmin esta funcion usa MTOTAL_HOT;
MTOTAL_COLD; U; A; cphot; cpcold;
como las variables definidas "
function NTUmin(z;t;j;k;l;y)

    if ((z*l)<(t*y)) then a:= ((j*k)/(z*l)) else a:=((j*k)/(t*y))
    if ((z*l)=(t*y)) then a:= ((j*k)/(z*l))
    NTUmin:=a/1000

end

```

```

*****FUNCIONES PARA EL MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD
*****!

```

```

"FUNCION QUE DA COMO SALIDA Cr esta funcion usa MTOTAL_HOT;
MTOTAL_COLD; cphot; cpcold;
como las variables definidas "
function Cr(x;y;z;t)
    if ((x*z)<(y*t)) then a:= ((x*z)/(y*t)) else a:=((y*t)/(x*z))
    if ((x*z)=(y*t)) then a:=0,9999
    Cr:=a

end

```

```

"FUNCION QUE DA COMO SALIDA E esta funcion usa MTOTAL_HOT;
MTOTAL_COLD; R; P; cphot; cpcold;
como las variables definidas"
function E(x;y;z;t;d;c)
    if ((x*d)<(y*c)) then a:= z*t else a:=t
    E:=a

end

```

```

"FUNCION QUE DA COMO SALIDA E3 para el caso de 2*2pasos esta funcion usa
MTOTAL_HOT; MTOTAL_COLD; R3; P3; cphot; cpcold;
como las variables definidas"
function E3(x;y;z;t;d;c)
    if ((x*d)<(y*c)) then a:= z*t else a:=t
    E3:=a

end

```

```

"FUNCION QUE DA COMO SALIDA E4 para el caso de 2*1 pasos esta funcion usa
MTOTAL_HOT; MTOTAL_COLD; R4; P4; cphot; cpcold;
como las variables definidas"
function E4(x;y;z;t;s;d;c)
    if ((x*d)<(y*c)) then a:= z*s else a:=t
    E4:=a

end

```



```
"FUNCION QUE DA COMO SALIDA MTOTAL_MIN*CP esta funcion usa
MTOTAL_HOT; MTOTAL_COLD; cphot; cpcold
como las variables definidas"
function MTOTAL_MINCP(x;y;z;t)
    if (x<y) then a:= x*z else a:=y*t
    MTOTAL_MINCP:=a
end
```

*****FUNCIONES PARA EL MÉTODO DE LOS COEFICIENTES

```
"FUNCION QUE DA COMO SALIDA NUM el valor para la columna SEGUN EL
NUMERO DE PLACAS"
function NUM(x)
    if (x<9) and (x>2) then a:= x -2
    if (x=9) then a:= 6,5
    if (x=10) then a:= x -3
    if (x<20) and (x>10) then a:= 7+(x - 10)/10
    if (x=20) then a:= x -12
    if (x<40) and (x>20) then a:= 8 + (x - 20)/20
    if (x=40) then a:= x - 31
    if (x<80) and (x>40) then a:= 9 + (x -40)/39
    if (x>79) then a:=11
    if(x<3) then a:=1
    NUM:=a
end
```

```
"FUNCIÓN QUE DEVUELVE P SEGUN R. EL NUMERO DE PLACAS Y NTUmin
SE USAN TODOS LOS VALORES DE LAS TABLAS EN ESTA FUNCION "
function PsegunRyNTUmin(Q;W;J;R;T)
    "el flujo frio tiene la NTUmin"
    if (Q=1) then a:=W
    if (Q<1) AND (Q>0,75) then a:=(W+J)/2
    if (Q=0,75) then a:=J
    if (Q<0,75) AND (Q>0,5) then a:=(J+R)/2
    if (Q=0,5) then a:=R
    if (Q<0,5) AND (Q>0,25) then a:=(R+T)/2
    if (Q=0,25) then a:=T
    if (Q<0,25) then a:=T
    "el flujo caliente tiene la NTUmin"
    if ((1/Q)<1) AND ((1/Q)>0,75) then a:=(W+J)/2/Q
    if ((1/Q)=0,75) then a:=J/Q
    if ((1/Q)<0,75) AND ((1/Q)>0,5) then a:=(J+R)/2/Q
    if ((1/Q)=0,5) then a:=R/Q
    if ((1/Q)<0,5) AND ((1/Q)>0,25) then a:=(R+T)/2/Q
    if ((1/Q)=0,25) then a:=T/Q
    if ((1/Q)<0,25) then a:=T/Q
    PsegunRyNTUmin:=a
end
```

```
"FUNCIÓN QUE DEVUELVE F SEGUN R. EL NUMERO DE PLACAS Y NTUmin
SE USAN TODOS LOS VALORES DE LAS TABLAS EN ESTA FUNCION "
function FsegunRyNTUmin(Q;W;J;R;T)
    "el flujo frio tiene la NTUmin"
    if (Q=1) then a:=W
```



```

if (Q<1) AND (Q>0,75) then a:=(W+J)/2
if (Q=0,75) then a:=J
if (Q<0,75) AND (Q>0,5) then a:=(J+R)/2
if (Q=0,5) then a:=R
if (Q<0,5) AND (Q>0,25) then a:=(R+T)/2
if (Q=0,25) then a:=T
if (Q<0,25) then a:=T
    "el flujo caliente tiene la NTUmin"
if ((1/Q)<1) AND ((1/Q)>0,75) then a:=(W+J)/2
if ((1/Q)=0,75) then a:=J
if ((1/Q)<0,75) AND ((1/Q)>0,5) then a:=(J+R)/2
if ((1/Q)=0,5) then a:=R
if ((1/Q)<0,5) AND ((1/Q)>0,25) then a:=(R+T)/2
if ((1/Q)=0,25) then a:=T
if ((1/Q)<0,25) then a:=T
FsegunRyNTUmin:=a

```

end

"FUNCION QUE DA COMO SALIDA TLM"

```

function TLM(x;y;z;t;A;B;C;D)
    if ((x*z)<(y*t)) then a:=abs((abs(((A - D) - (B - C))) / ln(abs((A - D) / (B - C))))))
    if ((x*z)>(y*t)) then a:=abs((abs(((A - D) - (B - C))) / ln(abs((A - D) / (B - C))))))
    if ((x*z)=(y*t)) then a:=25
    TLM:=a

```

end

```

function FACTORH(x;y;z;t)
    if (t<200) OR (t=200) then a:=x
    if (t>200) OR (t<500) OR (t=500) then a:=y
    if (t>500) then a:=z
    FACTORH:=a

```

end

```

function FACTORC(x;y;z;t)
    if (t<200) OR (t=200) then a:=x
    if (t>200) OR (t<500) OR (t=500) then a:=y
    if (t>500) then a:=z
    FACTORC:=a

```

end

*****LLAMADAS A LAS FUNCIONES*****

```

NUM=NUM(N)
PsegunRyNTUmin=PsegunRyNTUmin(R2;PvalorR10;PvalorR075;PvalorR05;PvalorR025)
FsegunRyNTUmin=FsegunRyNTUmin(R2;FvalorR10;FvalorR075;FvalorR05;FvalorR025)
NTUmin=NTUmin(MTOTAL_HOT;MTOTAL_COLD;U;A;cphot;cpcold)
Cr=Cr(MTOTAL_HOT;MTOTAL_COLD;cphot;cpcold)
E=E(MTOTAL_HOT;MTOTAL_COLD;R;P;cphot;cpcold)
E3=E3(MTOTAL_HOT;MTOTAL_COLD;R3;P3;cphot;cpcold)
E4=E4(MTOTAL_HOT;MTOTAL_COLD;R4;P_c2;P_h2;cphot;cpcold)
MTOTAL_MINCP=MTOTAL_MINCP(MTOTAL_HOT;MTOTAL_COLD;cphot;cpcold)
TLM=TLM(MTOTAL_HOT;MTOTAL_COLD;cphot;cpcold;T_h_in2;T_h_out2;T_c_in2;T_c_out2)
FACTORH=FACTORH(factor200;factor500;factor2000;Re_HOT)
FACTORC=FACTORC(factor200;factor500;factor2000;Re_COLD)

```



"PROPIEDADES DEL FLUIDO EVALUADAS A LA TEMPERATURA MEDIA"

"LADO FRIO"

"coldFluid\$='Water'"
CONDUCTIVITY(coldFluid\$;T=T1_cold;P=P1_cold)=lambdacold
DENSITY(coldFluid\$;T=T1_cold;P=P1_cold)=rhocold
CP(coldFluid\$;T=T1_cold;P=P1_cold)=cpcold
PRANDTL(coldFluid\$;T=T1_cold;P=P1_cold)=prcold
VISCOSITY(coldFluid\$;T=T1_cold;P=P1_cold)=mucold

"LADO CALIENTE"

"hotFluid\$='Water'"
CONDUCTIVITY(hotFluid\$;T=T1_hot;P=P1_hot)=lambdahot
DENSITY(hotFluid\$;T=T1_hot;P=P1_hot)=rhohot
CP(hotFluid\$;T=T1_hot;P=P1_hot)=cphot
PRANDTL(hotFluid\$;T=T1_hot;P=P1_hot)=prhot
VISCOSITY(hotFluid\$;T=T1_hot;P=P1_hot)=muhot

"PRESIONE Y TEMPERATURA PARA PROPIEDADES*****"

"AMBAS TEMPERATURAS SE EVALUAN AL VALOR MEDIO"

T1_hot=(T_h_in+T_c_in)/2
T1_cold=(T_h_in+T_c_in)/2

"LAS PRESIONES SE EVALUAN A LA PRESION DE ENTRADA"

P1_cold=P_absCOLD
P1_hot=P_absHOT

"PRESIONES A LA ENTRADA"

"P_absCOLD=156000"
"P_absHOT=146000"

"PRESIONES A LA SALIDA"

P_absCOLD_out = P_absCOLD - DELTA_P_cold
P_absHOT_out = P_absHOT - DELTA_P_hot

"VARIABLES DE ENTRADA AL PROBLEMA"

"N=99"

"MTOTAL_HOT=10[kg/s] " "flujo masico por el paso caliente"

"MTOTAL_COLD=5 [kg/s]" "flujo masico por el paso frio"

"W=0,005[m]"



"L=1 [m] " "longitud del plato"
 "b=0,25 [m]" "anchura del plato"

 "T_h_in=95 [C] " "temperatura a la entrada del flujo caliente"
 "T_c_in=15 [C] " "temperatura a la entrada del flujo frio"
 T_h_in2=T_h_in
 T_c_in2=T_c_in

*****GEOMETRIA*****

S=b*w "AREA DE PASO"
 De=2*w "DIAMETRO HIDRAULICO"
 A=N*L*b "AREA DE INTERCAMBIO "
 area1placa=L*b

"ECUACIONES que definen el flujo"

"CAUDAL POR PLACA Y REYNOLDS CALIENTE"

MSIMPLE_HOT=2*MTOTAL_HOT/(N+1) "FLUJO MASICO POR simple placa PLACA CALIENTE"
 vel_hot=MSIMPLE_HOT/(rho*hot*S) "VELOCIDAD MEDIA EN EL PASO CALIENTE"
 Re_HOT=vel_hot*De*rho*hot/(mu*hot) "REYNOLDS SEGUN DIAMETRO"

"nusselt number hot"
 Nusselt_hot=0,4*(pr*hot^0,4)*(Re_HOT^0,64)

alfa_HOT=lambda*hot*Nusselt_hot/De "COEFICIENTE DE TRANSMISION LADO CALIENTE"

"CAUDAL POR PLACA Y REYNOLDS FRIO"

MSIMPLE_COLD=2*MTOTAL_COLD/(N+1) "FLUJO MASICO POR simple placa FRIO"
 vel_COLD=MSIMPLE_COLD/(rho*cold*S) "VELOCIDAD MEDIA EN EL PASO FRIO"
 Re_COLD=vel_COLD*De*rho*cold/(mu*cold) "REYNOLDS SEGUN DIAMETRO"

"nusselt number hot"
 Nusselt_COLD=0,4*(pr*cold^0,4)*(Re_COLD^0,64)

alfa_COLD=lambda*cold*Nusselt_COLD/De "COEFICIENTE DE TRANSMISION LADO FRIO"

"COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN"



$$(1/U)=(1/alfa_HOT)+(1/alfa_COLD)$$

"metodos de calculo*****
*****!!

*****!!
*****!!

"SOLUCIÓN SEGUN EL METODO DE LA EFECTIVIDAD Y EL NUMERO DE UNIDADES DE TRANSMISION"

*****!!
*****!!

"THE DEFINITIONS R AND P "

$$R=(MTOTAL_COLD*cpcold) / (MTOTAL_HOT*cphot)$$
$$R=(T_h_in - T_h_out) / (T_c_out - T_c_in)$$

$$P=(T_c_out - T_c_in) / (T_h_in - T_c_in)$$

$$Q=E*(MTOTAL_MINCP)*(T_h_in - T_c_in)$$

$$E=(exp((1-Cr)*NTUmin)-1)/(exp((1-Cr)*NTUmin)-Cr)$$

*****!!

*****ECUACIONES DEL PROBLEMA

MECÁNICO*****

*****!!
*****!!

"LADO FRIO"

$$FACTORC*fCOLD* (4*L/De) * (0,5*rhocold*(vel_COLD^2)) = DELTA_P_cold$$
$$fCOLD=2,78*Re_COLD^(-0,18)$$

"LADO CALIENTE"

$$FACTORH*fHOT* (4*L/De) * (0,5*rhohot*(vel_hot^2)) = DELTA_P_hot$$
$$fHOT=2,78*Re_HOT^(-0,18)$$

$$DELTA_P_cold2 =7,06*DELTA_P_cold$$
$$DELTA_P_hot2 =7,06*DELTA_P_hot$$

"angulo=30"

row2=LookupRow('C:\tablas\RE200.lkt';1;angulo)
factor200=Lookup('C:\tablas\RE200.lkt';row2;2)
factor500=Lookup('C:\tablas\RE500.lkt';row2;2)
factor2000=Lookup('C:\tablas\RE2000.lkt';row2;2)

ALFAFACTOR=Lookup('C:\tablas\ALFA.lkt';row2;2)

*****!!

*****MÉTODO DE LOS

COEFICIENTES*****

*****!!
*****!!



$$1000*Q2=U*A*F*TLM$$

$$F=FsegunRyNTUmin$$

$$R2=(MTOTAL_COLD*cpcold) / (MTOTAL_HOT*cphot)$$

$$R2=(T_h_in2 - T_h_out2) / (T_c_out2 - T_c_in2)$$

$$P2=(T_c_out2 - T_c_in2) / (T_h_in2 - T_c_in2)$$

$$P2=PsegunRyNTUmin$$

"BUSCAR ROW SEGUN NTUmin"
row=LookupRow('C:\tablas\NTUmin.lkt';'Column1';NTUmin)

"BUSCA LOS VALORES PARA P Y F EN TODAS LAS TABLAS"
PvalorR10=Lookup('C:\tablas\PR10.lkt';row;NUM)
PvalorR075=Lookup('C:\tablas\PR075.lkt';row;NUM)
PvalorR05=Lookup('C:\tablas\PR05.lkt';row;NUM)
PvalorR025=Lookup('C:\tablas\PR025.lkt';row;NUM)
FvalorR10=Lookup('C:\tablas\FR10.lkt';row;NUM)
FvalorR075=Lookup('C:\tablas\FR075.lkt';row;NUM)
FvalorR05=Lookup('C:\tablas\FR05.lkt';row;NUM)
FvalorR025=Lookup('C:\tablas\FR025.lkt';row;NUM)

"
ecuaciones para el doble paso*doble paso"

$$E3=(exp((1-Cr)*NTUmin3)-1)/(exp((1-Cr)*NTUmin3)-Cr)$$

$$NTUmin3=NTUmin*1,558$$

$$R3=(MTOTAL_COLD*cpcold) / (MTOTAL_HOT*cphot)$$

$$R3=(T_h_in - T_h_out3) / (T_c_out3 - T_c_in)$$

$$P3=(T_c_out3 - T_c_in) / (T_h_in - T_c_in)$$

$$Q3=E3*(MTOTAL_MINCP)*(T_h_in - T_c_in)$$

"
ecuaciones para el doble paso*simple paso"

$$Q4=E4*(MTOTAL_MINCP)*(T_h_in - T_c_in)$$

$$R4=(MTOTAL_COLD*cpcold) / (MTOTAL_HOT*cphot)+0,00000001$$

$$R4=(T_h_in - T_h_out4) / (T_c_out4 - T_c_in)$$

$$P4=(T_c_out4 - T_c_in) / (T_h_in - T_c_in)$$

$$P4=P_c2$$

"ECUACIÓN GENERAL PARA FRIO HACE DOS PASOS*****"



$$P_{c2} = \frac{(\exp(((1-2R4)/2) * NTU_{min}) - 1) + ((1-2R4)/(1+2R4)) * (1 - \exp(-((1+2R4)/2) * NTU_{min}))}{(\exp(((1-2R4)/2) * NTU_{min}) - 2R4)}$$

"ECUACIÓN GENERAL PARA CALIENTE HACE DOS

PASOS*****"

$$P_{h2} = \frac{(1 - \exp(-((2-R4)/2) * NTU_{min})) + ((2-R4)/(2+R4)) * (1 - \exp(-((2+R4)/2) * NTU_{min}))}{(2-R4) * \exp(-((2-R4)/2) * NTU_{min})}$$



ANEXO 2. TABLAS PARA EL MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD.



Table 8.1. Thermal Performance of Single-Pass Heat Exchanger with N_t Plates

NTU ₁	$N_t = 4$		$N_t = 6$		$N_t = 8$		$N_t = 10$		$N_t = 20$		$N_t = 40$		$N_t = 80$		$N_t = \infty$		
	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	
One-Pass / One Pass Counterflow Exchanger: P_1 and F as Functions of NTU₁ and N_t for $R_1 = 0.25$																	
0.2	0.1756	0.9880	0.1758	0.9890	0.1760	0.9906	0.1762	0.9920	0.1768	0.9954	0.1771	0.9975	0.1773	0.9986	0.1775	0.9986	0.1775
0.4	0.3122	0.9766	0.3127	0.9785	0.3134	0.9815	0.3141	0.9841	0.3158	0.9908	0.3168	0.9950	0.3175	0.9975	0.3181	0.9975	0.3181
0.6	0.4207	0.9661	0.4213	0.9682	0.4226	0.9724	0.4238	0.9762	0.4268	0.9861	0.4288	0.9926	0.4299	0.9961	0.4311	0.9961	0.4311
0.8	0.5082	0.9564	0.5089	0.9583	0.5107	0.9635	0.5122	0.9682	0.5167	0.9813	0.5196	0.9899	0.5212	0.9947	0.5229	0.9947	0.5229
1.0	0.5798	0.9474	0.5803	0.9487	0.5825	0.9547	0.5845	0.9603	0.5901	0.9764	0.5939	0.9872	0.5960	0.9933	0.5983	0.9933	0.5983
1.5	0.7104	0.9276	0.7098	0.9262	0.7124	0.9333	0.7150	0.9406	0.7229	0.9636	0.7284	0.9799	0.7315	0.9894	0.7350	0.9894	0.7350
2.0	0.7959	0.9115	0.7941	0.9059	0.7964	0.9130	0.7991	0.9214	0.8081	0.9501	0.8147	0.9719	0.8185	0.9850	0.8228	0.9850	0.8228
3.0	0.8946	0.8873	0.8906	0.8716	0.8918	0.8761	0.8940	0.8849	0.9026	0.9216	0.9096	0.9538	0.9139	0.9748	0.9188	0.9748	0.9188
4.0	0.9440	0.8708	0.9394	0.8451	0.9394	0.8451	0.9407	0.8522	0.9475	0.8921	0.9536	0.9330	0.9576	0.9622	0.9622	0.9622	0.9622
5.0	0.9698	0.8593	0.9656	0.8248	0.9649	0.8197	0.9655	0.8241	0.9702	0.8629	0.9751	0.9100	0.9783	0.9472	0.9823	0.9472	0.9823
$N_t = 3$																	
0.2	0.1753	0.9862	0.1759	0.9901	0.1763	0.9924	0.1766	0.9947	0.1770	0.9968	0.1772	0.9983	0.1774	0.9992	0.1775	0.9992	0.1775
0.4	0.3112	0.9728	0.3131	0.9803	0.3143	0.9849	0.3155	0.9897	0.3165	0.9937	0.3173	0.9968	0.3177	0.9984	0.3181	0.9984	0.3181
0.6	0.4187	0.9597	0.4221	0.9707	0.4241	0.9773	0.4263	0.9845	0.4282	0.9905	0.4296	0.9952	0.4304	0.9976	0.4311	0.9976	0.4311
0.8	0.5050	0.9470	0.5098	0.9611	0.5128	0.9699	0.5160	0.9793	0.5187	0.9873	0.5208	0.9936	0.5219	0.9968	0.5229	0.9968	0.5229
1.0	0.5753	0.9348	0.5814	0.9517	0.5852	0.9624	0.5893	0.9741	0.5928	0.9841	0.5955	0.9919	0.5969	0.9960	0.5983	0.9960	0.5983
1.5	0.7026	0.9063	0.7107	0.9285	0.7160	0.9436	0.7219	0.9607	0.7270	0.9755	0.7309	0.9875	0.7329	0.9937	0.7350	0.9937	0.7350
2.0	0.7856	0.8809	0.7941	0.9060	0.8002	0.9247	0.8071	0.9467	0.8131	0.9665	0.8178	0.9827	0.8203	0.9912	0.8228	0.9912	0.8228
3.0	0.8820	0.8392	0.8887	0.8643	0.8946	0.8876	0.9017	0.9175	0.9081	0.9465	0.9133	0.9716	0.9160	0.9854	0.9188	0.9854	0.9188
4.0	0.9320	0.8079	0.9361	0.8278	0.9407	0.8524	0.9467	0.8873	0.9524	0.9242	0.9571	0.9584	0.9596	0.9782	0.9622	0.9782	0.9622
5.0	0.9599	0.7845	0.9618	0.7971	0.9650	0.8205	0.9696	0.8574	0.9741	0.9000	0.9780	0.9427	0.9801	0.9692	0.9823	0.9692	0.9823



NTU	$N_t = 4$		$N_t = 6$		$N_t = 8$		$N_t = 10$		$N_t = 20$		$N_t = 40$		$N_t = 80$		$N_t = \infty$	
	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F
One-Pass / One Pass Counterflow Exchanger: P_1 and F as Functions of NTU₁ and N_t for $R_1 = 0.50$																
0.2	0.1720	0.9881	0.1722	0.9892	0.1724	0.9907	0.1726	0.9922	0.1731	0.9955	0.1734	0.9975	0.1736	0.9986	0.1738	0.9986
0.4	0.3015	0.9773	0.3020	0.9791	0.3027	0.9820	0.3033	0.9845	0.3048	0.9911	0.3058	0.9952	0.3063	0.9976	0.3069	0.9976
0.6	0.4025	0.9676	0.4030	0.9695	0.4042	0.9735	0.4052	0.9771	0.4079	0.9866	0.4097	0.9929	0.4106	0.9963	0.4117	0.9963
0.8	0.4832	0.9588	0.4837	0.9604	0.4852	0.9653	0.4866	0.9698	0.4905	0.9823	0.4930	0.9904	0.4944	0.9950	0.4959	0.9950
1.0	0.5491	0.9509	0.5493	0.9518	0.5512	0.9574	0.5529	0.9626	0.5577	0.9778	0.5609	0.9880	0.5628	0.9937	0.5647	0.9937
1.5	0.6700	0.9343	0.6693	0.9320	0.6714	0.9384	0.6736	0.9452	0.6804	0.9666	0.6851	0.9815	0.6878	0.9903	0.6908	0.9903
2.0	0.7516	0.9213	0.7495	0.9148	0.7514	0.9209	0.7538	0.9287	0.7618	0.9551	0.7675	0.9749	0.7709	0.9867	0.7746	0.9867
3.0	0.8518	0.9030	0.8477	0.8870	0.8485	0.8902	0.8506	0.8980	0.8589	0.9316	0.8657	0.9603	0.8698	0.9786	0.8744	0.9786
4.0	0.9082	0.8912	0.9030	0.8662	0.9027	0.8650	0.9040	0.8711	0.9114	0.9078	0.9182	0.9443	0.9225	0.9692	0.9274	0.9692
5.0	0.9419	0.8833	0.9366	0.8507	0.9356	0.8447	0.9362	0.8482	0.9420	0.8844	0.9482	0.9271	0.9523	0.9586	0.9572	0.9586
$N_t = 3$ $N_t = 5$ $N_t = 7$ $N_t = 11$ $N_t = 19$ $N_t = 39$ $N_t = 79$ $N_t = \infty$																
0.2	0.1713	0.9836	0.1720	0.9883	0.1724	0.9910	0.1728	0.9937	0.1732	0.9963	0.1735	0.9980	0.1736	0.9991	0.1738	0.9991
0.4	0.2993	0.9678	0.3015	0.9770	0.3028	0.9824	0.3041	0.9880	0.3052	0.9927	0.3060	0.9963	0.3065	0.9982	0.3069	0.9982
0.6	0.3982	0.9526	0.4020	0.9660	0.4043	0.9739	0.4067	0.9822	0.4086	0.9892	0.4101	0.9945	0.4109	0.9973	0.4117	0.9973
0.8	0.4766	0.9381	0.4821	0.9553	0.4853	0.9656	0.4887	0.9766	0.4915	0.9857	0.4937	0.9928	0.4948	0.9964	0.4959	0.9964
1.0	0.5402	0.9243	0.5471	0.9449	0.5512	0.9575	0.5555	0.9710	0.5591	0.9823	0.5619	0.9910	0.5633	0.9955	0.5647	0.9955
1.5	0.6560	0.8928	0.6652	0.9199	0.6711	0.9376	0.6774	0.9571	0.6826	0.9736	0.6867	0.9866	0.6887	0.9932	0.6908	0.9932
2.0	0.7336	0.8659	0.7436	0.8963	0.7506	0.9184	0.7582	0.9432	0.7646	0.9648	0.7695	0.9819	0.7721	0.9909	0.7746	0.9909
3.0	0.8299	0.8234	0.8386	0.8535	0.8462	0.8815	0.8550	0.9155	0.8625	0.9465	0.8684	0.9721	0.8714	0.9858	0.8744	0.9858
4.0	0.8860	0.7931	0.8919	0.8173	0.8989	0.8475	0.9075	0.8880	0.9151	0.9273	0.9211	0.9613	0.9243	0.9801	0.9274	0.9801
5.0	0.9216	0.7712	0.9249	0.7874	0.9307	0.8170	0.9384	0.8613	0.9454	0.9074	0.9511	0.9494	0.9542	0.9736	0.9572	0.9736



Table 8.1 (continued).

NTU	$N_t = 4$		$N_t = 6$		$N_t = 8$		$N_t = 10$		$N_t = 20$		$N_t = 40$		$N_t = 80$		$N_t = \infty$
	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	
One-Pass / One Pass Counterflow Exchanger: P_1 and F as Functions of NTU₁ and N_t for $R_1 = 0.75$															
0.2	0.1685	0.9883	0.1686	0.9894	0.1689	0.9909	0.1691	0.9923	0.1695	0.9955	0.1698	0.9976	0.1700	0.9986	0.1702
0.4	0.2913	0.9780	0.2916	0.9797	0.2923	0.9825	0.2928	0.9850	0.2942	0.9913	0.2951	0.9953	0.2956	0.9976	0.2961
0.6	0.3849	0.9690	0.3854	0.9707	0.3864	0.9746	0.3873	0.9780	0.3897	0.9872	0.3912	0.9932	0.3920	0.9964	0.3930
0.8	0.4588	0.9611	0.4592	0.9624	0.4605	0.9670	0.4617	0.9713	0.4650	0.9832	0.4672	0.9909	0.4684	0.9953	0.4697
1.0	0.5187	0.9542	0.5188	0.9546	0.5203	0.9599	0.5218	0.9648	0.5259	0.9792	0.5287	0.9887	0.5302	0.9942	0.5319
1.5	0.6283	0.9401	0.6275	0.9374	0.6293	0.9432	0.6311	0.9495	0.6368	0.9692	0.6407	0.9831	0.6429	0.9912	0.6454
2.0	0.7030	0.9297	0.7011	0.9229	0.7026	0.9283	0.7046	0.9353	0.7112	0.9596	0.7160	0.9775	0.7187	0.9880	0.7218
3.0	0.7979	0.9157	0.7942	0.9006	0.7949	0.9031	0.7966	0.9101	0.8038	0.9404	0.8097	0.9658	0.8132	0.9816	0.8171
4.0	0.8553	0.9072	0.8505	0.8848	0.8502	0.8834	0.8514	0.8889	0.8583	0.9218	0.8645	0.9538	0.8685	0.9748	0.8730
5.0	0.8930	0.9017	0.8879	0.8736	0.8869	0.8680	0.8875	0.8713	0.8934	0.9040	0.8998	0.9415	0.9039	0.9675	0.9088
$N_t = 3$															
0.2	0.1674	0.9809	0.1682	0.9865	0.1687	0.9896	0.1691	0.9928	0.1696	0.9957	0.1698	0.9977	0.1700	0.9989	0.1702
0.4	0.2879	0.9627	0.2903	0.9735	0.2917	0.9798	0.2931	0.9863	0.2943	0.9916	0.2952	0.9958	0.2957	0.9979	0.2961
0.6	0.3787	0.9455	0.3829	0.9612	0.3852	0.9702	0.3877	0.9798	0.3898	0.9877	0.3914	0.9938	0.3922	0.9969	0.3930
0.8	0.4496	0.9292	0.4554	0.9492	0.4588	0.9611	0.4623	0.9736	0.4652	0.9839	0.4674	0.9919	0.4686	0.9960	0.4697
1.0	0.5066	0.9139	0.5138	0.9377	0.5181	0.9521	0.5225	0.9674	0.5262	0.9801	0.5290	0.9899	0.5304	0.9950	0.5319
1.5	0.6099	0.8798	0.6194	0.9102	0.6255	0.9305	0.6320	0.9525	0.6372	0.9708	0.6413	0.9852	0.6433	0.9925	0.6454
2.0	0.6798	0.8515	0.6900	0.8848	0.6974	0.9099	0.7053	0.9379	0.7118	0.9617	0.7168	0.9805	0.7193	0.9902	0.7218
3.0	0.7694	0.8087	0.7783	0.8399	0.7868	0.8714	0.7965	0.9097	0.8046	0.9437	0.8108	0.9710	0.8140	0.9854	0.8171
4.0	0.8252	0.7795	0.8314	0.8031	0.8396	0.8368	0.8501	0.8827	0.8591	0.9258	0.8659	0.9612	0.8695	0.9803	0.8730
5.0	0.8636	0.7591	0.8670	0.7737	0.8744	0.8064	0.8848	0.8571	0.8941	0.9080	0.9013	0.9512	0.9051	0.9751	0.9088



NTU	$N_t = 4$		$N_t = 6$		$N_t = 8$		$N_t = 10$		$N_t = 20$		$N_t = 40$		$N_t = 80$		$N_t = \infty$	
	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F	P_1	F
One-Pass / One Pass Counterflow Exchanger: P_1 and F as Functions of NTU₁ and N_t for $R_1 = 1$																
0.2	0.1651	0.9885	0.1652	0.9895	0.1654	0.9910	0.1656	0.9924	0.1661	0.9956	0.1663	0.9976	0.1665	0.9986	0.1667	0.9986
0.4	0.2813	0.9786	0.2817	0.9802	0.2822	0.9830	0.2827	0.9854	0.2840	0.9916	0.2848	0.9954	0.2853	0.9977	0.2857	0.9977
0.6	0.3680	0.9703	0.3683	0.9719	0.3692	0.9755	0.3700	0.9789	0.3721	0.9877	0.3735	0.9935	0.3742	0.9966	0.3750	0.9966
0.8	0.4352	0.9632	0.4355	0.9642	0.4366	0.9686	0.4376	0.9727	0.4405	0.9840	0.4423	0.9914	0.4433	0.9955	0.4444	0.9955
1.0	0.4890	0.9571	0.4891	0.9573	0.4904	0.9622	0.4916	0.9668	0.4951	0.9804	0.4973	0.9894	0.4986	0.9945	0.5000	0.9945
1.5	0.5864	0.9451	0.5856	0.9422	0.5870	0.9475	0.5885	0.9534	0.5931	0.9718	0.5963	0.9846	0.5981	0.9920	0.6000	0.9920
2.0	0.6520	0.9367	0.6504	0.9302	0.6516	0.9350	0.6531	0.9413	0.6584	0.9637	0.6621	0.9799	0.6643	0.9895	0.6667	0.9895
3.0	0.7353	0.9260	0.7325	0.9126	0.7329	0.9147	0.7342	0.9209	0.7399	0.9483	0.7444	0.9709	0.7471	0.9846	0.7500	0.9846
4.0	0.7863	0.9198	0.7828	0.9008	0.7826	0.8997	0.7835	0.9046	0.7889	0.9343	0.7937	0.9621	0.7967	0.9798	0.8000	0.9798
5.0	0.8208	0.9159	0.8170	0.8928	0.8163	0.8887	0.8168	0.8917	0.8217	0.9215	0.8266	0.9536	0.8298	0.9749	0.8333	0.9749
$N_t = 3$ $N_t = 5$ $N_t = 7$ $N_t = 11$ $N_t = 19$ $N_t = 39$ $N_t = 79$ $N_t = \infty$																
0.2	0.1636	0.9783	0.1645	0.9846	0.1650	0.9882	0.1655	0.9918	0.1660	0.9951	0.1663	0.9974	0.1665	0.9987	0.1667	0.9987
0.4	0.2770	0.9577	0.2795	0.9700	0.2810	0.9771	0.2825	0.9845	0.2838	0.9906	0.2847	0.9952	0.2852	0.9976	0.2857	0.9976
0.6	0.3602	0.9384	0.3646	0.9562	0.3670	0.9664	0.3696	0.9772	0.3717	0.9862	0.3733	0.9930	0.3742	0.9965	0.3750	0.9965
0.8	0.4241	0.9204	0.4300	0.9428	0.4334	0.9562	0.4370	0.9703	0.4399	0.9819	0.4422	0.9909	0.4433	0.9955	0.4444	0.9955
1.0	0.4747	0.9037	0.4819	0.9300	0.4862	0.9462	0.4907	0.9634	0.4944	0.9777	0.4972	0.9887	0.4986	0.9944	0.5000	0.9944
1.5	0.5654	0.8672	0.5744	0.8997	0.5805	0.9224	0.5869	0.9470	0.5920	0.9675	0.5960	0.9835	0.5980	0.9916	0.6000	0.9916
2.0	0.6263	0.8379	0.6356	0.8721	0.6428	0.8998	0.6506	0.9310	0.6570	0.9575	0.6618	0.9784	0.6642	0.9891	0.6667	0.9891
3.0	0.7046	0.7952	0.7122	0.8248	0.7203	0.8582	0.7298	0.9005	0.7379	0.9382	0.7439	0.9683	0.7470	0.9839	0.7500	0.9839
4.0	0.7543	0.7673	0.7590	0.7874	0.7668	0.8219	0.7772	0.8719	0.7862	0.9194	0.7931	0.9583	0.7965	0.9787	0.8000	0.9787
5.0	0.7892	0.7486	0.7913	0.7584	0.7982	0.7910	0.8086	0.8451	0.8184	0.9012	0.8258	0.9484	0.8296	0.9736	0.8333	0.9736

Source: Shah and Focke (1988).



ANEXO 3. TABLAS DE SOLUCIONES PARA GRÁFICAS.



Parametric Table: 1111

	E	E3	E4	NTUmin	NTUmin3	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr
Run 2	0,291	0,4091	0,2899	0,3579	0,5576	10	2,5	0,25
Run 3	0,439	0,5841	0,4347	0,6158	0,9594	10	2,5	0,25
Run 4	0,5524	0,7031	0,5434	0,8737	1,361	10	2,5	0,25
Run 5	0,6406	0,7858	0,626	1,132	1,763	10	2,5	0,25
Run 6	0,7099	0,8444	0,6895	1,389	2,165	10	2,5	0,25
Run 7	0,7649	0,8864	0,7389	1,647	2,567	10	2,5	0,25
Run 8	0,8089	0,9168	0,7779	1,905	2,968	10	2,5	0,25
Run 9	0,8442	0,9389	0,809	2,163	3,37	10	2,5	0,25
Run 10	0,8728	0,95	0,8341	2,421	3,772	10	2,5	0,25
Run 11	0,8959	0,9669	0,8546	2,679	4,174	10	2,5	0,25
Run 12	0,9148	0,9756	0,8715	2,937	4,576	10	2,5	0,25
Run 13	0,9301	0,982	0,8856	3,195	4,977	10	2,5	0,25
Run 14	0,9426	0,9867	0,8975	3,453	5,379	10	2,5	0,25
Run 15	0,9529	0,9901	0,9077	3,711	5,781	10	2,5	0,25
Run 16	0,9613	0,9927	0,9164	3,968	6,183	10	2,5	0,25
Run 17	0,9682	0,9946	0,924	4,226	6,585	10	2,5	0,25
Run 18	0,9738	0,996	0,9306	4,484	6,986	10	2,5	0,25
Run 19	0,9784	0,9971	0,9365	4,742	7,388	10	2,5	0,25
Run 20	0,9823	0,9978	0,9416	5	7,79	10	2,5	0,25

Parametric Table: 11111

	E	E3	E4	NTUmin	NTUmin3	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr
Run 1	0,09512	0,1442	0,09512	0,1	0,1558	10	0,1	0,01
Run 2	0,3005	0,4267	0,3004	0,3579	0,5576	10	0,1	0,01
Run 3	0,4589	0,6156	0,4588	0,6158	0,9594	10	0,1	0,01
Run 4	0,5814	0,7421	0,581	0,8737	1,361	10	0,1	0,01
Run 5	0,676	0,8269	0,6754	1,132	1,763	10	0,1	0,01
Run 6	0,7492	0,8838	0,7483	1,389	2,165	10	0,1	0,01
Run 7	0,8058	0,9219	0,8047	1,647	2,567	10	0,1	0,01
Run 8	0,8496	0,9476	0,8483	1,905	2,968	10	0,1	0,01
Run 9	0,8836	0,9648	0,8821	2,163	3,37	10	0,1	0,01
Run 10	0,9098	0,9763	0,9082	2,421	3,772	10	0,1	0,01
Run 11	0,9302	0,9841	0,9285	2,679	4,174	10	0,1	0,01
Run 12	0,9459	0,9893	0,9442	2,937	4,576	10	0,1	0,01
Run 13	0,9581	0,9928	0,9564	3,195	4,977	10	0,1	0,01
Run 14	0,9675	0,9952	0,9659	3,453	5,379	10	0,1	0,01
Run 15	0,9749	0,9968	0,9733	3,711	5,781	10	0,1	0,01
Run 16	0,9805	0,9978	0,979	3,968	6,183	10	0,1	0,01
Run 17	0,9849	0,9985	0,9835	4,226	6,585	10	0,1	0,01
Run 18	0,9883	0,999	0,987	4,484	6,986	10	0,1	0,01
Run 19	0,9909	0,9993	0,9897	4,742	7,388	10	0,1	0,01
Run 20	0,993	0,9996	0,9919	5	7,79	10	0,1	0,01

Parametric Table: 111111

	E	E3	E4	NTUmin	NTUmin3	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr
Run 1	0,09091	0,1348	0,09077	0,1	0,1558	10	10	0,9999
Run 2	0,2636	0,358	0,2598	0,3579	0,5576	10	10	0,9999



Parametric Table: NUSELBARRIDOCAUDAL

	Nusselt _{COLD}	T _{c,in} [°C]	T _{h,in} [°C]
Run 5	50,89	15	95
Run 6	56,08	15	95
Run 7	61	15	95
Run 8	65,72	15	95
Run 9	70,25	15	95
Run 10	74,62	15	95
Run 11	78,85	15	95
Run 12	82,95	15	95
Run 13	86,95	15	95
Run 14	90,84	15	95
Run 15	94,65	15	95
Run 16	98,37	15	95
Run 17	102	15	95
Run 18	105,6	15	95
Run 19	109,1	15	95
Run 20	112,5	15	95

Parametric Table: NUSELBARRIDOCAUDL2

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}
Run 1	0,9993	1	0,9943	10	1	0,1	113,4
Run 2	0,9969	0,9999	0,9831	10	1,474	0,1474	113,4
Run 3	0,9919	0,9994	0,9664	10	1,947	0,1947	113,4
Run 4	0,9839	0,9981	0,9454	10	2,421	0,2421	113,4
Run 5	0,9729	0,9957	0,9217	10	2,895	0,2895	113,4
Run 6	0,9591	0,9916	0,8963	10	3,368	0,3368	113,4
Run 7	0,943	0,9856	0,8701	10	3,842	0,3842	113,4
Run 8	0,925	0,9774	0,8439	10	4,316	0,4316	113,4
Run 9	0,9057	0,9671	0,8179	10	4,789	0,4789	113,4
Run 10	0,8853	0,9547	0,7926	10	5,263	0,5263	113,4
Run 11	0,8643	0,9404	0,768	10	5,737	0,5737	113,4
Run 12	0,8429	0,9244	0,7444	10	6,211	0,6211	113,4
Run 13	0,8215	0,9071	0,7217	10	6,684	0,6684	113,4
Run 14	0,8002	0,8887	0,7001	10	7,158	0,7158	113,4
Run 15	0,7793	0,8694	0,6794	10	7,632	0,7632	113,4
Run 16	0,7587	0,8497	0,6597	10	8,105	0,8105	113,4
Run 17	0,7386	0,8296	0,6409	10	8,579	0,8579	113,4
Run 18	0,7191	0,8095	0,623	10	9,053	0,9053	113,4
Run 19	0,7001	0,7894	0,6059	10	9,526	0,9526	113,4
Run 20	0,6818	0,7695	0,5897	10	10	0,9999	113,4

Parametric Table: NUSELBARRIDOCAUDL2

	Nusselt _{COLD}	T _{c,in} [°C]	T _{h,in} [°C]
Run 1	25,98	20	95
Run 2	33,3	20	95
Run 3	39,8	20	95
Run 4	45,75	20	95
Run 5	51,29	20	95
Run 6	56,52	20	95



Parametric Table: NUSELBARRIDOCAUDL2

	Nusselt _{COLD}	T _{c,in} [°C]	T _{h,in} [°C]
Run 7	61,48	20	95
Run 8	66,23	20	95
Run 9	70,8	20	95
Run 10	75,2	20	95
Run 11	79,47	20	95
Run 12	83,61	20	95
Run 13	87,63	20	95
Run 14	91,56	20	95
Run 15	95,39	20	95
Run 16	99,14	20	95
Run 17	102,8	20	95
Run 18	106,4	20	95
Run 19	109,9	20	95
Run 20	113,4	20	95

Parametric Table: NASELBARRIDO3

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}
Run 1	0,9995	1	0,9951	10	1	0,1	116,9
Run 2	0,9976	0,9999	0,9849	10	1,474	0,1474	116,9
Run 3	0,9934	0,9996	0,9693	10	1,947	0,1947	116,9
Run 4	0,9864	0,9986	0,9493	10	2,421	0,2421	116,9
Run 5	0,9766	0,9966	0,9263	10	2,895	0,2895	116,9
Run 6	0,964	0,9931	0,9015	10	3,368	0,3368	116,9
Run 7	0,949	0,9878	0,8758	10	3,842	0,3842	116,9
Run 8	0,932	0,9805	0,8498	10	4,316	0,4316	116,9
Run 9	0,9134	0,971	0,824	10	4,789	0,4789	116,9
Run 10	0,8937	0,9595	0,7987	10	5,263	0,5263	116,9
Run 11	0,8732	0,9459	0,7741	10	5,737	0,5737	116,9
Run 12	0,8523	0,9306	0,7504	10	6,211	0,6211	116,9
Run 13	0,8311	0,9138	0,7277	10	6,684	0,6684	116,9
Run 14	0,81	0,8958	0,7059	10	7,158	0,7158	116,9
Run 15	0,7891	0,8769	0,6851	10	7,632	0,7632	116,9
Run 16	0,7685	0,8574	0,6652	10	8,105	0,8105	116,9
Run 17	0,7484	0,8374	0,6463	10	8,579	0,8579	116,9
Run 18	0,7287	0,8173	0,6282	10	9,053	0,9053	116,9
Run 19	0,7096	0,7971	0,611	10	9,526	0,9526	116,9
Run 20	0,6912	0,7771	0,5947	10	10	0,9999	116,9

Parametric Table: NASELBARRIDO3

	Nusselt _{COLD}	T _{c,in} [°C]	T _{h,in} [°C]
Run 1	26,77	40	95
Run 2	34,32	40	95
Run 3	41,02	40	95
Run 4	47,15	40	95
Run 5	52,86	40	95
Run 6	58,25	40	95
Run 7	63,37	40	95
Run 8	68,26	40	95



Parametric Table: NASELBARRIDO3

	Nusselt _{COLD}	T _{c,in} [°C]	T _{h,in} [°C]
Run 9	72,96	40	95
Run 10	77,5	40	95
Run 11	81,9	40	95
Run 12	86,16	40	95
Run 13	90,31	40	95
Run 14	94,36	40	95
Run 15	98,31	40	95
Run 16	102,2	40	95
Run 17	106	40	95
Run 18	109,7	40	95
Run 19	113,3	40	95
Run 20	116,9	40	95

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr5

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}	Nusselt _{COLD}
Run 1	0,8896	0,9579	0,8012	10	5	0,5	110,7	71,05
Run 2	0,8901	0,9582	0,8016	10	5	0,5	110,9	71,17
Run 3	0,8906	0,9585	0,802	10	5	0,5	111,1	71,3
Run 4	0,8912	0,9588	0,8024	10	5	0,5	111,3	71,42
Run 5	0,8917	0,9591	0,8028	10	5	0,5	111,5	71,54
Run 6	0,8922	0,9594	0,8032	10	5	0,5	111,7	71,66
Run 7	0,8927	0,9596	0,8036	10	5	0,5	111,9	71,78
Run 8	0,8932	0,9599	0,8039	10	5	0,5	112,1	71,9
Run 9	0,8937	0,9602	0,8043	10	5	0,5	112,2	72,03
Run 10	0,8942	0,9605	0,8047	10	5	0,5	112,4	72,15
Run 11	0,8947	0,9607	0,805	10	5	0,5	112,6	72,27
Run 12	0,8952	0,961	0,8054	10	5	0,5	112,8	72,39
Run 13	0,8956	0,9613	0,8058	10	5	0,5	113	72,51
Run 14	0,8961	0,9615	0,8061	10	5	0,5	113,2	72,63
Run 15	0,8966	0,9618	0,8065	10	5	0,5	113,4	72,75
Run 16	0,897	0,962	0,8068	10	5	0,5	113,5	72,86
Run 17	0,8975	0,9623	0,8071	10	5	0,5	113,7	72,98
Run 18	0,898	0,9625	0,8075	10	5	0,5	113,9	73,1
Run 19	0,8984	0,9628	0,8078	10	5	0,5	114,1	73,22
Run 20	0,8989	0,963	0,8082	10	5	0,5	114,3	73,34

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr6

	T _{c,in} [°C]	T _{h,in} [°C]
Run 1	5	95
Run 2	6,053	95
Run 3	7,105	95
Run 4	8,158	95
Run 5	9,211	95
Run 6	10,26	95
Run 7	11,32	95
Run 8	12,37	95
Run 9	13,42	95
Run 10	14,47	95



Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr5

	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{h,in}$ [°C]
Run 11	15,53	95
Run 12	16,58	95
Run 13	17,63	95
Run 14	18,68	95
Run 15	19,74	95
Run 16	20,79	95
Run 17	21,84	95
Run 18	22,89	95
Run 19	23,95	95
Run 20	25	95

Parametric Table: TEMPERATURA DE ENTRADAcr25

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}	Nusselt _{cold}
Run 1	0,9797	0,9973	0,9381	10	2,5	0,25	110,7	45,59
Run 2	0,9799	0,9974	0,9384	10	2,5	0,25	110,9	45,67
Run 3	0,9801	0,9974	0,9386	10	2,5	0,25	111,1	45,75
Run 4	0,9803	0,9974	0,9389	10	2,5	0,25	111,3	45,83
Run 5	0,9805	0,9975	0,9391	10	2,5	0,25	111,5	45,91
Run 6	0,9807	0,9975	0,9394	10	2,5	0,25	111,7	45,99
Run 7	0,9808	0,9975	0,9397	10	2,5	0,25	111,9	46,06
Run 8	0,981	0,9976	0,9399	10	2,5	0,25	112,1	46,14
Run 9	0,9812	0,9976	0,9402	10	2,5	0,25	112,2	46,22
Run 10	0,9814	0,9977	0,9404	10	2,5	0,25	112,4	46,3
Run 11	0,9815	0,9977	0,9406	10	2,5	0,25	112,6	46,37
Run 12	0,9817	0,9977	0,9409	10	2,5	0,25	112,8	46,45
Run 13	0,9819	0,9978	0,9411	10	2,5	0,25	113	46,53
Run 14	0,9821	0,9978	0,9414	10	2,5	0,25	113,2	46,61
Run 15	0,9822	0,9978	0,9416	10	2,5	0,25	113,4	46,68
Run 16	0,9824	0,9978	0,9418	10	2,5	0,25	113,5	46,76
Run 17	0,9825	0,9979	0,9421	10	2,5	0,25	113,7	46,83
Run 18	0,9827	0,9979	0,9423	10	2,5	0,25	113,9	46,91
Run 19	0,9829	0,9979	0,9425	10	2,5	0,25	114,1	46,99
Run 20	0,983	0,998	0,9427	10	2,5	0,25	114,3	47,06

Parametric Table: TEMPERATURA DE ENTRADAcr25

	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{h,in}$ [°C]
Run 1	5	95
Run 2	6,053	95
Run 3	7,105	95
Run 4	8,158	95
Run 5	9,211	95
Run 6	10,26	95
Run 7	11,32	95
Run 8	12,37	95
Run 9	13,42	95
Run 10	14,47	95
Run 11	15,53	95
Run 12	16,58	95



Parametric Table: TEMPERATURA DE ENTRADAcr25

	T _{c,in} [°C]	T _{h,in} [°C]
Run 13	17,63	95
Run 14	18,68	95
Run 15	19,74	95
Run 16	20,79	95
Run 17	21,84	95
Run 18	22,89	95
Run 19	23,95	95
Run 20	25	95

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr0

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}	Nusselt _{COLD}	T _{c,in} [°C]
Run 1	1	1	1	10	0,01	0,001	110,7	1,331	5
Run 2	1	1	1	10	0,01	0,001	110,9	1,333	6,053
Run 3	1	1	1	10	0,01	0,001	111,1	1,336	7,105
Run 4	1	1	1	10	0,01	0,001	111,3	1,338	8,158
Run 5	1	1	1	10	0,01	0,001	111,5	1,34	9,211
Run 6	1	1	1	10	0,01	0,001	111,7	1,343	10,26
Run 7	1	1	1	10	0,01	0,001	111,9	1,345	11,32
Run 8	1	1	1	10	0,01	0,001	112,1	1,347	12,37
Run 9	1	1	1	10	0,01	0,001	112,2	1,349	13,42
Run 10	1	1	1	10	0,01	0,001	112,4	1,352	14,47
Run 11	1	1	1	10	0,01	0,001	112,6	1,354	15,53
Run 12	1	1	1	10	0,01	0,001	112,8	1,356	16,58
Run 13	1	1	1	10	0,01	0,001	113	1,358	17,63
Run 14	1	1	1	10	0,01	0,001	113,2	1,361	18,68
Run 15	1	1	1	10	0,01	0,001	113,4	1,363	19,74
Run 16	1	1	1	10	0,01	0,001	113,5	1,365	20,79
Run 17	1	1	1	10	0,01	0,001	113,7	1,367	21,84
Run 18	1	1	1	10	0,01	0,001	113,9	1,37	22,89
Run 19	1	1	1	10	0,01	0,001	114,1	1,372	23,95
Run 20	1	1	1	10	0,01	0,001	114,3	1,374	25

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr0

	T _{h,in} [°C]
Run 1	95
Run 2	95
Run 3	95
Run 4	95
Run 5	95
Run 6	95
Run 7	95
Run 8	95
Run 9	95
Run 10	95
Run 11	95
Run 12	95
Run 13	95
Run 14	95



Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr0

	$T_{h,in}$ [°C]
Run 15	95
Run 16	95
Run 17	95
Run 18	95
Run 19	95
Run 20	95

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr75

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}	Nusselt _{COLD}
Run 1	0,7766	0,8684	0,68	10	7,5	0,75	110,7	92,1
Run 2	0,7772	0,8689	0,6804	10	7,5	0,75	110,9	92,26
Run 3	0,7778	0,8694	0,6808	10	7,5	0,75	111,1	92,42
Run 4	0,7785	0,8698	0,6811	10	7,5	0,75	111,3	92,58
Run 5	0,7791	0,8703	0,6815	10	7,5	0,75	111,5	92,74
Run 6	0,7797	0,8708	0,6819	10	7,5	0,75	111,7	92,89
Run 7	0,7803	0,8712	0,6822	10	7,5	0,75	111,9	93,05
Run 8	0,7809	0,8717	0,6826	10	7,5	0,75	112,1	93,21
Run 9	0,7815	0,8721	0,6829	10	7,5	0,75	112,2	93,37
Run 10	0,7821	0,8726	0,6833	10	7,5	0,75	112,4	93,52
Run 11	0,7826	0,873	0,6836	10	7,5	0,75	112,6	93,68
Run 12	0,7832	0,8734	0,684	10	7,5	0,75	112,8	93,83
Run 13	0,7838	0,8739	0,6843	10	7,5	0,75	113	93,99
Run 14	0,7844	0,8743	0,6846	10	7,5	0,75	113,2	94,14
Run 15	0,7849	0,8747	0,685	10	7,5	0,75	113,4	94,3
Run 16	0,7855	0,8752	0,6853	10	7,5	0,75	113,5	94,45
Run 17	0,786	0,8756	0,6856	10	7,5	0,75	113,7	94,61
Run 18	0,7866	0,876	0,6859	10	7,5	0,75	113,9	94,76
Run 19	0,7871	0,8764	0,6863	10	7,5	0,75	114,1	94,91
Run 20	0,7877	0,8768	0,6866	10	7,5	0,75	114,3	95,07

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr75

	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{h,in}$ [°C]
Run 1	5	95
Run 2	6,053	95
Run 3	7,105	95
Run 4	8,158	95
Run 5	9,211	95
Run 6	10,26	95
Run 7	11,32	95
Run 8	12,37	95
Run 9	13,42	95
Run 10	14,47	95
Run 11	15,53	95
Run 12	16,58	95
Run 13	17,63	95
Run 14	18,68	95
Run 15	19,74	95
Run 16	20,79	95



Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr75

	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{h,in}$ [°C]
Run 17	21,84	95
Run 18	22,89	95
Run 19	23,95	95
Run 20	25	95

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr1

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}
Run 1	0,6739	0,763	0,5854	10	10	0,9999	110,7
Run 2	0,6744	0,7635	0,5857	10	10	0,9999	110,9
Run 3	0,675	0,764	0,586	10	10	0,9999	111,1
Run 4	0,6756	0,7644	0,5863	10	10	0,9999	111,3
Run 5	0,6762	0,7649	0,5866	10	10	0,9999	111,5
Run 6	0,6768	0,7654	0,5869	10	10	0,9999	111,7
Run 7	0,6773	0,7658	0,5873	10	10	0,9999	111,9
Run 8	0,6779	0,7663	0,5876	10	10	0,9999	112,1
Run 9	0,6785	0,7668	0,5879	10	10	0,9999	112,2
Run 10	0,679	0,7672	0,5882	10	10	0,9999	112,4
Run 11	0,6796	0,7677	0,5885	10	10	0,9999	112,6
Run 12	0,6801	0,7681	0,5888	10	10	0,9999	112,8
Run 13	0,6806	0,7686	0,5891	10	10	0,9999	113
Run 14	0,6812	0,769	0,5893	10	10	0,9999	113,2
Run 15	0,6817	0,7694	0,5896	10	10	0,9999	113,4
Run 16	0,6822	0,7699	0,5899	10	10	0,9999	113,5
Run 17	0,6828	0,7703	0,5902	10	10	0,9999	113,7
Run 18	0,6833	0,7707	0,5905	10	10	0,9999	113,9
Run 19	0,6838	0,7711	0,5908	10	10	0,9999	114,1
Run 20	0,6843	0,7716	0,591	10	10	0,9999	114,3

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr1

	Nusselt _{COLD}	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{h,in}$ [°C]
Run 1	110,7	5	95
Run 2	110,9	6,053	95
Run 3	111,1	7,105	95
Run 4	111,3	8,158	95
Run 5	111,5	9,211	95
Run 6	111,7	10,26	95
Run 7	111,9	11,32	95
Run 8	112,1	12,37	95
Run 9	112,2	13,42	95
Run 10	112,4	14,47	95
Run 11	112,6	15,53	95
Run 12	112,8	16,58	95
Run 13	113	17,63	95
Run 14	113,2	18,68	95
Run 15	113,4	19,74	95
Run 16	113,5	20,79	95
Run 17	113,7	21,84	95
Run 18	113,9	22,89	95



Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr1

	Nusselt _{COLD}	T _{c,in} [°C]	T _{h,in} [°C]
Run 19	114,1	23,95	95
Run 20	114,3	25	95

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr5 (copy)

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}	Nusselt _{COLD}
Run 1	0,8612	0,9413	0,7804	10	5	0,5	101,9	65,4
Run 2	0,8636	0,9428	0,7821	10	5	0,5	102,6	65,83
Run 3	0,866	0,9442	0,7838	10	5	0,5	103,2	66,26
Run 4	0,8682	0,9456	0,7855	10	5	0,5	103,9	66,67
Run 5	0,8704	0,9469	0,7871	10	5	0,5	104,5	67,08
Run 6	0,8726	0,9481	0,7887	10	5	0,5	105,2	67,49
Run 7	0,8746	0,9494	0,7902	10	5	0,5	105,8	67,89
Run 8	0,8766	0,9505	0,7917	10	5	0,5	106,4	68,29
Run 9	0,8786	0,9517	0,7931	10	5	0,5	107	68,68
Run 10	0,8805	0,9528	0,7945	10	5	0,5	107,6	69,07
Run 11	0,8823	0,9538	0,7959	10	5	0,5	108,2	69,45
Run 12	0,8841	0,9548	0,7972	10	5	0,5	108,8	69,84
Run 13	0,8859	0,9558	0,7985	10	5	0,5	109,4	70,21
Run 14	0,8875	0,9568	0,7997	10	5	0,5	110	70,59
Run 15	0,8892	0,9577	0,8009	10	5	0,5	110,6	70,96
Run 16	0,8908	0,9586	0,8021	10	5	0,5	111,2	71,33
Run 17	0,8923	0,9594	0,8033	10	5	0,5	111,7	71,69
Run 18	0,8938	0,9603	0,8044	10	5	0,5	112,3	72,06
Run 19	0,8953	0,9611	0,8055	10	5	0,5	112,8	72,42
Run 20	0,8967	0,9618	0,8065	10	5	0,5	113,4	72,78

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr5 (copy)

	T _{c,in} [°C]	T _{h,in} [°C]
Run 1	15	40
Run 2	15	43,16
Run 3	15	46,32
Run 4	15	49,47
Run 5	15	52,63
Run 6	15	55,79
Run 7	15	58,95
Run 8	15	62,11
Run 9	15	65,26
Run 10	15	68,42
Run 11	15	71,58
Run 12	15	74,74
Run 13	15	77,89
Run 14	15	81,05
Run 15	15	84,21
Run 16	15	87,37
Run 17	15	90,53
Run 18	15	93,68
Run 19	15	96,84
Run 20	15	100



Parametric Table: TEMPERATURA DE ENTRADAcr25 (copy)

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}	Nusselt _{COLD}
Run 1	0,9679	0,9945	0,9236	10	2,5	0,25	101,9	41,97
Run 2	0,969	0,9948	0,9249	10	2,5	0,25	102,6	42,25
Run 3	0,97	0,9951	0,9261	10	2,5	0,25	103,2	42,52
Run 4	0,971	0,9953	0,9273	10	2,5	0,25	103,9	42,78
Run 5	0,972	0,9956	0,9284	10	2,5	0,25	104,5	43,05
Run 6	0,9729	0,9958	0,9295	10	2,5	0,25	105,2	43,31
Run 7	0,9738	0,996	0,9305	10	2,5	0,25	105,8	43,57
Run 8	0,9746	0,9962	0,9316	10	2,5	0,25	106,4	43,82
Run 9	0,9754	0,9964	0,9326	10	2,5	0,25	107	44,07
Run 10	0,9762	0,9966	0,9335	10	2,5	0,25	107,6	44,32
Run 11	0,9769	0,9967	0,9345	10	2,5	0,25	108,2	44,57
Run 12	0,9776	0,9969	0,9354	10	2,5	0,25	108,8	44,81
Run 13	0,9783	0,997	0,9362	10	2,5	0,25	109,4	45,06
Run 14	0,9789	0,9972	0,9371	10	2,5	0,25	110	45,3
Run 15	0,9795	0,9973	0,9379	10	2,5	0,25	110,6	45,53
Run 16	0,9801	0,9974	0,9387	10	2,5	0,25	111,2	45,77
Run 17	0,9807	0,9975	0,9395	10	2,5	0,25	111,7	46,01
Run 18	0,9812	0,9976	0,9402	10	2,5	0,25	112,3	46,24
Run 19	0,9818	0,9977	0,9409	10	2,5	0,25	112,8	46,47
Run 20	0,9823	0,9978	0,9416	10	2,5	0,25	113,4	46,7

Parametric Table: TEMPERATURA DE ENTRADAcr25 (copy)

	T _{c,in} [°C]	T _{h,in} [°C]
Run 1	15	40
Run 2	15	43,16
Run 3	15	46,32
Run 4	15	49,47
Run 5	15	52,63
Run 6	15	55,79
Run 7	15	58,95
Run 8	15	62,11
Run 9	15	65,26
Run 10	15	68,42
Run 11	15	71,58
Run 12	15	74,74
Run 13	15	77,89
Run 14	15	81,05
Run 15	15	84,21
Run 16	15	87,37
Run 17	15	90,53
Run 18	15	93,68
Run 19	15	96,84
Run 20	15	100



Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr0 (copy)

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}	Nusselt _{COLD}	T _{c,in} [°C]
Run 1	1	1	1	10	0,01	0,001	101,9	1,225	15
Run 2	1	1	1	10	0,01	0,001	102,6	1,233	15
Run 3	1	1	1	10	0,01	0,001	103,2	1,241	15
Run 4	1	1	1	10	0,01	0,001	103,9	1,249	15
Run 5	1	1	1	10	0,01	0,001	104,5	1,257	15
Run 6	1	1	1	10	0,01	0,001	105,2	1,264	15
Run 7	1	1	1	10	0,01	0,001	105,8	1,272	15
Run 8	1	1	1	10	0,01	0,001	106,4	1,279	15
Run 9	1	1	1	10	0,01	0,001	107	1,287	15
Run 10	1	1	1	10	0,01	0,001	107,6	1,294	15
Run 11	1	1	1	10	0,01	0,001	108,2	1,301	15
Run 12	1	1	1	10	0,01	0,001	108,8	1,308	15
Run 13	1	1	1	10	0,01	0,001	109,4	1,315	15
Run 14	1	1	1	10	0,01	0,001	110	1,322	15
Run 15	1	1	1	10	0,01	0,001	110,6	1,329	15
Run 16	1	1	1	10	0,01	0,001	111,2	1,336	15
Run 17	1	1	1	10	0,01	0,001	111,7	1,343	15
Run 18	1	1	1	10	0,01	0,001	112,3	1,35	15
Run 19	1	1	1	10	0,01	0,001	112,8	1,357	15
Run 20	1	1	1	10	0,01	0,001	113,4	1,363	15

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr0 (copy)

	T _{h,in} [°C]
Run 1	40
Run 2	43,16
Run 3	46,32
Run 4	49,47
Run 5	52,63
Run 6	55,79
Run 7	58,95
Run 8	62,11
Run 9	65,26
Run 10	68,42
Run 11	71,58
Run 12	74,74
Run 13	77,89
Run 14	81,05
Run 15	84,21
Run 16	87,37
Run 17	90,53
Run 18	93,68
Run 19	96,84
Run 20	100

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr75 (copy)

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}	Nusselt _{COLD}
Run 1	0,7443	0,8431	0,6602	10	7,5	0,75	101,9	84,78



Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAc75 (copy)

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}	Nusselt _{COLD}
Run 2	0,7469	0,8453	0,6619	10	7,5	0,75	102,6	85,34
Run 3	0,7495	0,8473	0,6635	10	7,5	0,75	103,2	85,89
Run 4	0,7521	0,8493	0,6651	10	7,5	0,75	103,9	86,43
Run 5	0,7545	0,8513	0,6666	10	7,5	0,75	104,5	86,96
Run 6	0,7569	0,8532	0,6681	10	7,5	0,75	105,2	87,49
Run 7	0,7593	0,855	0,6695	10	7,5	0,75	105,8	88,01
Run 8	0,7616	0,8568	0,671	10	7,5	0,75	106,4	88,52
Run 9	0,7638	0,8585	0,6723	10	7,5	0,75	107	89,03
Run 10	0,766	0,8602	0,6736	10	7,5	0,75	107,6	89,53
Run 11	0,7681	0,8619	0,6749	10	7,5	0,75	108,2	90,03
Run 12	0,7702	0,8635	0,6762	10	7,5	0,75	108,8	90,53
Run 13	0,7722	0,865	0,6774	10	7,5	0,75	109,4	91,01
Run 14	0,7742	0,8666	0,6786	10	7,5	0,75	110	91,5
Run 15	0,7761	0,868	0,6797	10	7,5	0,75	110,6	91,98
Run 16	0,778	0,8695	0,6809	10	7,5	0,75	111,2	92,46
Run 17	0,7798	0,8709	0,6819	10	7,5	0,75	111,7	92,93
Run 18	0,7816	0,8722	0,683	10	7,5	0,75	112,3	93,4
Run 19	0,7834	0,8736	0,684	10	7,5	0,75	112,8	93,87
Run 20	0,7851	0,8748	0,685	10	7,5	0,75	113,4	94,34

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAc75 (copy)

	T _{c,in} [°C]	T _{h,in} [°C]
Run 1	15	40
Run 2	15	43,16
Run 3	15	46,32
Run 4	15	49,47
Run 5	15	52,63
Run 6	15	55,79
Run 7	15	58,95
Run 8	15	62,11
Run 9	15	65,26
Run 10	15	68,42
Run 11	15	71,58
Run 12	15	74,74
Run 13	15	77,89
Run 14	15	81,05
Run 15	15	84,21
Run 16	15	87,37
Run 17	15	90,53
Run 18	15	93,68
Run 19	15	96,84
Run 20	15	100

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAc75 (copy)

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}
Run 1	0,6436	0,7378	0,568	10	10	0,9999	101,9
Run 2	0,6461	0,7399	0,5695	10	10	0,9999	102,6
Run 3	0,6485	0,7419	0,5709	10	10	0,9999	103,2



Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr1 (copy)

	E	E3	E4	MTOTAL _{HOT} [kg/s]	MTOTAL _{COLD} [kg/s]	Cr	Nusselt _{hot}
Run 4	0,6509	0,7439	0,5723	10	10	0,9999	103,9
Run 5	0,6532	0,7458	0,5736	10	10	0,9999	104,5
Run 6	0,6554	0,7477	0,5749	10	10	0,9999	105,2
Run 7	0,6576	0,7495	0,5762	10	10	0,9999	105,8
Run 8	0,6598	0,7513	0,5774	10	10	0,9999	106,4
Run 9	0,6619	0,7531	0,5786	10	10	0,9999	107
Run 10	0,6639	0,7548	0,5798	10	10	0,9999	107,6
Run 11	0,6659	0,7564	0,5809	10	10	0,9999	108,2
Run 12	0,6678	0,758	0,582	10	10	0,9999	108,8
Run 13	0,6697	0,7596	0,5831	10	10	0,9999	109,4
Run 14	0,6716	0,7611	0,5841	10	10	0,9999	110
Run 15	0,6734	0,7626	0,5851	10	10	0,9999	110,6
Run 16	0,6752	0,7641	0,5861	10	10	0,9999	111,2
Run 17	0,6769	0,7655	0,587	10	10	0,9999	111,7
Run 18	0,6786	0,7669	0,5879	10	10	0,9999	112,3
Run 19	0,6802	0,7682	0,5888	10	10	0,9999	112,8
Run 20	0,6818	0,7695	0,5897	10	10	0,9999	113,4

Parametric Table: TEMOERATURA DE ENTRADAcr1 (copy)

	Nusselt _{COLD}	T _{c,in} [°C]	T _{h,in} [°C]
Run 1	101,9	15	40
Run 2	102,6	15	43,16
Run 3	103,2	15	46,32
Run 4	103,9	15	49,47
Run 5	104,5	15	52,63
Run 6	105,2	15	55,79
Run 7	105,8	15	58,95
Run 8	106,4	15	62,11
Run 9	107	15	65,26
Run 10	107,6	15	68,42
Run 11	108,2	15	71,58
Run 12	108,8	15	74,74
Run 13	109,4	15	77,89
Run 14	110	15	81,05
Run 15	110,6	15	84,21
Run 16	111,2	15	87,37
Run 17	111,7	15	90,53
Run 18	112,3	15	93,68
Run 19	112,8	15	96,84
Run 20	113,4	15	100

Parametric Table: Table 19

	N	NTU _{min}	T _{c,out} [°C]	T _{c,out2} [°C]	T _{c,out3}	T _{c,out4}
Run 1	3	0,7873	54,28	52,73	65,29	53,24
Run 2	4	0,9101	57,83	56,56	68,89	56,44
Run 3	5	1,012	60,48	59	71,47	58,79
Run 4	6	1,101	62,58	60,88	73,46	60,62
Run 5	7	1,179	64,3	62,53	75,05	62,09



Parametric Table: Table 19

	N	NTUmin	T _{c,out} [°C]	T _{c,out2} [°C]	T _{c,out3}	T _{c,out4}
Run 6	8	1,249	65,75	63,89	76,37	63,32
Run 7	9	1,314	67,01	65,22	77,48	64,37
Run 8	10	1,374	68,11	66,45	78,44	65,28
Run 9	11	1,429	69,08	67,57	79,28	66,08
Run 10	12	1,481	69,96	68,63	80,02	66,79
Run 11	13	1,53	70,75	69,44	80,68	67,43
Run 12	14	1,577	71,47	70,1	81,28	68,01
Run 13	15	1,621	72,13	70,73	81,82	68,54
Run 14	16	1,663	72,74	71,33	82,32	69,02
Run 15	17	1,704	73,31	71,91	82,77	69,47
Run 16	18	1,743	73,84	72,47	83,19	69,88
Run 17	19	1,78	74,33	73,02	83,58	70,27
Run 18	20	1,816	74,79	73,55	83,94	70,63
Run 19	21	1,851	75,23	74,03	84,27	70,96
Run 20	22	1,885	75,64	74,49	84,59	71,28
Run 21	23	1,918	76,03	74,94	84,88	71,58
Run 22	24	1,949	76,4	75,37	85,16	71,86
Run 23	25	1,98	76,75	75,8	85,42	72,13
Run 24	26	2,01	77,08	76,16	85,67	72,38
Run 25	27	2,04	77,4	76,41	85,9	72,62
Run 26	28	2,068	77,7	76,66	86,13	72,85
Run 27	29	2,096	77,99	76,9	86,34	73,07
Run 28	30	2,123	78,27	77,13	86,54	73,28
Run 29	31	2,15	78,54	77,37	86,73	73,48
Run 30	32	2,176	78,79	77,59	86,91	73,67
Run 31	33	2,201	79,04	77,82	87,09	73,85
Run 32	34	2,227	79,28	78,04	87,26	74,03
Run 33	35	2,251	79,51	78,25	87,42	74,2
Run 34	36	2,275	79,73	78,47	87,57	74,36
Run 35	37	2,299	79,94	78,67	87,72	74,52
Run 36	38	2,322	80,15	78,88	87,86	74,67
Run 37	39	2,345	80,35	79,08	88	74,82
Run 38	40	2,367	80,54	79,28	88,13	74,96
Run 39	41	2,389	80,73	79,47	88,26	75,1
Run 40	42	2,411	80,91	79,65	88,38	75,24
Run 41	43	2,432	81,08	79,83	88,5	75,37
Run 42	44	2,453	81,25	80	88,61	75,49
Run 43	45	2,474	81,42	80,18	88,72	75,61
Run 44	46	2,494	81,58	80,35	88,83	75,73
Run 45	47	2,515	81,74	80,52	88,93	75,85
Run 46	48	2,534	81,89	80,68	89,03	75,96
Run 47	49	2,554	82,04	80,85	89,13	76,07
Run 48	50	2,573	82,18	81,01	89,22	76,17
Run 49	51	2,592	82,32	81,17	89,31	76,28
Run 50	52	2,611	82,46	81,33	89,4	76,38
Run 51	53	2,63	82,59	81,49	89,49	76,47
Run 52	54	2,648	82,72	81,64	89,57	76,57
Run 53	55	2,666	82,85	81,8	89,65	76,66
Run 54	56	2,684	82,98	81,95	89,73	76,75
Run 55	57	2,702	83,1	82,1	89,81	76,84
Run 56	58	2,719	83,22	82,25	89,88	76,93
Run 57	59	2,736	83,33	82,4	89,96	77,02
Run 58	60	2,754	83,45	82,54	90,03	77,1