

3-1- اطلاعات ورودی مورد نیاز

جهت طراحی اولیه چگالنده سطحی اطلاعات ورودی زیر مورد نیاز می باشد:

- میزان انتقال حرارت
- دمای اشباع چگالنده (یا فشار چگالنده)
- دمای آب خنک کن ورودی
- دبی آب خنک کن
- دبی و شرایط تمام جریان های بخار و آب ورودی به چگالنده
- دبی بخار ورودی از سیلندر فشار ضعیف توربین
- شرایط بخار ورودی از سیلندر فشار ضعیف

3-2- مبانی و معیارها

برای هر واحد باید یک چگالنده در نظر گرفته شود. مواد بکار گرفته شده در چگالنده باید از جنس مناسب انتخاب گردیده و نیازمند حداقل تعمیرات باشند.

چگالنده باید به گونه ای طراحی گردد که با توجه به شرایط محیطی فشار بهینه خروجی را برای توربین تأمین نماید. در طراحی چگالنده باید عملکرد صحیح و مطمئن توربین - ژنراتور و سیستم چگالنده با تغییرات دمای محیط بین حداقل و حداکثر دما بدون از بین رفتن یا کاهش قدرت خروجی در نظر گرفته شده باشد¹. خلاءساز باید به گونه ای عمل نماید که فشار طراحی پشت توربین را تأمین نماید. پوسته چگالنده باید از صفحات قابل جوش به یکدیگر ساخته شود. کیفیت جوشها باید مناسب بوده و طراحی پوسته به گونه ای باشد که نیاز به حداقل جوشکاری در اجرا داشته باشد. پوسته باید از آب بندی خوبی برخوردار باشد و در تمام شرایط بهره برداری، راه اندازی، و توقف واحد خلاء مورد نیاز را حفظ نماید. پوسته باید دارای ضخامت مناسب باشد.

1- البته ممکن است در محدوده بالایی دمای محیط بهره برداری توربین با کاهش بار پذیرفته شده باشد.

چگالنده باید توسط یک اتصال فانوسی² به خروجی توربین متصل گردد و مسائل انبساط حرارتی در طراحی چگالنده در نظر گرفته شده باشد.

تدابیری جهت دسترسی به محفظه بخار باید در نظر گرفته شده باشد و فلنج ها و اتصالات مناسب جهت اتصال لوله های مختلف و تجهیزات ابزار دقیق باید در نظر گرفته شود.

در هر نقطه ای از چگالنده که تخلیه یا بخار وارد می شود بافلها یا صفحات محافظ جهت حفاظت از پوسته یا تجهیزات داخلی چگالنده باید در نظر گرفته شود. آب جبرانی³ ورودی و تخلیه ها باید در نقاطی وارد گردند که به اندازه کافی هوازدايي شوند. جنس مواد و قطعات داخلی چگالنده باید به گونه ای انتخاب شود که در برابر خودرگی و شرایط بهره برداری مقاوم باشند.

چاهک آب داغ باید به گونه ای طراحی شود که حجم آب چگالیده به اندازه مناسب باشد عمل هوازدايي خوب صورت گرفته و کنترل پایدار سطح آب امکان پذیر باشد. حجم چاهک آب داغ باید به گونه ای باشد که عملکرد مناسب پمپهای آب چگالیده بدون احتمال نفوذ هوا به قسمت مکش پمپ امکان پذیر باشد. ارتفاع سطح آب چگالیده در چگالنده باید هد (ارتفاع) مناسب برای پمپهای آب چگالیده (و آب خنک کن⁴) را تأمین نماید. ضمناً نباید محدودیتی در رابطه با استفاده از پمپهای افقی و عمودی وجود داشته باشد.

علاوه بر موارد فوق الذکر هر چگالنده باید مجهز به اتصالات زیر بوده و پیش بینی های لازم در طراحی مد نظر قرار گیرد:

- اتصالات مربوط به سطح سنج که به قسمت پایین پوسته متصل می گردد.
- دریچه بازدید برای چگالنده جهت بازرسی قسمتهای داخلی
- اتصال مربوط به خلاء سنج برای قسمت بالایی پوسته چگالنده باید در نظر گرفته شود.
- در چگالنده پاششی هر هدر مربوط به نازلها باید به سیستم خلاء ساز متصل گردد.
- محل لازم برای قرار دادن یک دماسنج در مکش هوای خلاء ساز تعبیه شده باشد.

² - Expansion piece

³ - Make up water

⁴ - Circulating water pump

- خلاء شکن به همراه مسیرهای مربوطه باید مد نظر قرار گیرد.
- کلیدهای شناوری برای آلامر سطح چگالنده و ترانسمیتر سطح برای شیرهای کنترل سطح چگالنده باید در نظر گرفته شود.
- اتصالات مربوط به تجهیزات اندازه گیری خلاء چگالنده که در نقاط مختلف در نظر گرفته می شوند.
- اتصال لازم برای سیستم کنترل (سیستم کاهش بار) در صورت از بین رفتن خلاء در نظر گرفته شده باشد.
- اتصالات مربوط به آب جبرانی، آب گردش و تخلیه گرمکنها در نظر گرفته شده باشد. اتصال این مسیرها توسط یک شیر جدایش انجام می گیرد و جهت کنترل سطح چگالنده و هوازدا بکار گرفته می شود.
- کلیه اتصالات فوق الذکر باید به گونه ای در نظر گرفته شوند که دسترسی به آنها ساده باشد.

3-3-1- روش کلی طراحی حرارتی چگالنده سطحی

3-3-1-1- تعیین سطح حرارتی

محاسبات انتقال حرارت جهت تعیین سطح کل حرارتی و تعداد لوله های مورد نیاز در یک چگالنده سطحی نسبتاً پیچیده است و نیاز به اطلاع از بار حرارتی کل وارده به چگالنده و شرایط آنها دارد. یعنی حرارت مبادله شده توسط بخار خروجی از توربین فشار ضعیف، تخلیه های ناشی از گرمکنهای آب تغذیه فشار ضعیف، تخلیه های ناشی از افشانکهای هوا با جریان بخار و نیز چگالنده بخار آب بندی، تخلیه گرمکنهای هوای بخاری و تله های بخار⁵ و غیره.

همچنین نیاز به اطلاع از مکانیزمها و ضرایب انتقال حرارت در بخشهای مختلف چگالنده می باشد. مکانیزمهای انتقال حرارت عبارتند از: تقطیر بخار روی سطوح لوله های سرد ولی با درجه حرارت متغیر، هدایت حرارت از طریق دیواره لوله ها، جابجایی اجباری آب گردش در داخل لوله ها، و جابجایی اجباری

⁵ - Trap

گازهای غیرقابل تقطیر در بخش هوازدايي. هنگامی که چگالنده نو باشد، سطوح خارجی لوله ها معمولاً بدون رسوب هستند، لیکن در اثر کارکرد یک لایه رسوب روی آنها تشکیل می گردد که تقطیر را از حالت قطره ای به حالت لایه ای تبدیل می کند. در این صورت ضرایب انتقال حرارت مبتنی بر مکانیزم تقطیر لایه ای می باشد و بستگی به اختلاف بین درجه حرارت اشباع بخار ورودی به چگالنده و درجه حرارت دیواره لوله ها (معکوساً متناسب است با اختلاف درجه حرارت مذکور به توان 0/25)، و نیز به موقعیتهای نسبی لوله ها در چگالنده، سرعت و اغتشاش بخار و میزان گازهای غیرقابل تقطیر دارد [1].

ضریب انتقال حرارت آب گردشی بستگی به سرعت آن، و درجه حرارت و رسوب سطح داخلی لوله دارد. سازندگان معمولاً طراحیهای خود را مبتنی بر تطبیق با روش پیشنهادی توسط "استاندارهای مؤسسه مبدل حرارتی برای چگالنده های سطحی بخاری"⁶ نموده اند [1].

تعیین سطح انتقال حرارت مبتنی بر معادله معمولی انتقال حرارت است.

$$Q = UA\Delta T_m \quad (1-3)$$

که در آن:

Q : بار حرارتی وارد شده به چگالنده

U : ضریب انتقال حرارت کلی بر مبنای سطح خارجی لوله ها

A : سطح حرارتی (بر مبنای سطح خارجی کل لوله ها)

ΔT_m : اختلاف درجه حرارت متوسط لگاریتمی در چگالنده طبق رابطه زیر:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln(\Delta T_i / \Delta T_o)} \quad (2-3)$$

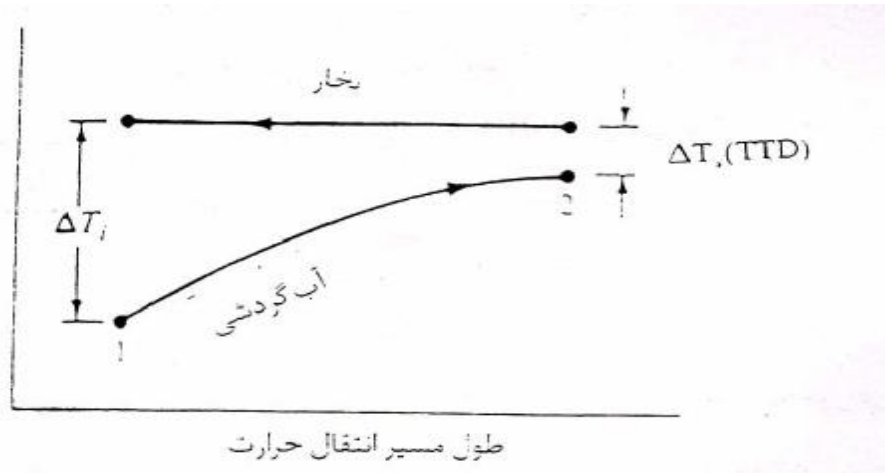
ΔT_i : اختلاف بین درجه حرارت اشباع بخار و درجه حرارت ورودی آب گردشی (مطابق شکل (1-3))

ΔT_o : اختلاف بین درجه حرارت اشباع بخار و درجه حرارت خروجی آب گردشی (مطابق شکل (1-3))

که اختلاف درجه حرارت پایانه یا TTD^7 نیز نامیده می شود.

⁶ - "Heat Exchanger Institute Standards for Steam Surface Condensers. New York"

⁷ - Terminal Temperature Difference



شکل (3-1) - توزیع درجه حرارت در چگالنده

ضریب انتقال حرارت کلی به طور تجربی از رابطه زیر حاصل می شود [1]:

$$U = \bar{U} \times F_t \times F_m \times F_c \times F_p \quad (3-3)$$

\bar{U} : ضریب انتقال حرارت است و از شکل (2-3) بر حسب $\text{Btu}/(\text{ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F hr})$ بدست می آید.

F_t : ضریب تصحیح دما است و از شکل (2-3) بدست می آید.

F_m : ضریب تصحیح ضخامت و جنس لوله است و از جدول گوشه شکل (2-3) قابل دستیابی است.

F_c : ضریب تمیزی برای آب کلرینه⁸ مقدار 0/85 به کار می رود. برای آب با شرایط بدتر ضریب پایین

تر و برای آب با شرایط خوب ضریب 0/95 به کار برده می شود.

F_p : ضریب راه اندازی اولیه برای چگالنده توربین معادل 1 فرض می شود [12].

در برخی از منابع از روش مشابهی استفاده می شود که رابطه آن به صورت زیر است:

$$= C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 \sqrt{V} \quad (4-3)$$

U

C_1 : ضریب بعددار مرتبط با قطر خارجی لوله و جنس لوله

C_2 : ضریب تصحیح بی بعد جهت درجه حرارت ورودی آب گردش

C_3 : ضریب تصحیح بی بعد جهت جنس و استاندارد ابعاد لوله

⁸ - Chlorinated

C_4 : ضریب بی بعد مربوط به تمیزی چگالنده

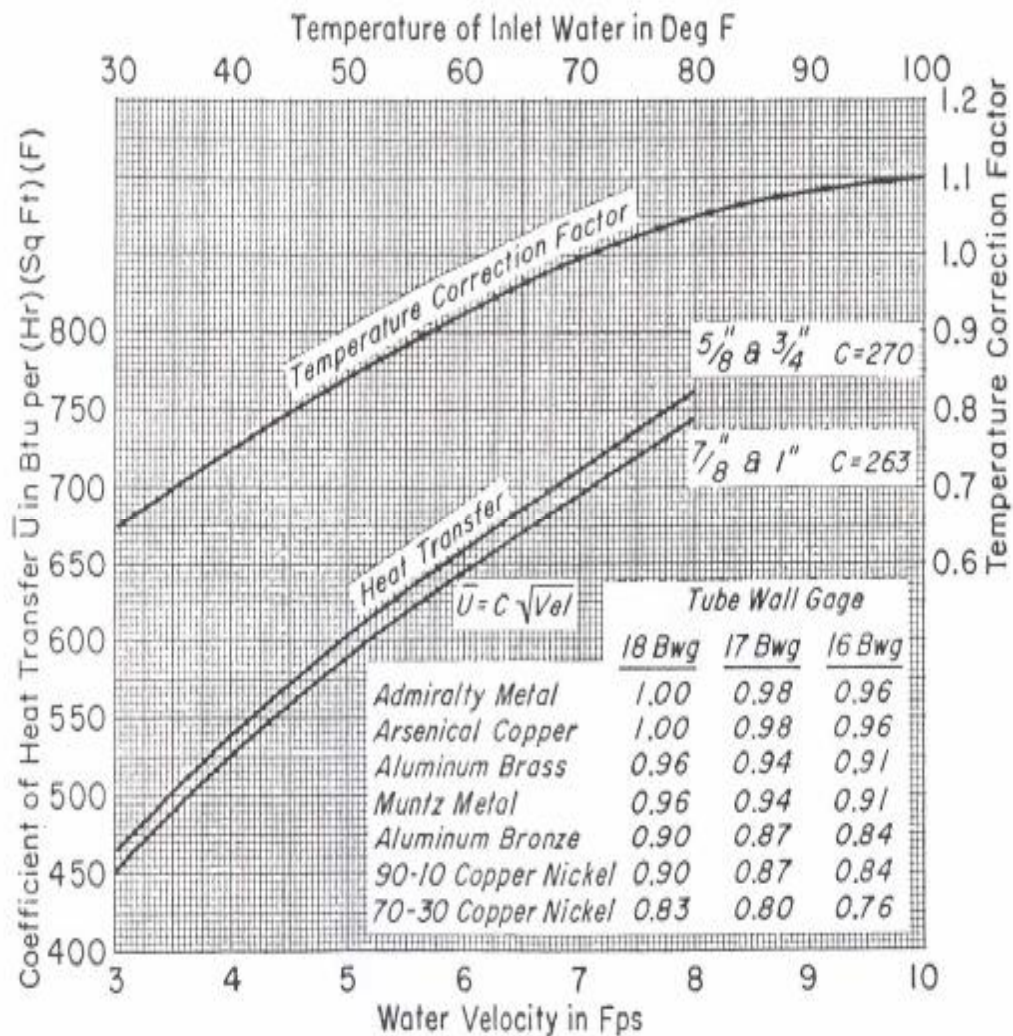
C_5 : این ضریب از رابطه زیر بدست می آید:

$$C_5 = \left(\frac{m \dot{q}_s}{8A} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (5-3)$$

در معادله (5-3) $m \dot{q}_s$ دبی بخار برحسب $\frac{lb}{hr}$ و A سطح انتقال حرارت است. واضح است که چون در

هنگام محاسبه C_5 معلوم نیست در صورت استفاده از این معادله باید مسئله را به صورت سعی و خطا

حل نمود. برای بدست آوردن ضرایب C_1 تا C_4 می توان از جدول (1-3) استفاده نمود [9].



شکل (2-3) - مقادیر U و ضرایب تصحیح F_m و F_t [12]

جدول (1-3) - ضرایب C_1 تا C_4 در معادله (4-3) [9]

قطر خارجی لوله برحسب اینچ (in)											
$\frac{3}{4}$		$\frac{7}{8}$		1							
270		263		251		[But/(ft ² hr ° F)] U برحسب فوت بر ثانیه. C ₁ V برحسب فوت بر ثانیه.					
2777		2705		2582		[W/(m ² ° K)] U برحسب فوت بر ثانیه. C ₁ V برحسب فوت بر ثانیه.					
35		40		45		50		55		60 70 80 90 100 درجه حرارت آب (° F)	
0/57		0/64		0/72		0/79		0/86		0/92 1 1/04 1/08 1/1 C ₂	
جنس لوله: مس - نیکل(30-70) ؛ برنز آلومینیوم دار ؛ برنج آلومینیوم دار ؛ آلیاژ مس دریایی ؛ فولاد ضدزنگ304 مس - نیکل(90-10) ؛ فلز مونتر ؛ آرسنیک - مس											
0/58		1		0/96		0/9		0/83		18 C ₃ معیار (ضخامت) gauge:	
0/56		0/98		0/94		0/87		0/8		17 معیار (ضخامت) gauge:	
0/54		0/96		0/91		0/84		0/6		16 معیار (ضخامت) gauge:	
C ₄ : 0/85 برای لوله های تمیز، کمتر برای لوله های پوشیده از جلبک و رسوب											

به منظور کاربرد سه معادله اخیر و تعیین سطح حرارتی مراتب زیر را انجام می دهیم:

1- ابتدا فرضیاتی را به قرار زیر انجام می دهیم:

- جنس لوله ها شامل طول، قطر خارجی و استاندارد BWG مربوطه را به ازاء قدرت واحد و با

استفاده از جدولی که در فصل اول مطرح شد، انتخاب می نمائیم.

- میزان قابل قبولی را جهت TTD با توجه به آثار تغییرات آن فرض می نمائیم.

- سرعت آب خنک کن را با توجه به وضعیت و شرایط آب و جنس لوله و نیز آثار سرعت برابر مقدار

قابل قبولی تعیین می کنیم.

- درجه حرارت ورودی آب خنک کن را با توجه به شرایط محیطی انتخاب می کنیم.

2- سپس Q یا بار حرارتی وارد به چگالنده را بصورت مجموع انرژی حرارتی بخار خروجی از توربین،

تخلیه گرمکنهای فشار ضعیف، تخلیه چگالنده بخار آب بندی، تخلیه افشانک بخاری و سایر ورودیها در

صورت وجود و با استفاده از پارامترهای مرتبط از چرخه حرارتی تعیین می نمائیم.

3-3-1-1- آثار تغییرات TTD

$$\Delta T = t_2 - t_1 = (t_s - t_1) - (t_s - t_2) = \Delta T_i - TTD \quad (6-3)$$

که در آن ΔT افزایش درجه حرارت آب خنک کن است، ملاحظه می گردد که افزایش درجه حرارت آب ($t_2 - t_1$) کمتر خواهد شد و از رابطه (3-9) که بعداً مطرح خواهد شد، دبی آب افزایش پیدا خواهد کرد.

- اگر TTD کوچک انتخاب شود، سطح تبادل حرارتی چگالنده بزرگتر شده و هزینه سرمایه گذاری افزایش پیدا می کند لیکن هزینه های بهره برداری تقلیل می یابد زیرا عمل تبادل حرارت و تقطیر بهتر خواهد شد و نتیجتاً خلاء بهتری خواهیم داشت. بهبود خلاء و پائین آمدن فشار چگالنده ملازم با بهبود

کلی در کارایی چرخه خواهد شد. ضمن اینکه کار دستگاههای ایجاد خلاء نیز متناسباً کاهش یافته که هر دو عامل اخیر ملازم با کاهش در هزینه های بهره برداری خواهد بود. لذا طراحی مناسب بستگی به عوامل زیادی نظیر هزینه های سرمایه گذاری، هزینه های بهره برداری، قابلیت دسترسی به آب و ملاحظات زیست محیطی نیز خواهد داشت.

درجه حرارت ورودی آب گردشی باید به اندازه کافی پائین تر از درجه حرارت اشباع بخار باشد تا مقادیر معقولی را برای ΔT_o بدست دهد. معمولاً به لحاظ اقتصادی توصیه می شود که ΔT_i می بایست بین 20°F تا 30°F ($11/1^\circ\text{C}$ تا $16/7^\circ\text{C}$) و ΔT_o یا TTD نباید کمتر از 5°F ($2/8^\circ\text{C}$) باشد [1] و 2 و 3]. در ضمن افزایش درجه حرارت آب خنک کن ($t_2 - t_1$)، حدود 10°F ($5/6^\circ\text{C}$) برای چگالنده های با یک گذر و 15°F ($8/4^\circ\text{C}$) برای چگالنده های با دو گذر توصیه می شود [2]. همچنین در بعضی مراجع با توجه به مقادیر توصیه شده برای ΔT_i و TTD و نظر به اینکه افزایش درجه حرارت آب خنک کن برابر است با:

$$\Delta T = \Delta T_i - TTD$$

لذا مقادیر بین 15°F ($8/3^\circ\text{C}$) تا 25°F ($13/5^\circ\text{C}$) نیز در این رابطه توصیه می گردد [1].

3-1-1-2- رابطه ضریب انتقال حرارت کلی و مقاومت حرارتی

اساساً در هر فرآیند گرمایش یا سرمایش (خنک کاری)، مقاومت به انتقال حرارت، تعیین کننده اختلاف درجه حرارت سیالات گرم شده و خنک شده می باشد. با توجه به شکل (3-3)، مقاومت کلی لوله به انتقال حرارت از مجموع موارد زیر تعیین می گردد:

R_s : مقاومت لایه آب چگالیده در سمت بخار روی لوله چگالنده

R_m : مقاومت خود (جنس) لوله

R_w : مقاومت لایه سمت آب

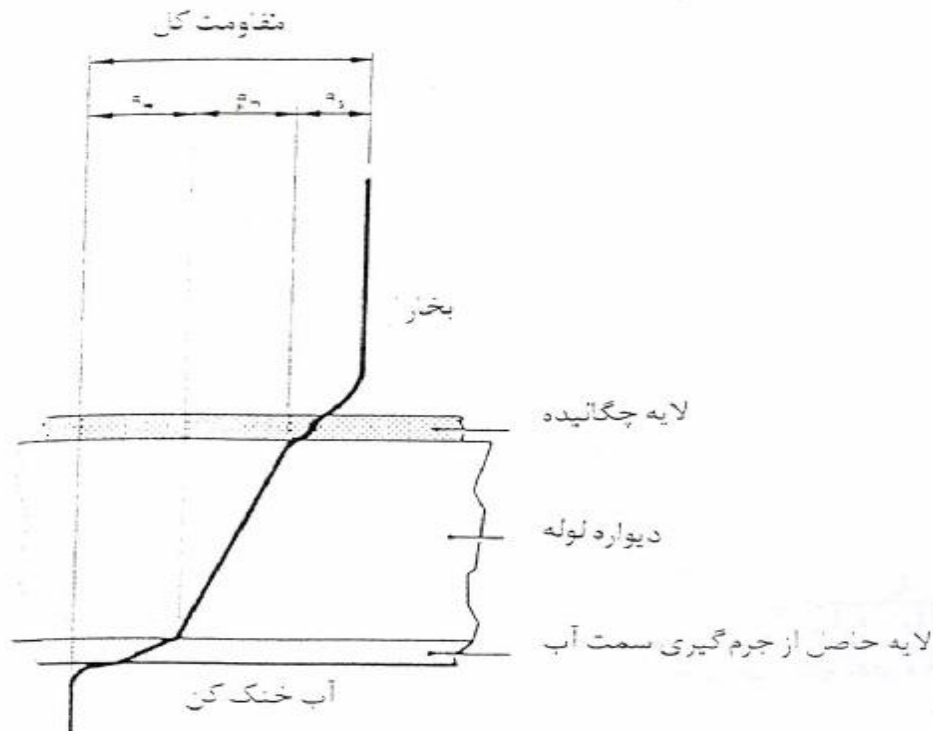
لذا مقاومت کل به انتقال حرارت یا R_T در لوله به قرار زیر است:

$$R_T = R_s + R_m + R_w \quad (7-3)$$

ضریب انتقال حرارت کل U معکوساً متناسب است با R_T ، یعنی

$$U = \frac{1}{R_T} \quad (8-3)$$

(۸-۳)



شکل (3-3) - مقاومتها و لایه های انتقال حرارت

3-1-1-3-3- سرعتها

سرعت متوسط ورودی آب در لوله های چگالنده معمولاً به حداکثر 8 فوت در ثانیه (2/4 متر در ثانیه) جهت به حداقل رساندن خوردگی مکانیکی، و حداقل 5 یا 6 فوت در ثانیه (1/5 یا 1/8 متر در ثانیه) جهت انتقال حرارت مناسب، محدود می گردد. مقادیر بین 7 تا 8 فوت در ثانیه (2/1 تا 2/4 متر در ثانیه) معمولترین هستند [1]. سرعتهایی که با توجه به وضعیت آب معمولاً بکار می روند، برای آب تمیز: 7 فوت در ثانیه (2/1 متر در ثانیه)، برای آب خیلی تمیز به همراه برج خنک کن: 8 فوت در ثانیه (2/4 متر

در ثانیه)، برای آب دریا به همراه شن جهت به حداقل رساندن خوردگی تا 6 فوت در ثانیه (1/8 متر در ثانیه) خواهد بود [2].

سرعت‌هایی که بطور متعارف براساس جنس لوله انتخاب می‌گردند، عبارتند از [2]:

- در مورد لوله های جنس برنج آلومینیم دار: 6/5 فوت در ثانیه (حدود 2 متر در ثانیه)

- در مورد آلیاژ آلیاژ مس دریایی: 7 فوت در ثانیه (2/1 متر در ثانیه)،

- در مورد فولاد ضدزنگ: بالاتر از 8 فوت در ثانیه (2/4 متر در ثانیه)

- سرعت‌های بالاتر از حدود مجاز، افت فشار بیشتر آب خنک کن را موجب شده و در نتیجه قدرت

پمپاژ مورد نیاز را بالا می‌برد ضمن اینکه لوله ها را در قسمتهای ورودی تحت خوردگی مکانیکی قرار داده

و عمر مربوطه را بطور قابل ملاحظه کاهش می‌دهد.

3-1-2- تعیین دبی آب گردشی و افت فشار

تعیین دبی آب گردشی مورد نیاز و افت فشار در چگالنده اهمیت دارد زیرا به همراه سایر اجزاء سیستم

آب گردشی، قدرت مورد نیاز پمپ آب گردشی نیز تعیین می‌گردد.

میزان دبی جرمی آب \dot{m}_w از رابطه:

$$\dot{m}_w = \frac{Q}{c_p(t_2 - t_1)} \quad (9-3)$$

بدست می‌آید که در آن c_p : گرمای ویژه آب گردشی در فشار ثابت و t_1 و t_2 به ترتیب درجات

حرارت ورودی و خروجی آب گردشی هستند [1].

افت فشار در چگالنده مرکب است از: افت فشار در جعبه های آب - و افت فشار اصطکاکی در لوله ها،

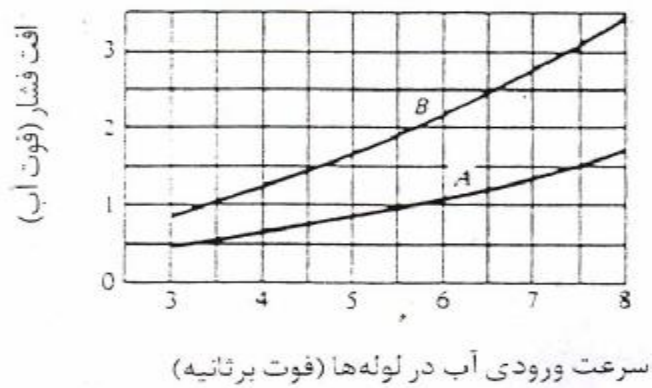
این مراتب نیز بستگی به پارامترهای متعددی نظیر نوع یا رژیم جریان در جعبه های آب و ابعاد آنها،

وضعیت ورودی و خروجی لوله ها در صفحات اتصال لوله ها⁹، ابعاد لوله ها، و درجات حرارت و سرعت‌های

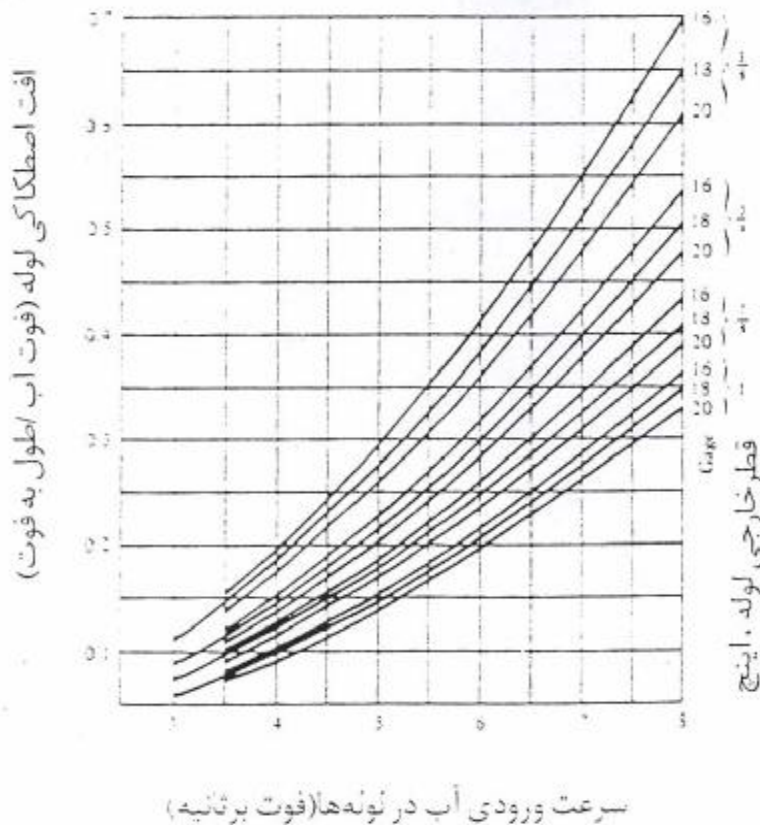
آب دارد. در شکل (3-4) افت فشار در جعبه های آب برحسب فوت آب برای سرعت های مختلف و

⁹ - Tube Plates

چگالنده‌های یک گذر و دو گذر داده شده است. در شکل (3-5) افت فشار در لوله‌ها برحسب فوت آب بر واحد طول لوله برای سرعت‌های مختلف و لوله‌های مختلف ارائه گردیده است.



شکل (3-4) - افت فشار در جعبه‌های آب چگالنده، برحسب فوت آب (A: یک گذر، B: دو گذر) [1]



شکل (3-5) - افت فشار در لوله‌های چگالنده، برحسب فوت آب به ازاء هر فوت از طول لوله‌ها [1]

3-1-3-3- نتایج مورد نظر از طراحی چگالنده سطحی

روند ارائه شده جهت محاسبه سطح حرارتی چگالنده یک روند تقریبی بوده و انجام محاسبات دقیق چگالنده نیازمند حل مسائل پیچیده مکانیک سیالات می باشد. با توجه به این موضوع پس از انجام طراحی اولیه (تقریبی) چگالنده میزان سطح انتقال حرارت مورد نیاز و تعداد لوله ها تعیین می گردد.

3-2-3- روش طراحی حرارتی چگالنده پاششی

3-2-3-1- تعیین ابعاد چگالنده های پاششی

در مرحله اول به محاسبه ابعاد کلی چگالنده، تعداد نازل ها، تعداد محفظه های بخار¹⁰ و تعیین تعداد ردیف های نازل مورد نیاز می پردازیم. با توجه به دبی آب محاسبه شده برای خنک کردن، تعداد نازل مورد نیاز از رابطه زیر تعیین می شود:

$$n_N = \frac{(0/9 \sim 0/95) \times G_W}{V_N} \quad (10-3)$$

n_N : تعداد کل نازل های مورد نیاز

G_W : کل دبی آب خنک کن ton/hr

V_N : مقدار دبی عبوری از هر نازل ton/hr

مقدار V_N بین 5 تا 6 تن در ساعت در نظر گرفته می شود. در حدود 90 تا 95 درصد G_W در محفظه بخار تبادل حرارت انجام می دهد و بقیه در خنک کن های ثانوی¹¹ وارد جریان تبادل حرارت می گردد. پس از محاسبه تعداد نازل ها به محاسبه طول محفظه های بخار (یا طول هدرها) می پردازیم:

$$L_{NOM} = \frac{60n_N}{n_R \times n_W} \quad (11-3)$$

n_R : تعداد ردیف نازل ها روی هدر

n_W : تعداد محفظه های بخار که در کنار هم قرار می گیرند

1- هر محفظه بخار از تعداد معینی تشکیل گردیده است و طول هر محفظه برابر با طول چگالنده می باشد.

¹¹ - After Cooler

L_{NOM} : طول چگالنده برحسب میلیمتر

هدرها از مدول های ساخته شده تشکیل می شوند و طول و عرض و تعداد نازل های روی هر مدول از قبل مشخص است. پس با انتخاب تعداد ردیف محفظه های بخار می توان عرض چگالنده را محاسبه کرد:

$$W_{NOM} = n_W \times W_M \quad (12-3)$$

W_{NOM} : عرض چگالنده

W_M : عرض یک محفظه (یا یک مدول)

دو رابطه اخیر طول و عرض چگالنده را به دست می دهند.

در حالت کلی برای آنکه توزیع بخار در چگالنده و در بین فیلم ها بهتر صورت گیرد، بهتر است مقطع چگالنده هر چه بیشتر به شکل مربع نزدیک باشد یعنی W_{NOM} هر چه بیشتر نزدیک L_{NOM} باشد. این امر را می توان با انتخاب مناسب n_W و n_R انجام داد. لازم به ذکر است که هدرها معمولاً دارای چهار یا پنج ردیف نازل می باشند و بنابراین n_R فقط می تواند یکی از این دو مقدار را اختیار کند. عرض محفظه بخار یا W_M برای نازل های 13 میلی متری، $1/2$ و برای نازل های 15 میلی متری، $1/5$ متر می باشد. برای واحدهای با ظرفیت 100 و حتی 150 مگاوات نازل های 13 میلی متری و برای واحدهای با ظرفیت بالاتر از 150 مگاوات نازل های 15 میلی متری پیشنهاد می گردد [8].

چنانکه گفته شد محفظه های بخار از مدول هایی تشکیل شده است که طول و عرض مشخص دارند. بنابراین مقدار L_{NOM} بدست آمده از رابطه (11-3) را باید به گونه ای تصحیح نمود که مقدار آن برابر با مضرب صحیحی از طول یک مدول باشد. این تصحیح بوسیله رابطه زیر قابل انجام است [8]:

$$L'_{NOM} = 720n_M - 750 \quad (13-3)$$

n_M نشاندهنده تعداد مدول بخار در طول چگالنده می باشد. در رابطه بالا باید برای n_M مقدار صحیحی اختیار کرد بطوری که مقدار L'_{NOM} هر چه نزدیکتر به مقدار L_{NOM} بدست آمده از رابطه (11-3) باشد. واضح است که n_M فقط می تواند مقادیر صحیح را اختیار کند. از این پس هر جا نیاز به طول چگالنده داشته باشیم از مقدار تصحیح شده L'_{NOM} استفاده می کنیم. پس از بدست آوردن L'_{NOM} تعداد نازل ها

که از رابطه (10-3) بدست آمده است با جایگذاری در معادله (11-3) اصلاح می شود و مقدار جدید n'_N برای آن بدست می آید و در نتیجه V'_N هم از رابطه (10-3) به عنوان مقدار اصلاح شده V_N بدست می آید با در دست داشتن طول و عرض چگالنده می توان سطح عبور بخار را محاسبه کرد.

$$A = L'_{NOM} \times W_{NOM} \quad (14-3)$$

مقدار بخار ویژه (مقدار بخار عبوری از واحد سطح چگالنده) به صورت زیر تعریف می شود [8]:

$$g_{st} = \frac{m_{ex}}{A} \quad (15-3)$$

مقدار بهینه برای g_{st} در حدود 7 تا 8 تن در ساعت بر متر مربع سطح چگالنده است. بنابراین A که در محاسبات بالا به دست آمده است باید این شرط را ارضا کند. در غیر این صورت باید به روش سعی و خطا و با تغییر در پارامترهای بکار رفته در محاسبات به A مناسب رسید در رابطه فوق m_{ex} دبی بخار ورودی به چگالنده می باشد. باید توجه داشت که محاسبات طراحی چگالنده لزوماً به نتیجه واحد نمی رسند و در بین طراحی های ممکن با توجه به جای پیش بینی شده در سالن توربین، ملاحظات اقتصادی و ... طرح مناسب انتخاب می گردد.

3-2-2-3- شیوه محاسبه انتقال حرارت در فیلم آب

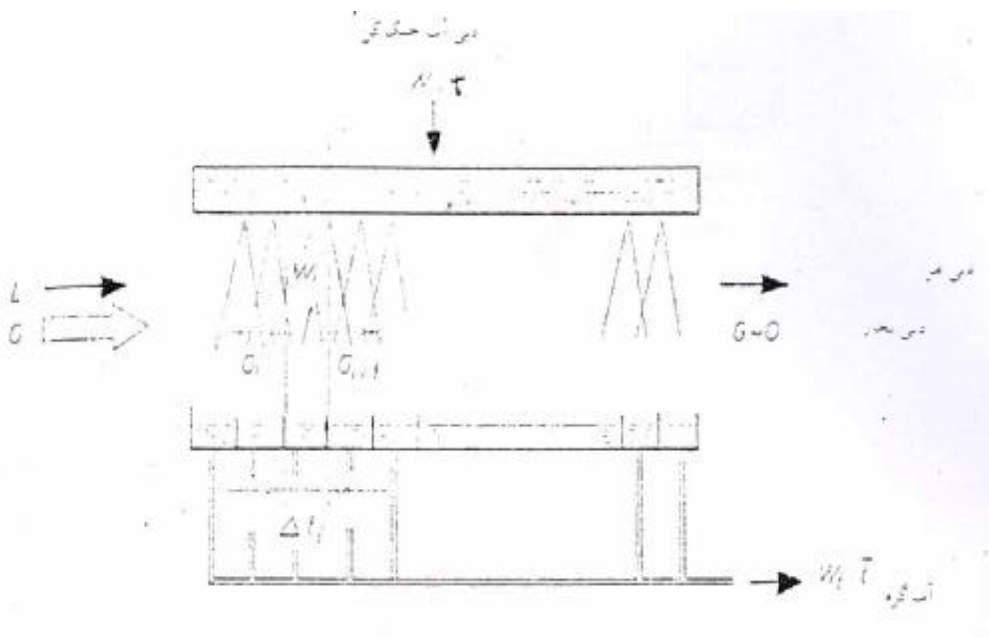
با بکارگیری فرضیات زیر محاسبات انتقال حرارت فیلم آب ساده می گردد:

- 1- قطرات تقطیر شده بخار در انتقال حرارت شرکت نمی نمایند.
- 2- آب خروجی از نازلها با حرکت در راستای افقی و در هنگام رسیدن به صفحه مقابل هدر حرارت خود را انتقال می دهد و در عمل انتقال حرارت در سطوح پائین تر شرکت نمی نماید.
- برای نشان دادن فرضیات فوق می توان دلتاها را به وضعیت افقی چرخاند شکل (6-3) نشاندهنده این حالت می باشد. همانگونه که در شکل (6-3) مشاهده می کنید بخار در راستای افقی به چگالنده وارد می

شود و در طول مسیر خود تقطیر می گردد و آب موجود در هر سینی بطور جداگانه تخلیه می گردد (در واقع بخار تقطیر شده و آب المانهای قبلی در انتقال حرارت دخالت داده نمی شود)¹².

بنابراین دمای فیلم آب در راستای قائم از نقطه خارج از نازل تا رسیدن به سینی مربوطه تغییر می یابد و در این فاصله مقداری از بخار تقطیر گردیده و مابقی بخار (بعنوان دبی بخار جدیدی) به المان بعدی وارد می گردد. مدل بکار گرفته شده جهت انجام محاسبات در شکل (3-6) نمایش داده شده است. در این مدل فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

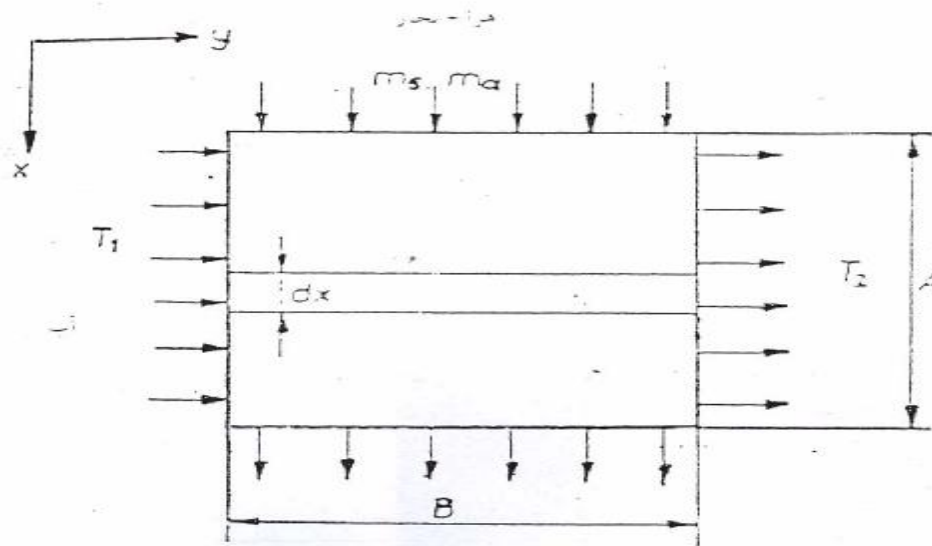
- 1- فیلم آب پوسته است.
- 2- آب دارای اکسیژن حل نشده نیست.
- 3- دمای ورودی آب T_1 (ثابت) است.
- 4- بخار داغ (سوپر هیت) نمی باشد.
- 5- دمای تقطیر بوسیله فشار اشباع واقعی بخار تعیین می شود



شکل (3-6) - مدل بکار رفته جهت محاسبه چگالنده پاششی [6]

1- این فرضیات خطای قابل ملاحظه ای بوجود می آورد.

مطابق شکل (7-3) فیلم آب بصورت یک سطح مستطیلی به ارتفاع A و پهنای B در نظر گرفته شده است. محاسبات برای هر المان انجام شده و پارامترهای خروجی این المان پارامترهای مورد نیاز برای المان بعدی می باشد.



شکل (7-3) - تقسیم بندی یک فیلم آب به المان های مساوی جهت محاسبه [6]

3-2-3-3- محاسبه انتقال حرارت در محفظه های بخار

برای انجام محاسبات پارامترهای زیر بعنوان مقادیر معلوم در نظر گرفته می شوند:

P_c یا P_i : فشار چگالنده در مقطع ورودی بخار (این فشار در واقع فشار کل می باشد) (ata)

G_w : دبی آب خنک کن ورودی به چگالنده (ton/hr)

m_a : دبی هوای نفوذ کرده به چگالنده¹³ (kg/hr)

m_g : دبی بخار¹⁴ (kg/hr)

B : پهنای فیلم آب (m)

H : ارتفاع فیلم آب (m)

1- فرض بر این است که هوا همراه با بخار در مقطع ورودی بخار به چگالنده وارد می شود و بطور مساوی بین فیلم های آب تقسیم می گردد و در

روابط m_a برای یک فیلم آب در نظر گرفته می شود نه برای نماد چگالنده

2- دبی بخار نیز برای یک فیلم آب در نظر گرفته می شود.

K: ضریب انتقال حرارت برای المان فیلم آب ($\text{kcal/hrm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)

T_1 : دمای ورودی آب خنک کن که مقدار ثابتی است ($^\circ\text{C}$)

Δx : ارتفاع المان (m)

W: حاصلضرب دبی فیلم آب در گرمای ویژه آب ($\text{kcal/hr } ^\circ\text{C}$)

F: سطح انتقال حرارت هر فیلم آب $15 \text{ (m}^2\text{)}$

\dot{m}_w : دبی آب خنک کن برای واحد ارتفاع (kg/hr m)

C_w : گرمای ویژه آب خنک کن ($\text{kcal/kg } ^\circ\text{C}$)

با مشخص بودن \dot{m}_a و \dot{m}_s و نسبت دبی هوا به بخار (\dot{m}_a / \dot{m}_s) و با استفاده از شکل (3-8) که بصورت تجربی توسط سازندگان بدست آمده است می توان مقدار ضریب انتقال حرارت (K) را محاسبه نمود. با بکارگیری معادله زیر می توان فشار بخار اشباع را بدست آورد [6]:

$$P_s = 1/61 P_t \times \frac{(\dot{m}_s / \dot{m}_a)}{1 - 1/61 (\dot{m}_s / \dot{m}_a)} \quad (16-3)$$

با استفاده از جدول بخار می توان دمای اشباع را در المان مورد نظر بدست آورد (T_c) و با استفاده از معادلات زیر دمای آب خنک کن خروجی از المان (T_2) را محاسبه نمود [6]:

$$d = \frac{2BK}{C_w \dot{m}_w} \quad (17-3)$$

$$T_2 = T_c - \left(\frac{T_c - T_1}{e^d} \right) \quad (18-3)$$

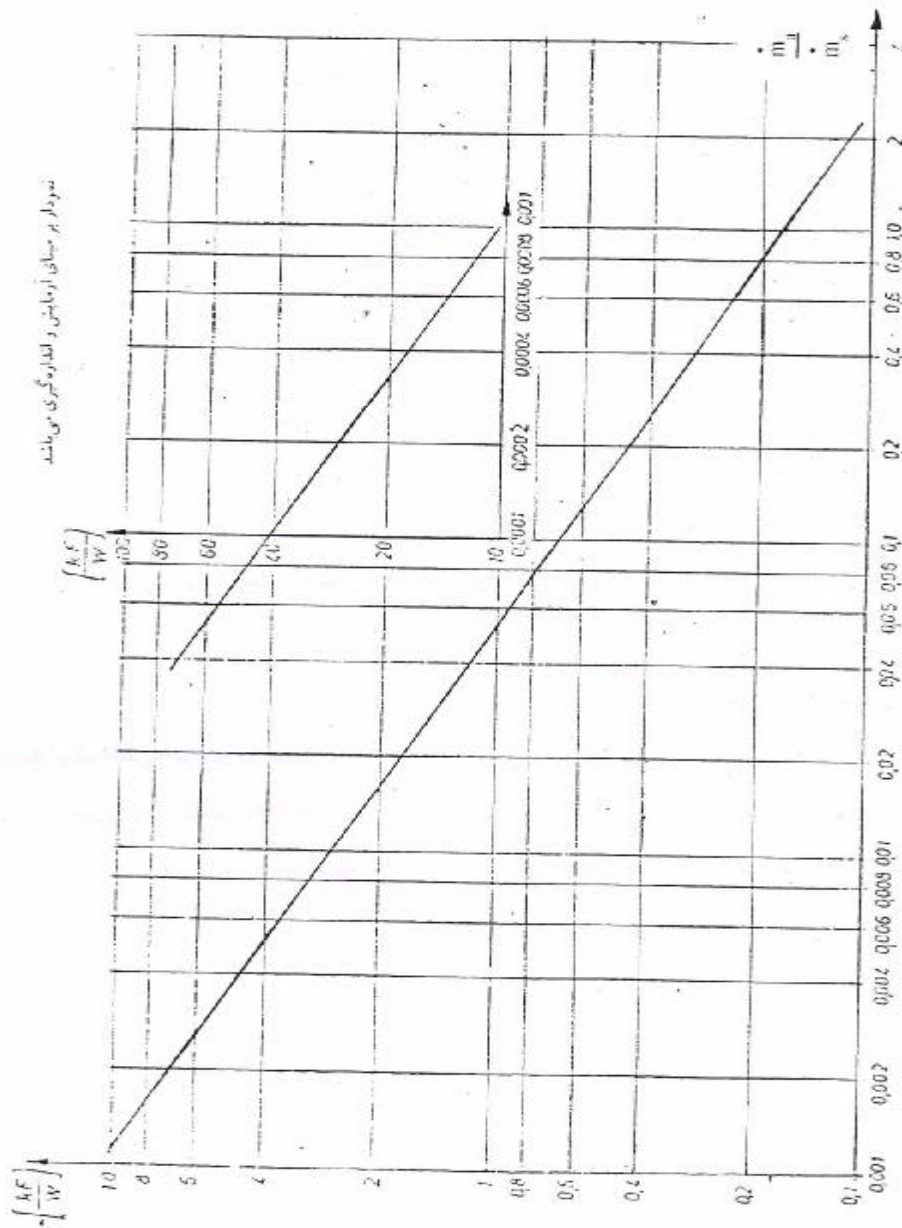
با توجه به اینکه انتقال حرارت آب خنک کن (ΔQ) از المان Δx باعث تقطیر بخار در این المان به مقدار

$\Delta \dot{m}_s$ می گردد بسادگی می توان میزان بخار تقطیر شده را مطابق روابط زیر محاسبه نمود:

$$\Delta Q = C_w \dot{m}_w (T_2 - T_1) \Delta x \quad (19-3)$$

$$\Delta \dot{m}_s = 4/2 \times \frac{\Delta Q}{h_{fg}(t_c)} \quad (20-3)$$

در روابط فوق $h_{ig}(T_c)$ بر حسب kJ/kg گرمای نهان بخار در دمای T_c (دمای اشباع بخار در المان Δx) می باشد. در رابطه فوق ضریب $4/2$ جهت یکسان کردن واحدهای ΔQ و h_{ig} بکار برده شده است.



شکل (8-3) - منحنی تغییرات نسبت $\frac{KF}{W}$ با تغییرات نسبت m_1/m_2 [6]

بنابراین بخار ورودی به المان جدید قابل محاسبه می باشد

$$\Delta m_s - m_{s, \text{قدیمی}} = m_{s, \text{جدید}} \quad (21-3)$$

با تکرار مراحل فوق و انجام محاسبات برای تمام المانهای فیلم آب، مقدار بخار باقیمانده در انتهای فیلم و توزیع دما و فشار اشباع بخار در طول فیلم آب (یا در ارتفاع چگالنده) قابل محاسبه می باشد. واضح است که پس از هر مرحله محاسبه، مقدار $n_{g,s}$ کاهش و نسبت $n_{g,s}/n_{g,a}$ افزایش می یابد و اگر محاسبات را برای المانهای یک فیلم آب انجام دهیم مشخص می گردد که تغییرات این نسبت در انتهای مسیر تقطیر قابل ملاحظه می باشد (در رابطه (3-18) به مخرج کسر e^d توجه نمائید) و همانگونه که قبلاً مطرح شد اثر هوا در انتهای مسیر تقطیر قابل توجه می باشد.

3-3-2-4- ملاحظات در رابطه با محاسبات

فشار بخار با عبور بخار از مجاورت فیلم آب بعلاً اصطکاک کاهش می یابد. در نظر گرفتن این افت فشار نیاز به انجام محاسبات زیاد داشته و از طرفی اثر قابل توجهی بر روی نتایج ندارد [6]. همچنین امکان توزیع نامساوی آب ردیف نازل ها وجود دارد، اما این پدیده نیز نتایج محاسبات را بطور محسوس تحت تأثیر قرار نمی دهد [6]. در چگالنده پاششی علاوه بر انتقال حرارت، انتقال جرم نیز روی می دهد. در طی گرم شدن آب خنک کن گازهای محلول در آب آزاد می شوند. در واقع اختلاف بین غلظت تعادل گاز در آب خنک کن و بخار باعث انتقال جرم می گردد. اما این اثر با حرکت به طرف چاهک آب داغ کاهش می یابد. پس برای انجام محاسبات دقیق تر می توان مسئله انتقال جرم را در ابتدای مسیر بخار که اثر هوازدایی آب خنک کن قابل توجه می باشد در نظر گرفت. یادآوری می کنیم که هوازدایی از آب خنک کن به معنای افزایش دبی جرمی هوا و بنابراین موجب تغییر در ضریب انتقال حرارت می گردد [6].

3-3-2-5- محاسبات خنک کن ثانوی¹⁶ و چاهک آب داغ¹⁷ [8]

کل قسمت خنک کن ثانوی را می توان به عنوان یک المان (مانند المان های در نظر گرفته شده در قسمت اول) در نظر گرفت روند محاسبات برای بدست آوردن بخار تقطیر شده مانند روند محاسبات برای

¹⁶ - After Cooler

¹⁷ - Hot Well

قسمت اول چگالنده است با این تفاوت که چون در اینجا تغییرات \dot{m}_s در حین عبور از المان زیاد است، نمی‌توان \dot{m}_s را در تمام طول المان برابر با \dot{m}_s ورودی در نظر گرفت. دلیل این امر آن است که مقدار \dot{m}_s در خنک کن ثانوی کوچک است و بنابراین تغییرات آن باعث تغییرات قابل توجهی در نسبت $\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_s}$ می‌گردد که قابل چشم پوشی نیست. برای محاسبه در این قسمت باید یک مقدار برای دبی بخار خروجی (\dot{m}_{se}) فرض کرد و با استفاده از دبی بخار ورودی (\dot{m}_{si}) یک مقدار متوسط برای آن بدست آورد.

$$\dot{m}_{sav} = \frac{\dot{m}_{si} + \dot{m}_{se}}{2} \quad (22-3)$$

حال با استفاده از نسبت $\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{sav}}$ می‌توان K و T_c را محاسبه نمود و از آنجا انتقال حرارت Q و حرارت تقطیر h_{fg} و در نتیجه $\Delta \dot{m}_s$ را بدست آورد. با داشتن \dot{m}_{si} و $\Delta \dot{m}_s$ می‌توان \dot{m}_{se} را بدست آورد:

$$\dot{m}_{se} = \dot{m}_{si} - \Delta \dot{m}_s \quad (23-3)$$

با استفاده از مقدار جدید \dot{m}_{se} محاسبات بالا را تکرار کرده و با روش سعی و خطا مقدار صحیح بخار تقطیر شده را بدست می‌آوریم.

باید توجه داشت که مقادیر F و W که برای محاسبه K بکار می‌روند با مقادیر F و W در چگالنده متفاوتند چون ابعاد نازل‌ها در قسمت خنک کن ثانوی با قسمت اول چگالنده یکی نیستند. برای محاسبه دمای آب خروجی از چاهک آب داغ باید دمای متوسط تمام آبهای ورودی به چاهک را بدست آورد. آبهای ورودی به چگالنده شامل موارد زیر است:

1- آب اشباعی که به صورت رطوبت همراه با بخار خروجی از توربین وارد چگالنده می‌شود. دبی این آب با در دست داشتن دبی بخار خروجی از توربین و کیفیت آن قابل محاسبه است:

$$\dot{m}_{Wex} = (1-x)\dot{m}_{ex} \quad (24-3)$$

که در فرمول بالا x کیفیت بخار، \dot{m}_{ex} دبی بخار خروجی و \dot{m}_{Wex} دبی آب موجود در بخار می‌باشد. دمای این آب همان دمای اشباع فشار خروجی T_c است.

2- آبی که از تقطیر بخار در المان های چگالنده و خنک کن ثانوی حاصل شده است. دمای این آب برابر با دمای اشباع چگالنده در نظر گرفته می شود. دبی این آب از رابطه زیر بدست می آید:

$$\dot{m}_{cond} = x \times \dot{m}_{ex} - \dot{m}_{ej} \quad (25-3)$$

\dot{m}_{ej} دبی بخاری است که از طریق خلا‌ساز (اژکتور) خارج می شود.

3- آب خنک کننده که از طریق نازل ها پاشیده می شود، پس از تشکیل فیلم و تبادل حرارت، در چاهک آب داغ جمع می شود.

در این قسمت دمای آب خروجی از هر المان با المان دیگر متفاوت است. دبی هر یک از المان ها را بسته به نوع طراحی می توان با بقیه المان ها یکسان یا متفاوت در نظر گرفت¹⁸:

$$\dot{m}_{cw} = \sum \dot{m}_{el} \quad (26-3)$$

$$T_{cw} = \frac{\sum \dot{m}_{el} T_{el}}{\sum \dot{m}_{el}} \quad (27-3)$$

4- آب خنک کننده خروجی از خنک کن ثانوی، دمای این آب را T_{af} و دبی آنرا \dot{m}_{af} در نظر می گیریم.

5- آب ورودی از چگالنده بخار خلا‌ساز (اژکتور) با دمای T_{ej} و دبی \dot{m}_{ej} .

6- آب ورود از چگالنده بخار گلند که دمای آن T_g و دبی آن \dot{m}_g است.

7- آب ورودی از گرمکن ها که دمای آن T_h و دبی آن \dot{m}_h می باشد.

رابطه لازم برای محاسبه دمای متوسط حاصل از دماهای بالا به صورت زیر است:

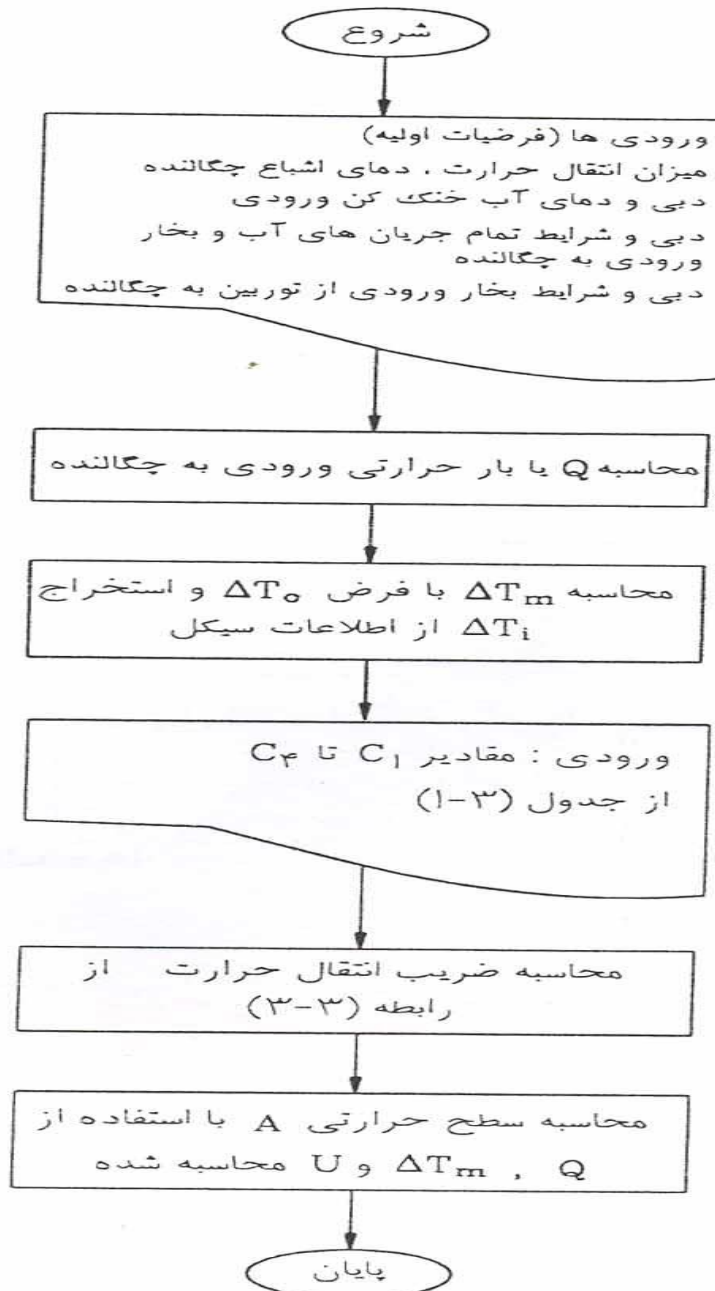
$$T_{av} = \frac{\sum \dot{m}_i T_i}{\sum \dot{m}_i} \quad (28-3)$$

با جایگذاری دماها و دبی های مختلف در رابطه بالا دمای آب خروجی از چاهک آب داغ بدست می آید:

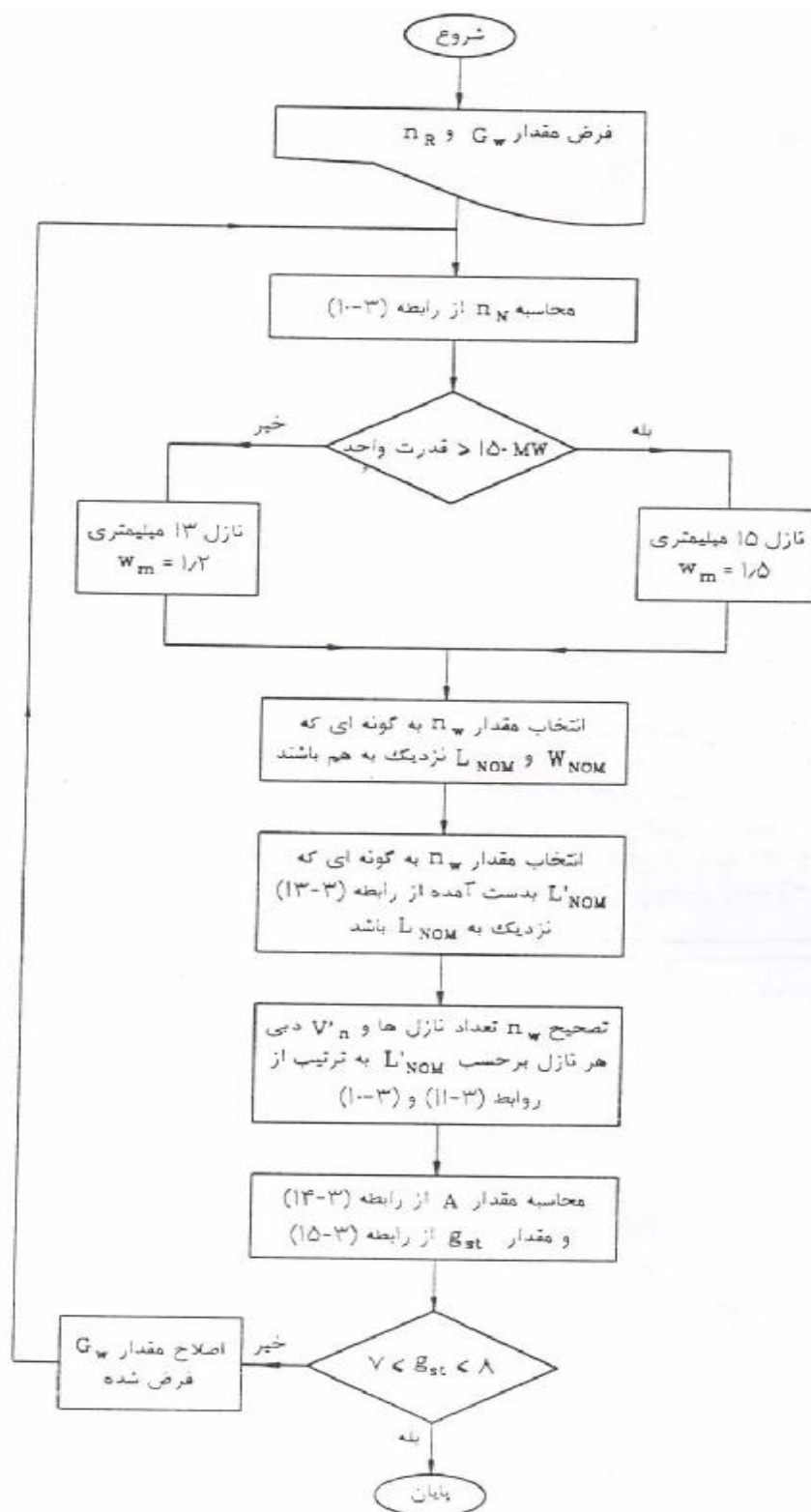
$$T = \frac{\dot{m}_{wex} T_c + \dot{m}_{cond} T_c + \dot{m}_{cw} T_{cw} + \dot{m}_{af} T_{af} + \dot{m}_{ej} T_{ej} + \dot{m}_g T_g + \dot{m}_h T_h}{\dot{m}_{wex} + \dot{m}_{cond} + \dot{m}_{cw} + \dot{m}_{af} + \dot{m}_{ej} + \dot{m}_g + \dot{m}_h} \quad (29-3)$$

3-4- روندنمای طراحی چگالنده ها

در شکلهای (3-9) و (3-10) به ترتیب روندنمای محاسبات چگالنده سطحی و روندنمای محاسبات ابعاد چگالنده پاششی نشان داده شده است.



شکل (3-9)- روندنمای محاسبات سطح حرارتی چگالنده سطحی



شکل (10-3) - روندنمای محاسبات ابعاد چگالنده پاششی