موتورخانه بخار

تهیه کننده :
رحمت اله یوسفی
0912-3365261


بسم الله الرحمن الرحيم

فهرست منابع :

- مبحث چهاردهم
- Carrier
- Ashrae
- HVAC -Capitoline
- نشریات سازمان مدیریت وبرنامه برنامه ریزی(۱۲۸و۱۷۲و...)
- نشریات داخلی(طباطبایی - تهرانی – کاشانی حصار – خستو – عماد سادات- نائینیان - ...)
- پمپ و پمپاژ دکتر نوربخش

فهرست مطالب دوره :

موتورخانه بخار

- دیگ بخار
- فایر تیوب
- واتر تیوب
- دی اریتور
- منبع تغذیه
- منبع کندانس
- پمپ های کندانس و تغذیه
- لوله کشی بخار

برای ایجاد حرارت لازم در مراحل تولید از چهار منبع انرژی زای حرارتی می توان استفاده کرد.

1- بخار (Steam)

2- آب داغ (Hot water)

3- روغن داغ (Hight temperature oil)

4- برق (Electricity)

بخار دارای انرژی حرارتی زیادی است و انتقال ان نیز به دلیل کمی وزن و کمی تراکم و در نتیجه کم بودن افت اصطکاکی و سرعت حرکت زیاد و انرژی حرارتی زیاد نسبت به واحد وزن ارزانتر و ساده‌تر از آب و روغن می‌باشد ضمن آنکه انتقال روغن و آب نیاز به پمپ دارد در حالی که بخار با فشار دیگ بخار انتقال می‌یابد همچنین درجه حرارت آن نسبت به آب داغ بیشتر است (بالاتر از $100^{\circ}C$ است و هر چه فشار آن بیشتر باشد درجه حرارت آن نیز بالاتر است.

Table 2

comparison of steam, high pressure hot water and high temperature oil systems

	Steam	Hot Water	High Temperature Oil
1	High heat content. Latent heat approximately 900 Btu/lb	Moderate heat content. Specific heat — 1	Poor heat content Specific heat often 0·4 – 0·7
2	Cheap but some water treatment cost	Cheap. Only occasional dosing	Expensive
3	Good heat transfer coefficients	Moderate heat transfer coefficients	Relatively poor heat transfer coefficients
4	High pressure required for high temperatures	High pressure required for high temperatures	Low pressures only to get high temperatures
5	No circulating pump required	Circulating pump required	Circulating pump required
6	Small pipes	Large pipes	Larger pipes
7	Easy to control with 2-way valves	Less easy – 3-way valves or differential pressure valve may be required	Less easy – 3-way valves or differential pressure valves may be required
8	Temperature breakdown easy through reducing valve	Temperature breakdown less easy	Temperature breakdown less easy
9	Steam traps required	No steam traps	No steam traps
10	Condensate to be handled	No condensate handling	No condensate handling
11	Flash problems	No flash problems	No flash problems
12	Blowdown loss	No blowdown loss	No blowdown loss
13	Corrosion problems	Less corrosion	Negligible corrosion
14	Reasonable pipework required	Searching medium, welded or flanged joints usual	Very searching medium, welded or flanged joints usual
15	No fire risk	No fire risk	Fire risk
16	System flexible	System less flexible	System inflexible

اثر هوا در لوله بخار و طریقه حذف آن

کاهش درجه حرارت

وقتی هوا در بخار وجود داشته باشد درصدی از حجم بخار را اشغال می‌کند و طبق قانون گازها وجود ذرات هوا در بخار فشار جزیی بخار را به اندازه فشاز جزیی هوا (Partial pressure) کاهش می‌دهد یعنی اگر 10 درصد حجم لوله یا هر محفظه‌ای از بخار 100psi را هوا اشغال کند فشار جزیی هوا 10psi می‌شود و در نتیجه فشار جزیی بخار 90psi خواهد شد که در نهایت سبب کاهش درجه حرارت بخار می‌شود.

کاهش راندمان مبدل‌ها

هوا در کویل‌ها و مبدل‌های حرارتی به دلیل تبادل حرارت و تبدیل بخار به آب دور تا دور جدار داخل لوله جمع می‌شود که خود عایق می‌باشد (هوا عایق است) همچنین جمع شدن هوا در آنها مانع عبور بخار بطور کامل می‌گردد و راندمان آنها را کاهش می‌دهد و اگر هوا را خارج نکنیم کاملاً عبور بخار را متوقف می‌کند (Air bound)، در اثر وجود 1% حجمی هوا در کویل بخار یا مبدل حرارتی راندمان آنها 50% کاهش می‌یابد (شکل 37).

خورندگی

دو عامل مهم در خورندگی لوله‌ها و تجهیزات بخار گاز CO_2 (گاز کربنیک) و اکسیژن می‌باشند. گاز کربنیک که از طریق آب تغذیه دیگ بصورت کربنات‌های محلول در آب وارد سیستم می‌شود وقتی با آب کندانس خنک شده مخلوط شود تولید اسید کربنیک می‌کند که سبب خورندگی لوله‌ها و مبدل‌ها و ... می‌شود. اکسیژن بصورت گاز محلول در آب سرد تغذیه دیگ (Make up water) وارد سیستم می‌شود که سبب خورندگی سطح فلزات (لوله و مبدل و ...) می‌شود و همچنین اثر اسید کربنیک را بیشتر می‌کند.

موتور خانه بخار:

دلایل استفاده از بخار :

۱- نیاز به دمای کاری بالا

۲- ظرفیت حمل گرمای بیشتر

$Q_w = \dot{m}\, c_p\, \Delta T = 1\,kg/s \times 4180\,\frac{J}{kg\,^\circ C} \times 10\,^\circ C = 41800\,W$

$Q_w = 41.8\,KW$

$Q_s = \dot{m}\, h_{fg} = 1\,kg/s \times 2256\,\frac{kJ}{kg} = 2256\,KW$

$\frac{Q_s}{Q_w} = \frac{2256}{41.8} = 53$ برابر

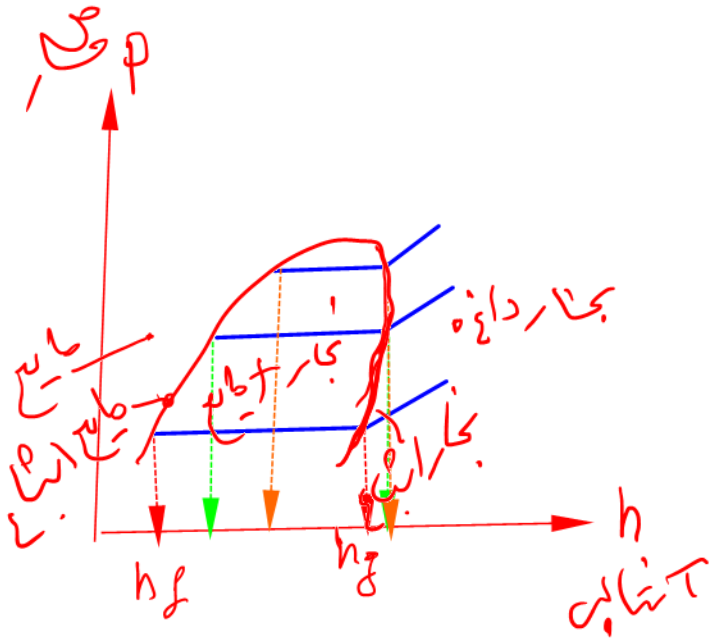
ADVANTAGES

Steam offers the following advantages:

- Steam flows through the system unaided by external energy sources such as pumps.
- Because of its low density, steam can be used in tall buildings where water systems create excessive pressure.
- Terminal units can be added or removed without making basic changes to the design.
- Steam components can be repaired or replaced by closing the steam supply, without the difficulties associated with draining and refilling a water system.
- Steam is pressure/temperature dependent; therefore, the system temperature can be controlled by varying either steam pressure or temperature.
- Steam can be distributed throughout a heating system with little change in temperature.

In view of these advantages, steam is applicable to the following facilities:

- Where heat is required for process and comfort heating, such as in industrial plants, hospitals, restaurants, dry-cleaning plants, laundries, and commercial buildings
- Where the heating medium must travel great distances, such as in facilities with scattered building locations, or where the building height would result in excessive pressure in a water system
- Where intermittent changes in heat load occur



آنتالپی بخار اشباع

گرمای نهان تبخیر ← $h_{fg} = h_g - h_f$

آنتالپی مایع اشباع

فشار $p \uparrow \Rightarrow h_{fg} \downarrow$

$Q_s = m\, h_{fg}$ $\qquad h_{fg} \downarrow \Rightarrow Q_s \downarrow$

$1813 \frac{KJ}{Kg} < h_{fg} < 2257 \frac{KJ}{Kg} \Rightarrow 434 \frac{Kcal}{Kg} < h_{fg} < 540 \frac{Kcal}{Kg}$

$Kcal = 4.18\, KJ$

Table 1 Properties of Saturated Steam

Absolute Pressure, kPa	Saturation Temperature, °C	Specific Volume, m^3/kg		Enthalpy, kJ/kg		
		Liquid v_f	Steam v_g	Liquid h_f	Evaporation h_{fg}	Steam h_g
19.9	60	0.00102	7.669	251	2358	2609
47.4	80	0.00103	3.405	335	2308	2643
101	100	0.00104	1.672	419	2256	2675
199	120	0.00106	0.891	504	2202	2706
362	140	0.00108	0.508	589	2144	2733
618	160	0.00110	0.307	676	2082	2758
1003	180	0.00113	0.194	763	2015	2778
1555	200	0.00116	0.127	852	1941	2793

Note: Values are rounded off or approximated to illustrate the various properties discussed in the text. For calculation and design, use values of thermodynamic properties of water shown in Chapter 1 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals* or a similar table.

ظرفیت دیگ بخار: دبی جرمی بخار تولیدی در ساعت

lb/hr ، Kg/h ، ton/hr

$Kg = 2.2\ lb$

مثال: $4\ ton/hr = 4000\ kg/hr = 15000\ lb/hr$

$$Q_{SB} = m' h_{fg}$$

$$h_{fg} = f(P)$$

$$P\uparrow \rightarrow h_{fg}\downarrow$$

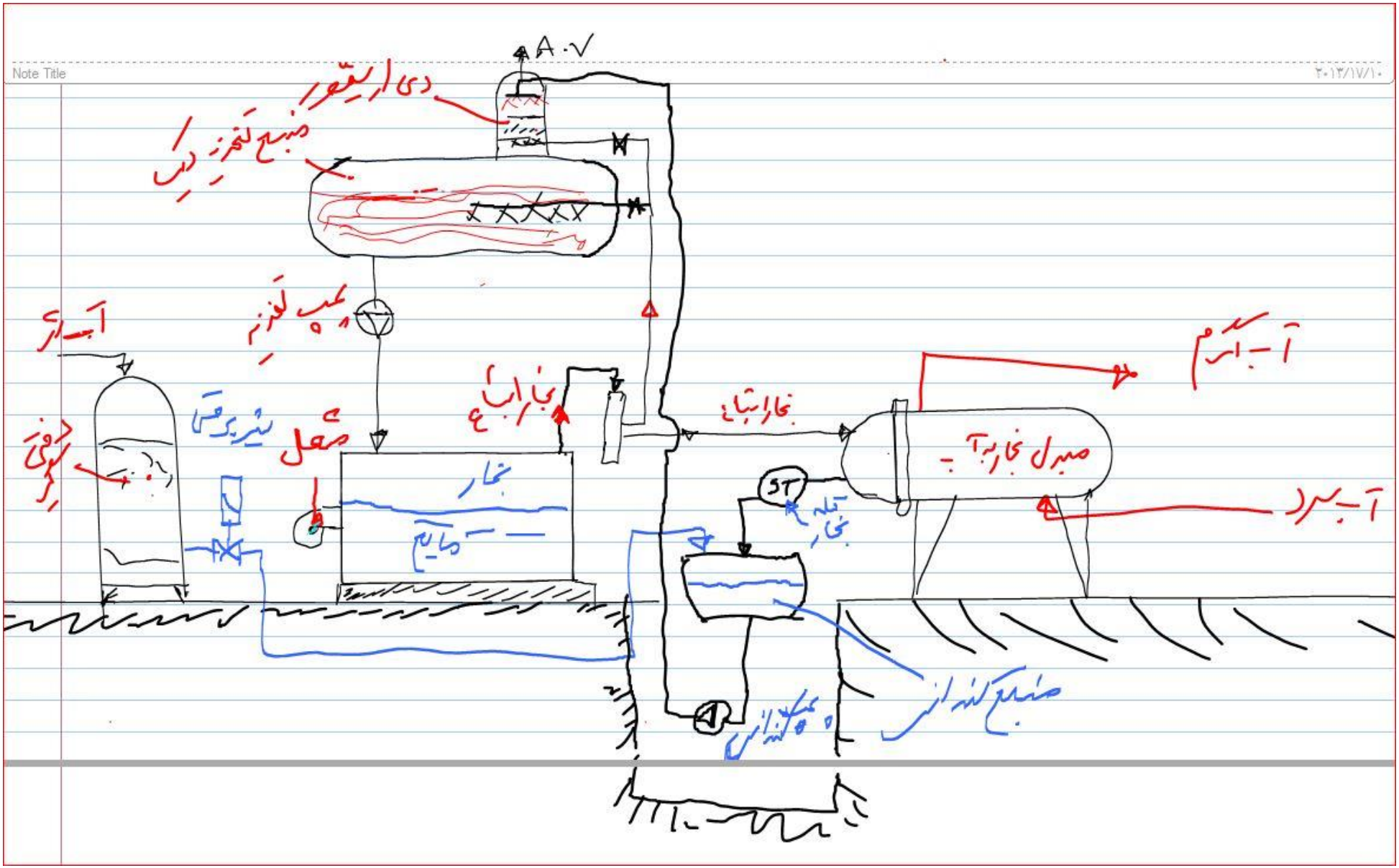
$$m' = \frac{Q_{SB}}{h_{fg}}$$

سرعت بخار تولیدی

$$\begin{cases} P = \text{معلوم} \\ h_{fg} = 540\ Kcal/Kg \end{cases}$$

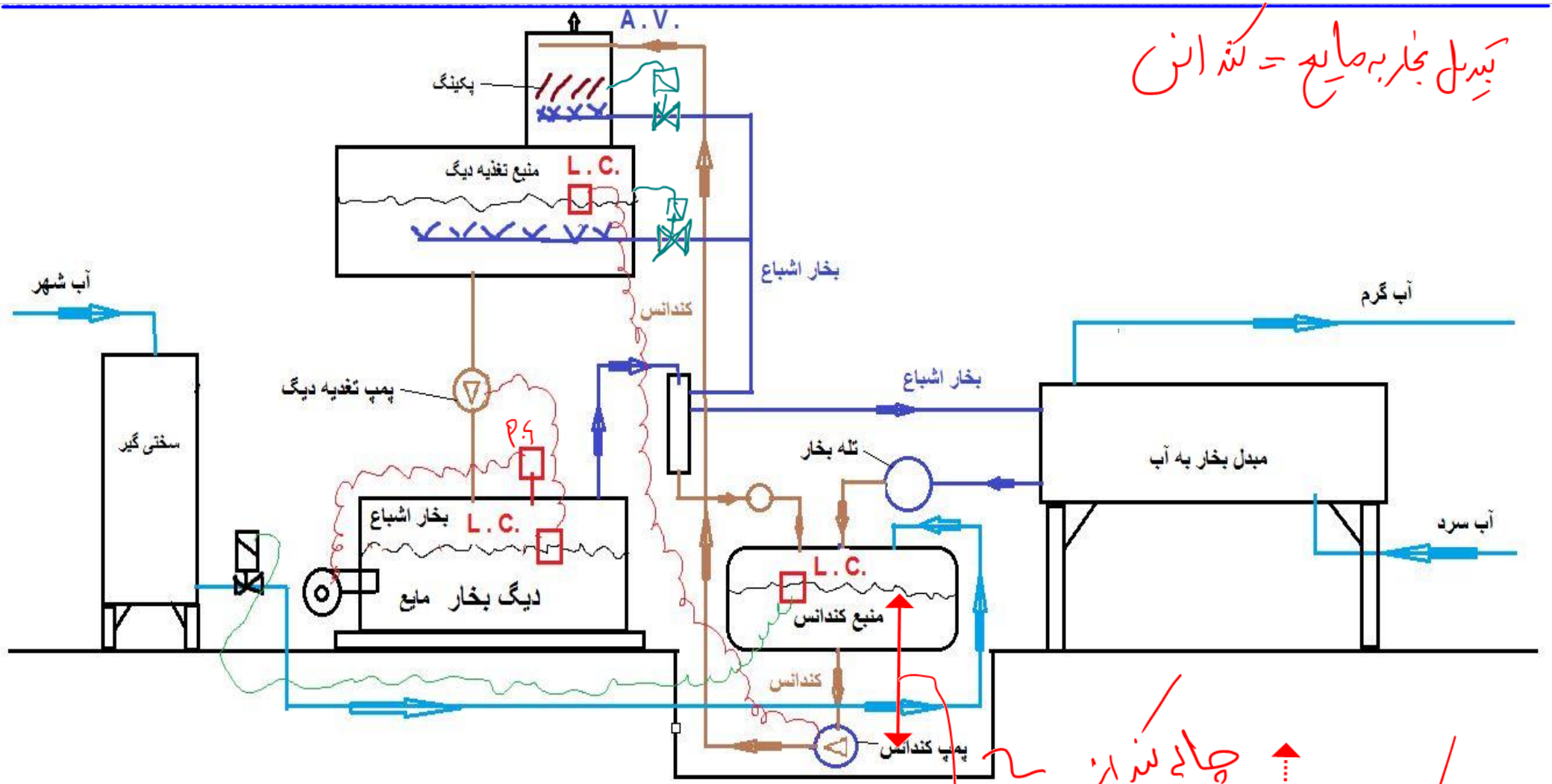
$1atm = 14.7\ Psi$, $1bar = 14.5\ Psi$

دیاگرام ساده سیستم بخار:



سقف موتورخانه بخار

تبدیل بخار به مایع = کندانس



دمای کندانس

چاله کندانس

$H = f(T)$

طرز کار :

- هنگام راه اندازی سیستم بخار باید درجه حرارت منبع تغذیه 80°C باشد
- به منظور جلوگیری از ایجاد شوک حرا رتی در دیگ های بخار افزایش درجه حرارت آب ورودی به دیگ بخار تا محدوده نقطه جوش بسیار حائزاهمیت است .
- یکی از مشکلات سیستم های بخار پدیده Foaming یا کف کردن آب ناخالص می باشد که در اثربالا رفتن TDS و حمل املاح و ناخالصیها در سیستم می باشد که برای جلوگیری باید Blow down به طور مرتب انجام شود .
- در سیستم بخار نیاز به منبع انبساط نمی باشد و دیگ منبع انبساط هم می باشد.

هوا و دی اکسید کربن:

اکسیژن (O2)

وجود هوا و کاز دی اکسید کربن مشکلات زیادی را ایجاد می کند

۱- باعث ایجاد خوردگی Pitting می شود.

۲- باعث کاهش فشار جزئی در نتیجه کاهش دما می شود بنابراین با حذف گازهای اکسیژن و دی اکسید کربن درجه حرارت به نحوه مطلوب افزایش می یابد.

$$P=P_{steam} + P_{air}$$

۳- هوا در کویل ها ومبدل های حرارتی به دلیل تبادل حرارت و تبدیل بخار به اب دورتا دور جدار داخل لوله جمع می شود که خود عایق می باشد (عایق هوا) و همچنین مانع عبور بخار طول کامل می گردد و راند مان کویل مبدل را شدیدا کاهش می دهد مثلا ۱% هوا حجمی حدود ۵۰% راند مان حرارتی مبدل یا کویل را کاهش می دهد.

۴- اکسیژن موجوددر اب باعث ایجاد پدیده ی کاویتا سیون در پمپ ها می گردد در نتیجه در پرده ها ی پمپ ایجاده خوردگی می کند .

دی اریتور :

- برای حذف گاز های محلول در آب (اکسیژن و دی اکسید کربن) بکار میرود

۱- مواد شیمیای مانند هیدرازین داخل دی اریتور اضافه می شود(چون تحت فشار نمی باشد و با یک پمپ معمولی می توان مواد را تزریق کرد.)

۲- در فشارهای بالای ۱۰ بار از هیدرازین استفاده نمیکنند بلکه از فسفات ها استفاده می شود.

دیریتور

به منظور کاهش اثر خورندگی گازهای محلول در آب مورد استفاده در دیگ‌های بخار از این دستگاه استفاده می‌شود. این دستگاه باید آب ورودی را تا حد ممکن گرم نماید تا میزان حلالیت گازهای همراه آب-که اکسیژن و دی اکسیدکربن عمده‌ترین آن‌ها بوده و خارج کردن آن‌ها هدف اصلی می‌باشد-کاهش یابد. اکسیژن اصلی‌ترین علت خوردگی در مخازن، لوله‌ها، پمپ‌ها و دیگ‌ها بوده و چنانچه دی اکسید کربن نیز در آب موجود باشد، آب دارای PH پایین بوده، تمایل به اسیدی‌شدن داشته و میزان خورندگی بالا خواهد رفت. حتی اگر میزان خورده شدن فلز زیاد نباشد، این امر موجب نفوذ در عمق فلز و متخلخل شدن آن خواهد گردید. اولین قدم در بهسازی آب تغذیه دیگ، خارج نمودن اکسیژن با گرم کردن آن می‌باشد. دیریتورهای ساخت این شرکت از نوع مخزن و برجک بوده و با ورود آب کندانس با درجه حرارت ۵۰ تا ۲۰۰ درجه فارنهایت و از ظرفیت ۱۵۰۰ تا ۱۳۵۰۰۰ پوند در ساعت ساخته می‌شوند که بزرگ‌ترین مدل دارای مخزن با ظرفیت ۱۵۰۰ گالن و برجکی به قطر ۴۲ اینچ می‌باشد.

Deaerators help eliminate oxygen and carbon dioxide from the feed water (see Chapter 49 of the 2011 *ASHRAE Handbook—HVAC Applications* for more information).

Chemicals can be fed using several methods or a combination of methods, depending on the chemical(s) used (e.g., chelants, amines, oxygen scavengers).

EFFECTS OF WATER, AIR, AND GASES

Enthalpies in Table 1 are for dry saturated steam. Most systems operate near these theoretically available values, but the presence of water and gases can affect enthalpy, as well as have other adverse operating effects.

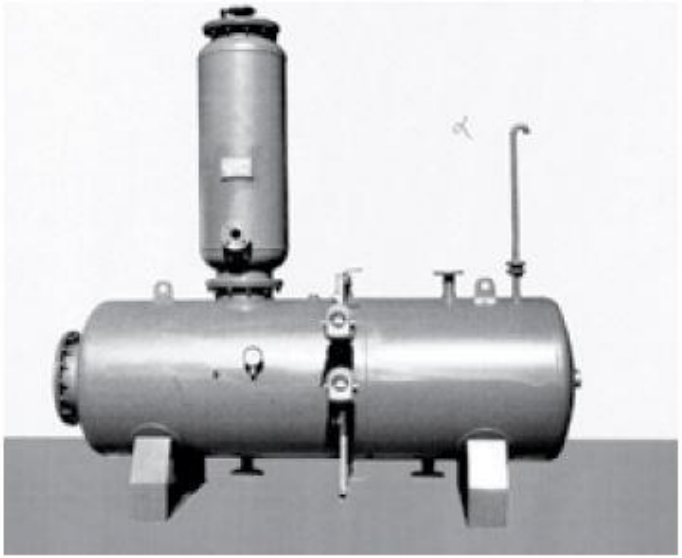
Dry saturated steam is pure vapor without entrained water droplets. However, some amount of water usually carries over as condensate forms because of heat losses in the distribution system. **Steam quality** describes the amount of water present and can be determined by calorimeter tests. The quality of saturated steam can be improved by installing a separator in-line before the equipment.

Although steam quality might not have a significant effect on the heat transfer capabilities of the terminal equipment, the backing up or presence of condensate can be significant because the enthalpy of condensate h_f is negligible compared with the enthalpy of evaporation h_{fg}. If condensate does not drain properly from pipes and coils, the rapidly flowing steam can push a slug of condensate through the system. This can cause water hammer and result in objectionable noise and damage to piping and system components.

The presence of air also reduces steam temperature. Air reduces heat transfer because it migrates to and insulates heat transfer surfaces. Further, oxygen in the system causes pitting of iron and

steel surfaces. Carbon dioxide (CO_2) traveling with steam dissolves in condensate, forming **carbonic acid**, which is extremely corrosive to steam heating pipes and heat transfer equipment.

The combined adverse effects of water, air, and CO_2 necessitate their prompt and efficient removal.



DEAERATOR Technical Data

ITEM	MODEL NO.	Outlet Capacity	TANK Capacity	Overall Dimention (mm)			Column Dimention	
		Kg/hr	Lit	L	D	H	d	h
				mm	mm	mm	in	mm
1	SDA-2000	2000	440	1800	620	2000	10	1100
2	SDA-5000	5000	440	1800	620	2100	12	1220
3	SDA-10000	10000	1320	2200	920	2600	16	1440
4	SDA-15000	15000	1320	2200	920	2700	20	1600
5	SDA-20000	20000	1720	2800	920	2800	24	1700
6	SDA-30000	30000	3200	2900	1220	3250	28	1800
7	SDA-45000	45000	4280	3850	1220	3400	36	1900
8	SDA-60000	60000	10250	4200	1520	3800	42	2100

Connection Size

ITEM	MODEL NO.	Water Inlet	Steam Inlet	Water Outlet	Overflow	Returns	Drain
		in	in	in	in	in	in

حجم مخزن دی اریتور

دبی جرمی بویلر

$$m = \frac{\dot{m}_B}{6} \Rightarrow \text{تبدیل به } V$$

$$1\,Kg = 1\,lit$$

حجم مخزن کندانس

$$m = \frac{\dot{m}_B}{4} \Rightarrow \text{تبدیل به } V$$

مثال: آزمون کارشناسی ریز دارکستری سال ۱۴۰۰ تأسیسات سؤال ۲۱

// دارکستری تأسیسات ساختمان //

پمپ تغذیه دیگ:

- این پمپ ها روی دیگ توسط سازنده دیگ نصب می شوند و بصورت چند مرحله ای گریز از مرکزبا عمر طولانی و با دوام زیاد و با کار ملایم و کم صدا طراحی شده اند.

- پمپ تغذیه نباید بدون پر کردن راه اندازی شوند وخشک کار انداختن پمپ اکیدا ممنوع است.

- سایز لوله ورودی پمپ تغذیه باید یک سایز بزرگتر انتخاب گردد.

- همیشه باید مخزن تغذیه آب دیگ در جای بالاتر از سطح زمین ومسلط به دیگ بخار نصب گردد.

هد پمپ = فشار دیگ بخار + افت فشار مسیر × ۱٫۱

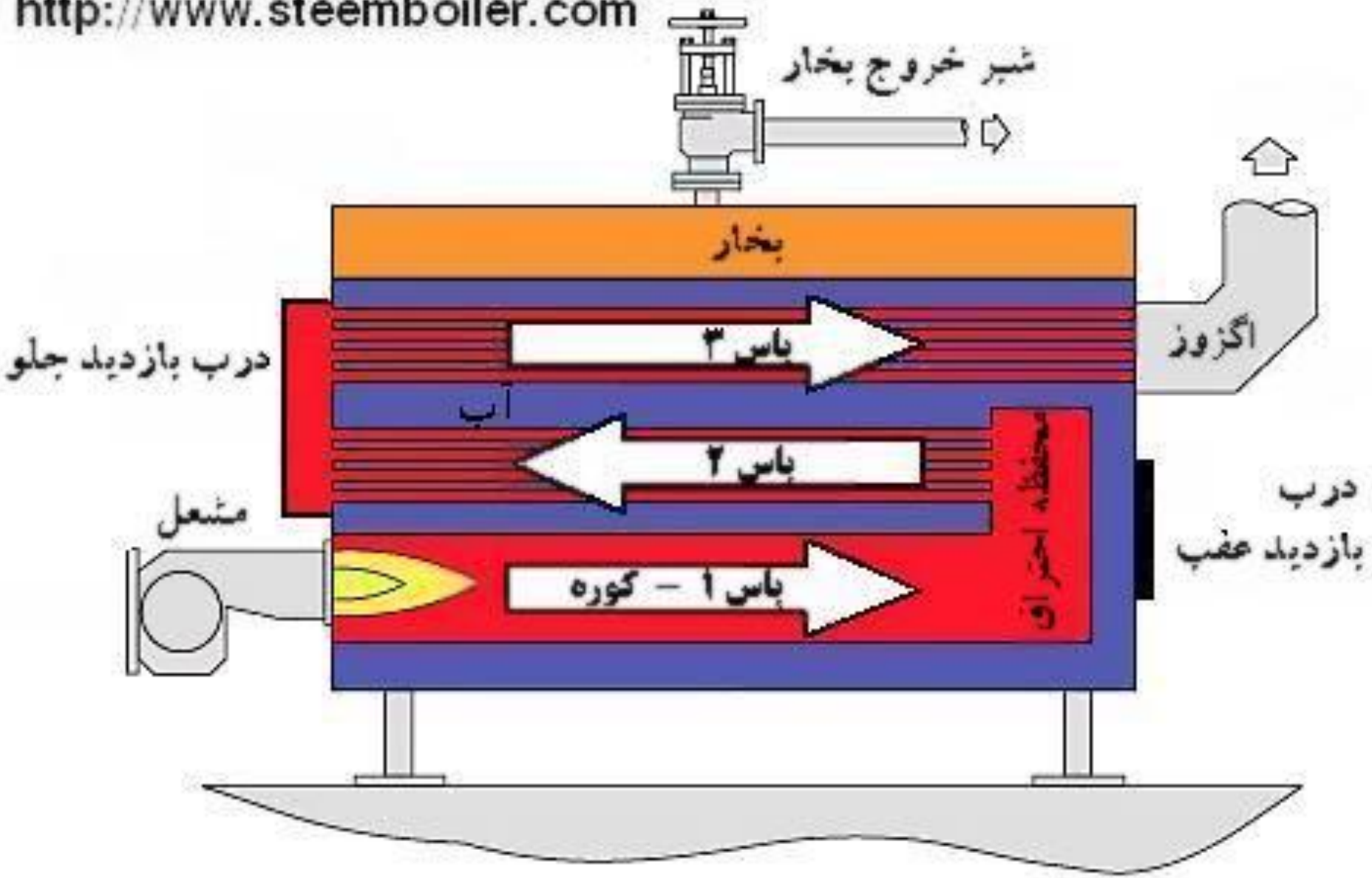
دیگ های بخار :

۱ - فایر تیوب (آتش در لوله)- حد اکثر تا فشار کاری 25 bar

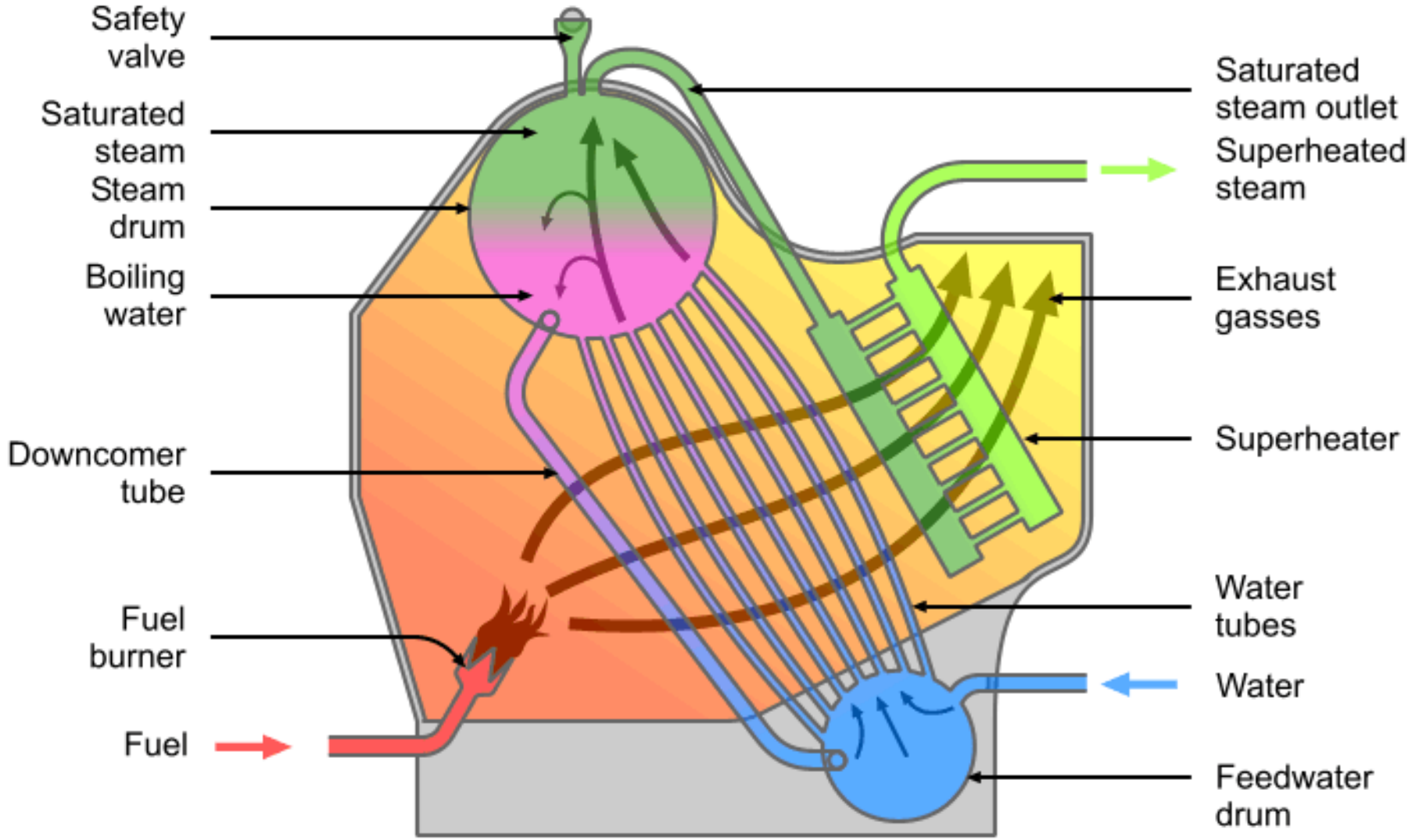
۲ - واتر تیوب (آب در لوله)- حداکثر تا فشار کاری 60 bar

توجه : راندمان دیگ ها حدود 75% الی 85% می باشد

http://www.steemboiler.com



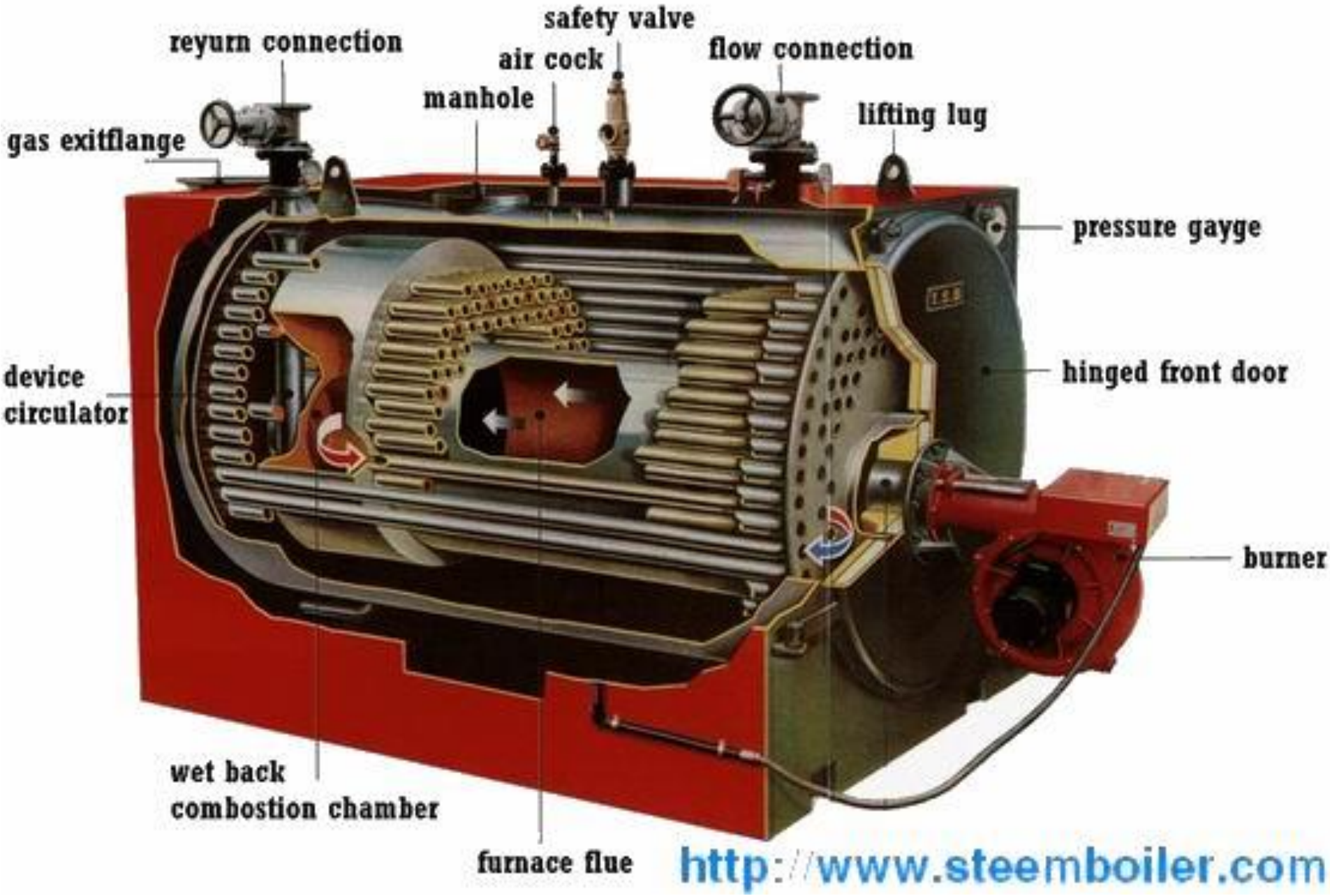
http://www.steemboiler.com



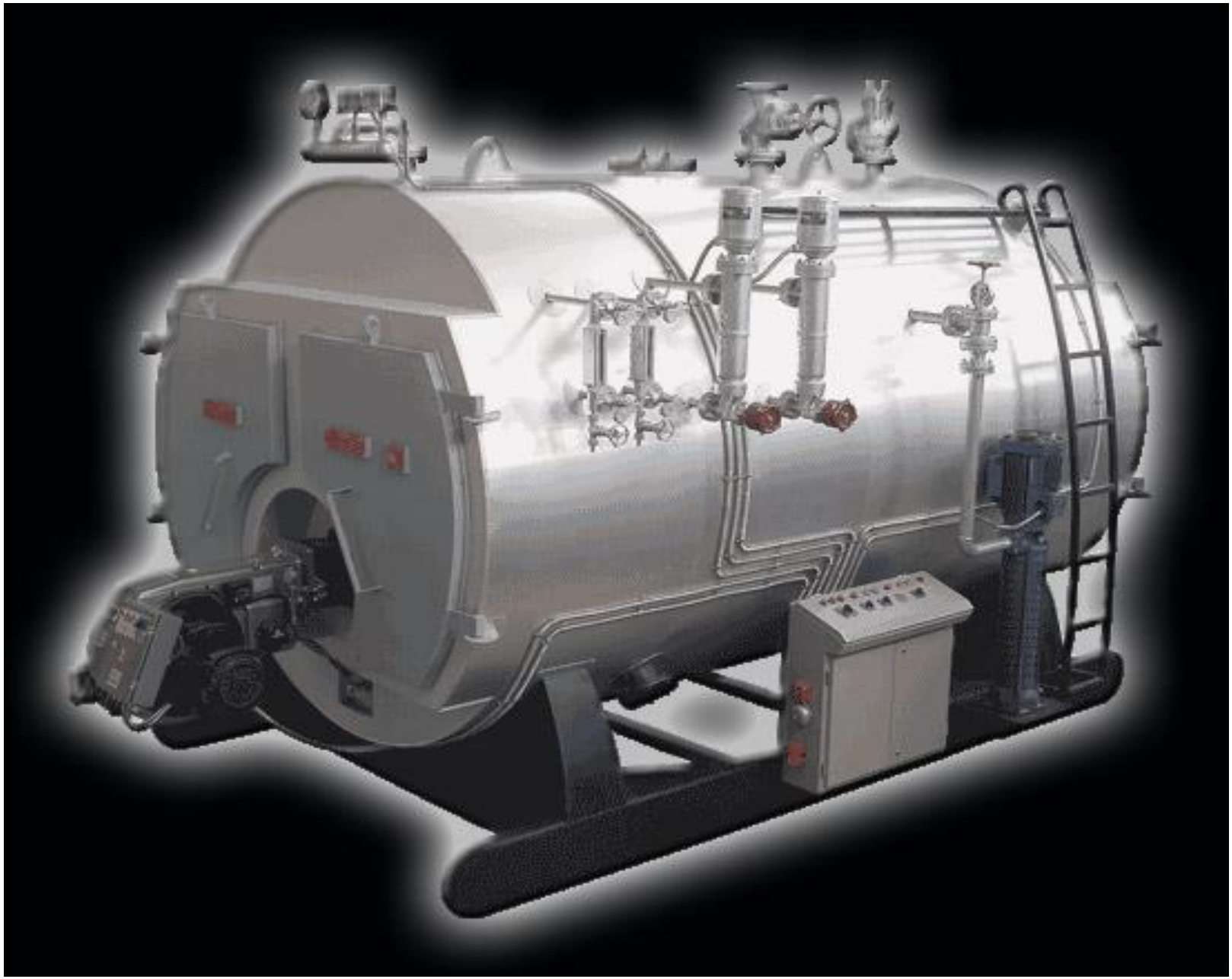
اجزای دیگ :

- بدنه
- لوله ها
- تیوب شیت
- کوره
- مشعل
- دودکش
- شیر اطمینان
- عایق
- پمپ تغذیه
- منهول یا هند هول
- پرشر سوئیچ
- شیر زیر آب زنی
- کنترل کننده های سطح
- فشار سنج
- دما سنج
- آب نما
- خلاء شکن (دیگ – مبدل)
- ترموستات سر دودکش
- شیر نمونه گیری و مبدل

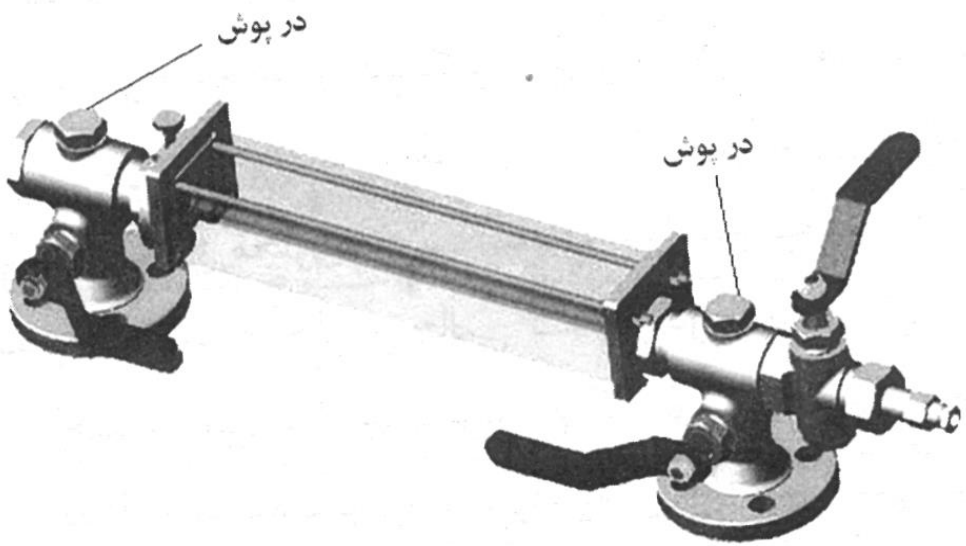

1
2
3
4
5
6
Big steam space
Corrugated furnace
Good performance water pump


safety valve
reyurn connection
air cock
flow connection
manhole
lifting lug
gas exitflange
pressure gayge
device
circulator
hinged front door
burner
wet back
combostion chamber
furnace flue
http://www.steemboiler.com


LOOS
LOOS

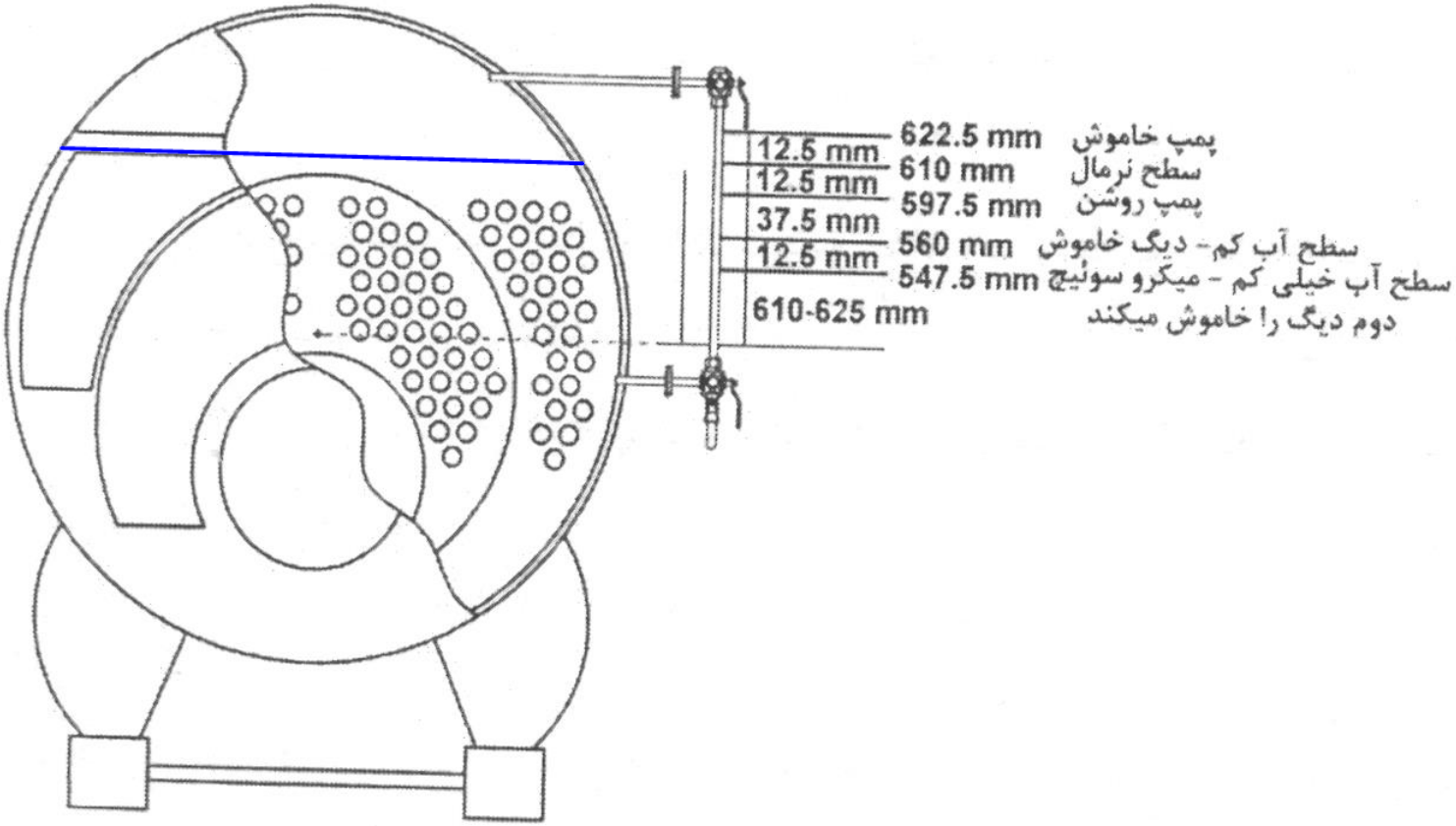


سایت گلس : S.G.



شکل (۱۲)

- دیگهای بخار باید سایت گلس داشته باشند.
- در حالت نرمال کار دیگ سطح آ ب باید در وسط سایت گلس باشد.
- هر دیگ حد اقل دو عدد باید سایت گلس داشته باشد.



شکل (۱۱)

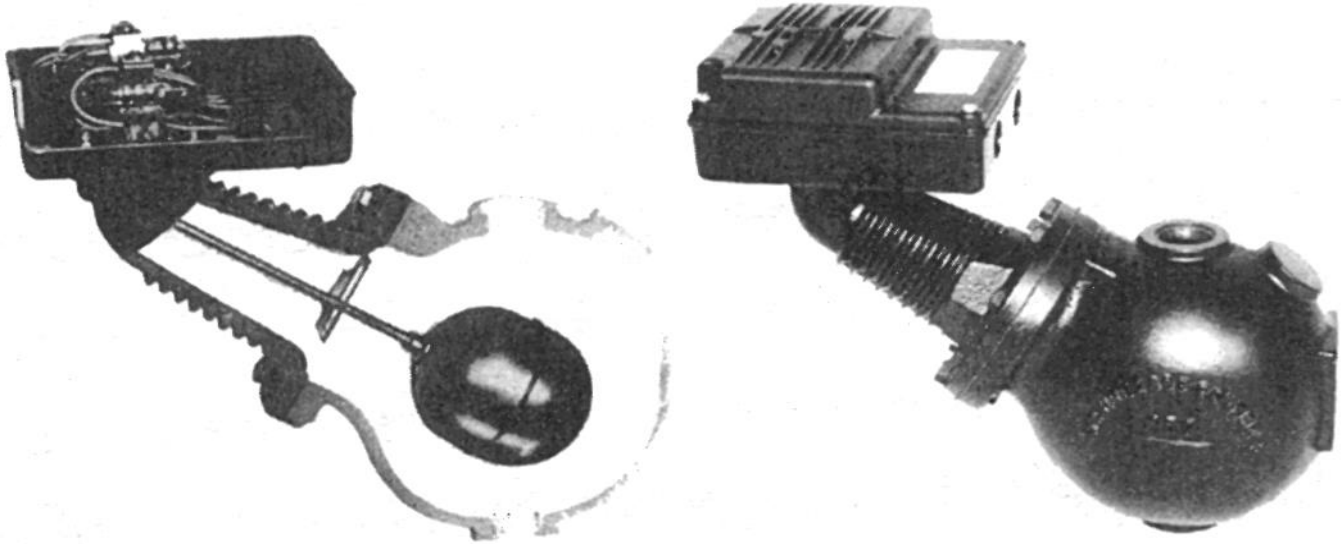
- در 12.5 mm بالا و 12.5 mm پایین پمپ روشن وخاموش می شود.
- در صورت بالا بودن TDS آب داخل دیگ سطح آب در سایت گلس نوسان خواهد داشت.

شیر خلاء شکن :

- در هنگام تعمیرات بدلیل سرد شدن داخل دیگ بخاربخار چگالیده می شود و در داخل دیگ فشار منفی بوجود می آید لذا شیر خلاء شکن از اثر فشار منفی بر روی تجهیزات کنترل جلوگیری میکند .

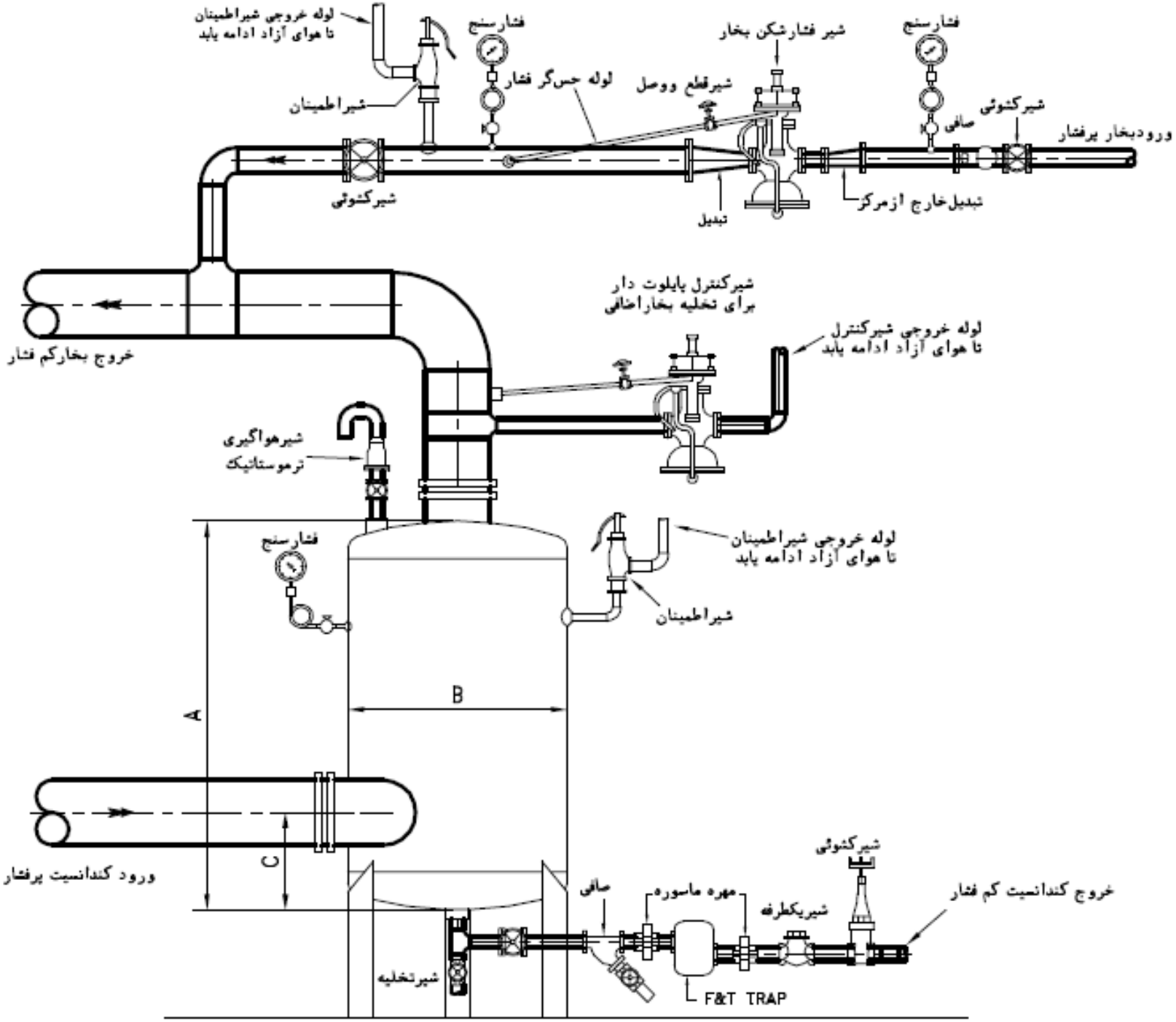
کنترل کننده سطح آب(لول کنترلر): L.C.

- فرمان آب گیری پمپ را لول کنترلر صادر میکند



LEVEL CONTROLS
MAXIMUM PRESSURE 150 PSI

شکل(۱۳)


لوله خروجی شیراطمینان
تا هوای آزاد ادامه یابد
فشارسنج
شیر فشارشکن بخار
فشارسنج
لوله حس‌گر فشار
شیرقطع ووصل
شیراطمینان
شیرکنترلی
صافی
ورودبخار پرفشار
شیرکنترلی
تبدیل
تبدیل‌خارج ازمرکز
شیرکنترل پایلوت دار
برای تخلیه بخاراضافی
لوله خروجی شیرکنترل
تا هوای آزاد ادامه یابد
خروج بخارکم فشار
شیرهواگیری
ترموستاتیک
فشارسنج
لوله خروجی شیراطمینان
تا هوای آزاد ادامه یابد
شیراطمینان
A
B
C
ورود کندانسیت پرفشار
شیرکنترلی
صافی
مهره ماسوره
شیریکطرفه
خروج کندانسیت کم فشار
شیرتخلیه
F&T TRAP

قطرنامی اتصال کندانسیت خروجی DN	قطرنامی اتصال خروج بخار کم فشار DN	قطرنامی اتصال ورود کندانسیت پرفشار DN	ابعاد فلاش تانک میلیمتر			حداکثر بخار تبخیر شده Kg/h	فشار بخار در داخل فلاش تانک Kg/Cm^2	کندانسیت ورودی بافشار $6.8\ Kg/Cm^2$ Kg/h
			C	قطر B	A			
40	65	50	290	219	910	220	1	2250
50	100	80	290	324	910	450	1	4600
65	150	100	340	406	1000	900	1	9200
80	150	100	340	508	1200	1360	1	13900
100	150	150	420	610	1200	1900	1	19400

۱-این نقشه، جزئیات بازیافت بخار ازکندانسیت پرفشار رابا استفاده ازفلاش تانک بخار(FLASH RECOVERY VESSEL) نشان می دهد.

۲-کاهش ناگهانی فشارکندانسیت پرفشاردرفلاش تانک، سبب می شودتا مقداری ازکندانسیت، تبخیرشده وبصورت بخارکم فشار ازمخزن خارج شود.
باقیمانده کندانسیت بافشار کاهش یافته ازمخزن خارج می شود.

۳-مقدار کندانسیت قابل تبخیر، بستگی به فشارکندانسیت اشباع ورودی وفشارداخل فلاش تانک داردومیزان آن با استفاده ازفرمول زیرقابل محاسبه است

$$\text{کندانسیت قابل تبخیردر فلاش تانک بخار} = \text{کندانسیت ورودی} \times \frac{h_{f1} - h_{f2}}{h_{fg2}}$$

- h_{f1} = آنتالپی مایع اشباع درفشارکندانسیت ورودی
- h_{f2} = آنتالپی مایع اشباع درفشار تبخیرمورد نظر درفلاش تانک
- h_{fg2} = گرمای نهان بخار آب درفشار تبخیرمورد نظر درفلاش تانک

۴-درانتخاب فلاش تانک بخار، آنچه که تعیین کننده است، میزان بخارتبخیرشده می باشدو ذکرمقدارکندانسیت ورودی درجدول فوق، جنبه راهنمائی دارد وفقط برای شرایط خاص است

۵-فلاش تانک بخار جزء مخازن تحت فشاراست وطراحی وساخت آن باید بارعایت ضوابط ومقررات موجود دراین زمینه باشد.فشارطراحی فلاش تانک بخار دست کم ۱۰ بار(BAR) توصیه می شود.

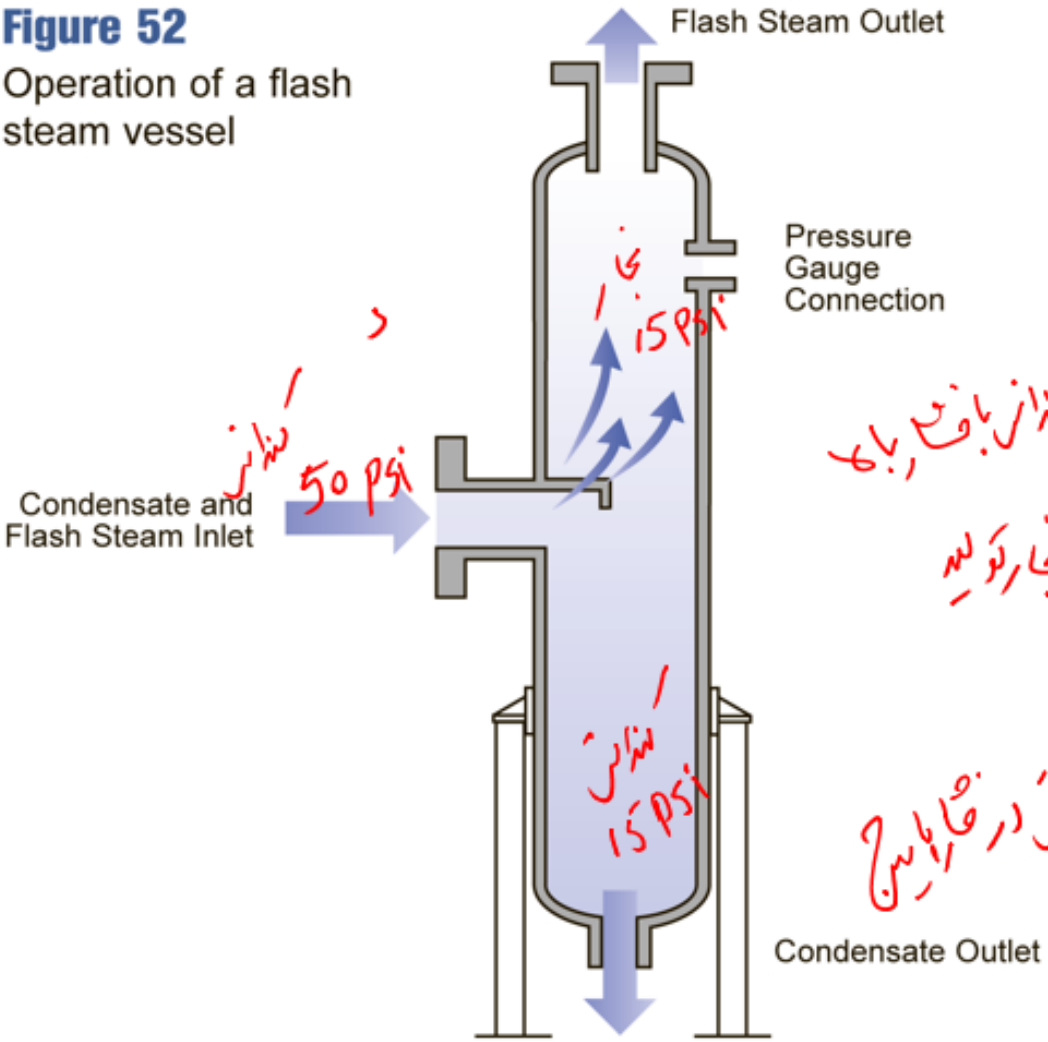
۶-بخارکم فشارخروجی ازفلاش تانک، به طرف مصرف کننده های بخارکم فشار جریان می یابد وبرای جبران کمبودآن درشرایط عادی ویا کاهش مقدار کندانسیت پرفشار، می توان مطابق شکل وبااستفاده ازیک سیستم کاهش فشاربخار، یک انشعاب هم ازخط بخارپرفشار برای این منظور گرفت.

۷-فلاش تانک بخارو لوله کشی های مربوط به آن باید دست کم با ۵۰ میلیمترعایق گرمایی مناسب پوشیده شوند.

۸-درصورتیکه بخارکم فشار حاصل ازاین سیستم بیش از مقدارموردنیاز باشد، بخاراضافی پس ازعبورازیک شیرکنترل پایلوت‌دار، به هوای آزادتخلیه می‌شود.سنسور این شیردر سمت ورودبخار به آن می باشد ودرفشاری کمی بالاتر ازفشاربخارکم فشار ولی پایین‌تر ازنقطه تنظیم‌شیر اطمینان، باز وبخار اضافی را خارج می کند.

فلش استیم:

Figure 52
Operation of a flash steam vessel



- در هنگام شکسته شدن فشار سیستم از سیستم محافظت می کند.

آنتالپی کندانس بافشار بالا

آنتالپی کندانس در فشار پایین

$$\text{درصد بخار تولید} = \frac{H_f - h_f}{h_{fg}} \times 100$$

آنتالپی بخار و کندانس در فشار پایین

- As steam gives up its latent heat at the terminal equipment, the condensate that forms is initially at the same pressure and temperature as the steam. When this condensate is discharged to a lower pressure (as when a steam trap passes condensate to the return system), the condensate contains more heat than necessary to maintain the liquid phase at the lower pressure; this excess heat causes some of the liquid to vaporize or "flash" to steam at the lower pressure. The amount of liquid that flashes to steam can be calculated as follows:

$$\% \text{ Flash Steam} = \frac{100(h_{f1} - h_{f2})}{h_{fg2}} \tag{1}$$

where

h_{f1} = enthalpy of liquid at pressure p_1
h_{f2} = enthalpy of liquid at pressure p_2
h_{fg2} = latent heat of vaporization at pressure p_2

Flash steam contains significant and useful heat energy that can be recovered and used (see the section on Heat Recovery). This reevaporation of condensate can be controlled (minimized) by subcooling the condensate within the terminal equipment before it discharges into the return piping. The volume of condensate that is subcooling should not be so large as to cause a significant loss of heat transfer (condensing) surface.

۳۹- از هزارپوند کندانس با فشار ۵۰PSIG در یک فلاش تانک با فشار ۱۵PSIG چه مقدار به بخار ۱۵PSIG تبدیل می‌شود. انتالپی کندانس در ۵۰PSIG برابر ۲۶۸ بی‌تی‌یو بر پوند و انتالپی بخار و کندانس ۱۵PSIG به ترتیب ۱۱۶۳ و ۲۱۶ بی‌تی‌یو بر پوند است.

H_f h_f h_g

۱) ۵۵ پوند ✓ ۲) ۸۰ پوند

۳) ۱۰۰ پوند ۴) ۶۵ پوند

$m' = 1000\ lb/hr$

$H_f = 268\ Btu/lb$

$h_f = 216$

$h_g = 1163$

$h_{fg} = h_g - h_f$

$$\text{درصد بخار} = \frac{H_f - h_f}{h_{fg}} \times 100 = \frac{268 - 216}{1163 - 216} = 0.055$$

$0.055 \times 1000 = 55\ lb$

حل سوالات آزمون نظام مهندسی مکانیک آذر ۹۲

۵۴- چند درصد از کندانس بخار (کندانسیت) با فشار PSIG ۵۰ با ورود به فلاش‌تانک بخار، به بخار PSIG ۱۵ تبدیل می‌شود؟ انتالپی بخار در فشار PSIG ۱۵ برابر ۱۱۶۳ بی‌تی‌یو بر پوند، انتالپی کندانس بخار در فشار PSIG ۵۰ برابر ۲۶۸ بی‌تی‌یو بر پوند و انتالپی کندانس در فشار PSIG ۱۵ برابر ۲۱۶ بی‌تی‌یو بر پوند است.

۱) ۱۲/۵ درصد
۲) ۱۰ درصد
۳) ۷/۵ درصد
۴) ۵/۵ درصد ✓

DESIGNING THE FLASH TANK

1. CALCULATE THE AMOUNT OF CONDENSATE ENTERING THE FLASH TANK – THE AMOUNT OF CONDENSATE ENTERING THE TANK WILL BE THE SUMMATION OF THE STEAM CONSUMING CAPACITY OF ALL EQUIPMENT TO BE CONNECTED TO THE FLASH TANK. DO NOT TAKE THE TRAP CAPACITIES OF ALL EQUIPMENT SINCE THEY ARE USUALLY SIZED AT THREE TIMES THE STEAM CONSUMING CAPACITY.

2. CALCULATE THE AMOUNT OF CONDENSATE THAT FLASHES INTO STEAM WITHIN THE TANK – THE AMOUNT OF CONDENSATE THAT FLASHES INTO STEAM WITHIN THE TANK CAN BE CALCULATED BY EQUATING THE AMOUNT OF HEAT FLOWING INTO THE TANK AND THE AMOUNT OF HEAT RELEASED WITHIN THE TANK:

   HEAT FLOWING INTO TANK = HEAT RELEASED IN TANK

   FOR EXAMPLE, WHEN 100 LBS/MIN. OF CONDENSATE AT 300 DEGREES F. ARE FLOWING INTO A PROPERLY VENTED TANK IN WHICH THE PRESSURE IS ATMOSPHERIC, THE FOLLOWING CONDITIONS WILL BE ENCOUNTERED:

   A. HEAT FLOWING INTO TANK – THE HEAT FLOWING INTO THE TANK WILL BE 100 LBS/MIN. x 269.59 BTU/LB (ENTHALPY OF WATER AT 300° F) OR 26,959 BTU/MIN.

B. THE HEAT RELEASED IN THE TANK – THE HEAT RELEASED IN THE TANK WILL BE EQUAL TO THE HEAT FLOWING IN, OR 26,959 BTU/MIN. THE AMOUNTS THAT GO INTO STEAM AND THE AMOUNT THAT GOES INTO WATER ARE GIVEN BY THE FOLLOWING FORMULA:

(WHERE "S" = LBS. OF STEAM PER MINUTE) –
LBS. CONDENSATE IN/MIN. x ENTHALPY OF WATER = (LBS. CONDENSATE IN/MIN–"S") x (ENTHALPY OF WATER AT PRESSURE IN TANK) + "S" x ENTHALPY OF STEAM (SATURATED VAPOR AT PRESSURE IN TANK.)

OR IN THE EXAMPLE:

$$100 \times 269.59 = (100 - \text{"S"}) \times (180.07) + (\text{"S"} \times 1150.40)$$
$$26{,}959 = 18{,}007 - 180.07\ \text{"S"} + 1150.40\ \text{"S"}$$
$$8{,}952 = 970.33\ \text{"S"}$$

"S" = 9.22 LBS. STEAM/MIN.
WATER = 100 – 9.22 OR 90.78 LBS. WATER/MIN.

CHECKING –

HEAT IN = 100 x 269.59 = 26,959 BTU/MIN.

HEAT RELEASE IN TANK –

A. WATER = 90.78 x 180.07 = 16.34 BTU/MIN.

B. STEAM = 9.22 x 1150.40 = 10.60 BTU/MIN.

TOTAL = 26.95 BTU/MIN.

3. SIZING THE STEAM SPACE – IF THE VENT IS ADEQUATELY SIZED, THE STEAM CHAMBER NEED ONLY BE LARGE ENOUGH TO TAKE CARE OF THE INSTANTANEOUS FLASH; THUS, FROM THE EXAMPLE ABOVE, THERE IS –

$$\frac{9.2 \text{ LBS/MIN} \times 26.80 \text{ (SPECIFIC VOLUME OF STEAM @ 0 PSIG) FT}^3\text{/LB}}{60 \text{ SEC/MIN}} =$$

4.1 CU. FT./SEC. FLASHING

TO AVOID PRESSURE BUILD-UP, TAKE 2 x 4.1, OR 8 FT.^{3} FOR STEAM SPACE: ASSUMING A TANK DIAMETER OF 30 INCHES, SOLVE FOR HEIGHT, "A", OF STEAM SPACE "S".

$$8 \text{ CU. FT.} = (30/12)^2 \times \frac{\Pi}{4} \times \text{"A"}$$

"A" = 8 ÷ 4.9 =
"A" = 1.63 FT. x 12 = 19.6 INCHES, SAY 20 INCHES.

4. SIZING THE WATER SPACE.– TO PROVIDE STABILITY OF FLOW FROM THE FLASH TANK AT LEAST TEN MINUTES OF WATER STORAGE SHOULD BE PROVIDED. THUS, IN THE EXAMPLE ABOVE –

90.78 LBS/OF WATER PER MIN. x 10 = 907.80 LBS. OF WATER
907.8 LBS ÷ 59.80 LBS/FT ^{3} = 15.18 CU. FT.
15.18 CU. FT. ÷ 4.9 = 3.09 FT., SAY 36 INCHES

5. TANK SIZE.– THE TANK SIZE IS THE DIAMETER TIMES THE SUMMATION OF THE STEAM AND WATER SPACE, OR IN THE EXAMPLE –

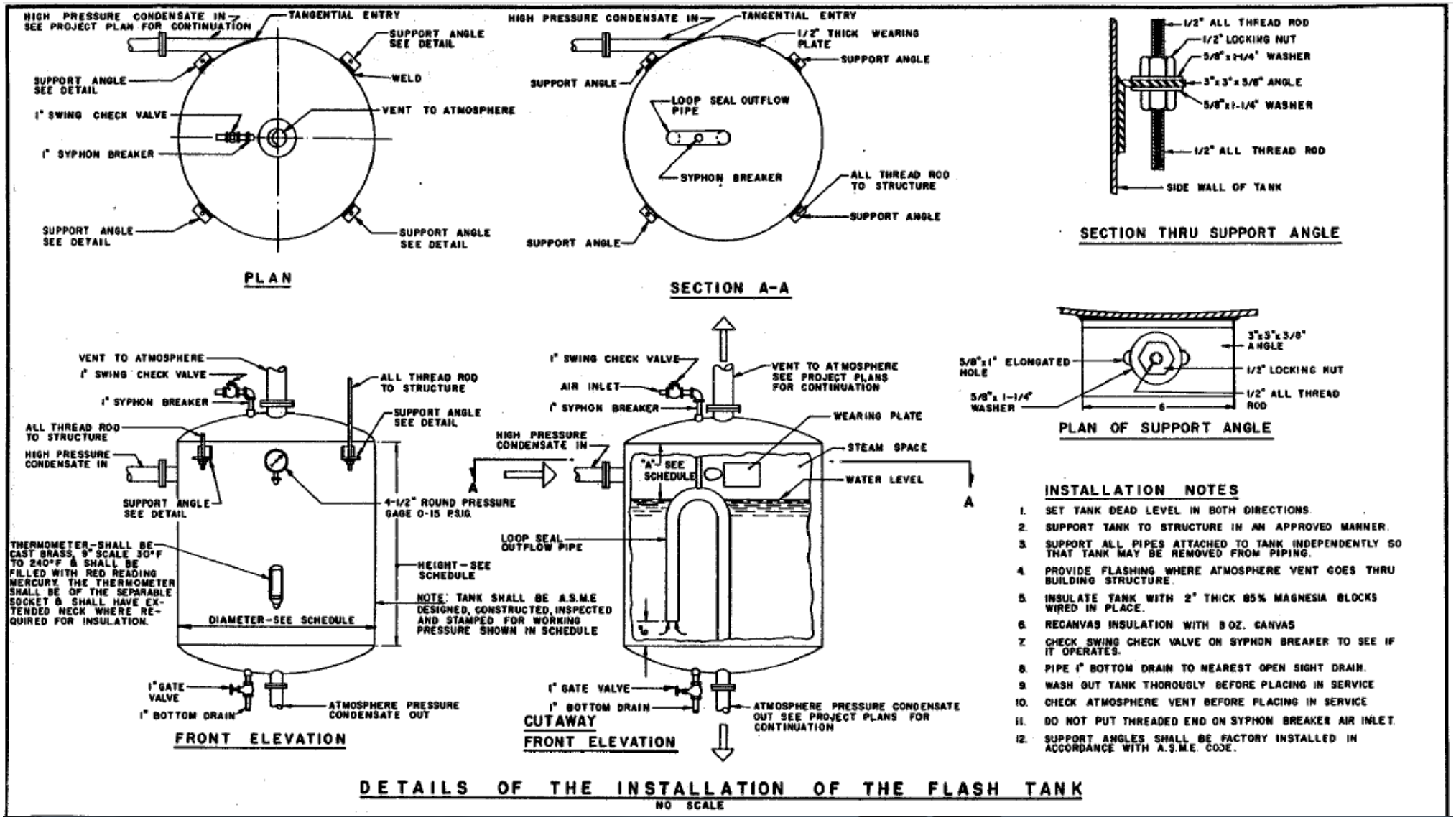
30" DIAMETER x (20 + 36) =
30" DIAMETER x 56" HIGH

6. SIZING THE VENT – SIZE THE VENT FROM THE TABLES FOR LOW PRESSURE STEAM. DO NOT SIZE VENT LESS THAN TWO (2) INCHES.

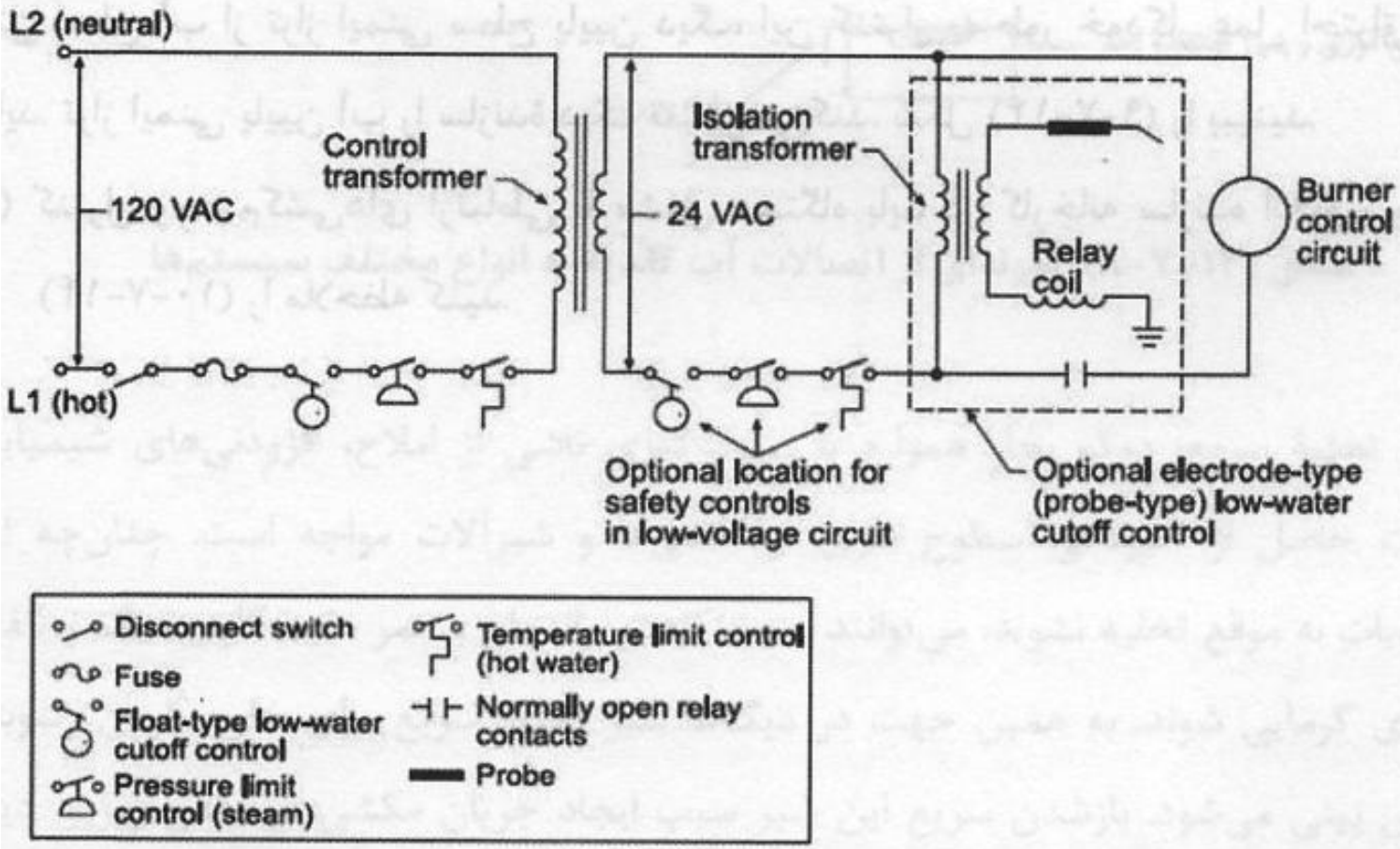
7. SIZING THE HIGH PRESSURE CONDENSATE PIPING – SIZE THE HIGH PRESSURE CONDENSATE LINE FROM THE CONDENSATE TABLES.

8. SIZING THE ATMOSPHERIC PRESSURE CONDENSATE PIPING – SIZE THE ATMOSPHERIC CONDENSATE LINE TO SUIT THE PUMPS OR GRAVITY FLOW CONDITIONS.

9. USE OF HEAT WASTED TO ATMOSPHERE – WHERE THE STEAM WILL BE VENTED TO ATMOSPHERE, CONSIDER IN THE DESIGN THE USE OF THE FLASH STEAM IN THE BUILDING, OR RUN THE CONDENSATE THRU HEAT EXCHANGERS IN THE BUILDING TO AVOID WASTING OF HEAT TO THE ATMOSPHERE.


HIGH PRESSURE CONDENSATE IN SEE PROJECT PLAN FOR CONTINUATION
TANGENTIAL ENTRY
SUPPORT ANGLE SEE DETAIL
WELD
SUPPORT ANGLE SEE DETAIL
1" SWING CHECK VALVE
VENT TO ATMOSPHERE
1" SYPHON BREAKER
SUPPORT ANGLE SEE DETAIL
SUPPORT ANGLE SEE DETAIL
PLAN
HIGH PRESSURE CONDENSATE IN
TANGENTIAL ENTRY
1/2" THICK WEARING PLATE
SUPPORT ANGLE
SUPPORT ANGLE
LOOP SEAL OUTFLOW PIPE
SYPHON BREAKER
ALL THREAD ROD TO STRUCTURE
SUPPORT ANGLE
SUPPORT ANGLE
SECTION A-A
1/2" ALL THREAD ROD
1/2" LOCKING NUT
5/8"x1-1/4" WASHER
3"x3"x3/8" ANGLE
5/8"x1-1/4" WASHER
1/2" ALL THREAD ROD
SIDE WALL OF TANK
SECTION THRU SUPPORT ANGLE
VENT TO ATMOSPHERE
1" SWING CHECK VALVE
1" SYPHON BREAKER
ALL THREAD ROD TO STRUCTURE
SUPPORT ANGLE SEE DETAIL
ALL THREAD ROD TO STRUCTURE
HIGH PRESSURE CONDENSATE IN
SUPPORT ANGLE SEE DETAIL
4-1/2" ROUND PRESSURE GAGE 0-15 P.S.I.G.
THERMOMETER-SHALL BE CAST BRASS, 9" SCALE 30°F TO 240°F & SHALL BE FILLED WITH RED READING MERCURY. THE THERMOMETER SHALL BE OF THE SEPARABLE SOCKET & SHALL HAVE EXTENDED NECK WHERE REQUIRED FOR INSULATION.
HEIGHT-SEE SCHEDULE
NOTE: TANK SHALL BE A.S.M.E DESIGNED, CONSTRUCTED, INSPECTED AND STAMPED FOR WORKING PRESSURE SHOWN IN SCHEDULE
DIAMETER-SEE SCHEDULE
1" GATE VALVE
1" BOTTOM DRAIN
ATMOSPHERE PRESSURE CONDENSATE OUT
FRONT ELEVATION
1" SWING CHECK VALVE
AIR INLET
1" SYPHON BREAKER
VENT TO ATMOSPHERE SEE PROJECT PLANS FOR CONTINUATION
WEARING PLATE
HIGH PRESSURE CONDENSATE IN
"A" SEE SCHEDULE
STEAM SPACE
WATER LEVEL
A
A
LOOP SEAL OUTFLOW PIPE
1" GATE VALVE
1" BOTTOM DRAIN
ATMOSPHERE PRESSURE CONDENSATE OUT SEE PROJECT PLANS FOR CONTINUATION
CUTAWAY
FRONT ELEVATION
3"x3"x3/8" ANGLE
5/8"x1" ELONGATED HOLE
1/2" LOCKING NUT
5/8"x1-1/4" WASHER
1/2" ALL THREAD ROD
6
PLAN OF SUPPORT ANGLE
INSTALLATION NOTES
1. SET TANK DEAD LEVEL IN BOTH DIRECTIONS.
2. SUPPORT TANK TO STRUCTURE IN AN APPROVED MANNER.
3. SUPPORT ALL PIPES ATTACHED TO TANK INDEPENDENTLY SO THAT TANK MAY BE REMOVED FROM PIPING.
4. PROVIDE FLASHING WHERE ATMOSPHERE VENT GOES THRU BUILDING STRUCTURE.
5. INSULATE TANK WITH 2" THICK 85% MAGNESIA BLOCKS WIRED IN PLACE.
6. RECANVAS INSULATION WITH 8 OZ. CANVAS
7. CHECK SWING CHECK VALVE ON SYPHON BREAKER TO SEE IF IT OPERATES.
8. PIPE 1" BOTTOM DRAIN TO NEAREST OPEN SIGHT DRAIN.
9. WASH OUT TANK THOROUGLY BEFORE PLACING IN SERVICE
10. CHECK ATMOSPHERE VENT BEFORE PLACING IN SERVICE
11. DO NOT PUT THREADED END ON SYPHON BREAKER AIR INLET.
12. SUPPORT ANGLES SHALL BE FACTORY INSTALLED IN ACCORDANCE WITH A.S.M.E. CODE.
DETAILS OF THE INSTALLATION OF THE FLASH TANK
NO SCALE

شکل (۱۴-۷-۹): نمونه‌ای از وسیلهٔ کنترل سطح پایین آب دیگ بخار



Simplified sample wiring schematic for basic gas-fired boiler (Intended for illustrative purpose only depicting function of low-water cutoff controls)

شیر نمونه گیری :

- هر چند روز یک بارازآب دیگ باید نمونه گیری شود.

(۳) شیر تخلیهٔ سریع: دیگ بخار همواره با رسوب‌گیری ناشی از املاح، افزودنی‌های شیمیایی، ذرات حاصل از خوردگی سطوح فلزی لوله‌کشی‌ها و شیرآلات مواجه است. چنان‌چه این رسوبات به موقع تخلیه نشوند، می‌توانند سبب کاهش راندمان و عمر مفید کاری دیگ و تلفات انرژی گرمایی شوند. به همین جهت در دیگ‌ها شیر تخلیه سریع برای خارج کردن رسوبات پیش بینی می‌شود. بازشدن سریع این شیر سبب ایجاد جریان مکشی در سطح زیرین دیگ شده و این رسوبات را همراه خود تخلیه می‌کند. باز و بسته شدن سریع این شیر همچنین از تلفات ناخواسته بخار و انرژی جلوگیری می‌نماید.

شیر تخلیه : B.V.

- این شیر چون سریع باز می شود در داخل دیگ تلاطم ایجاد می کند و رسوبات را تخلیه می کند.

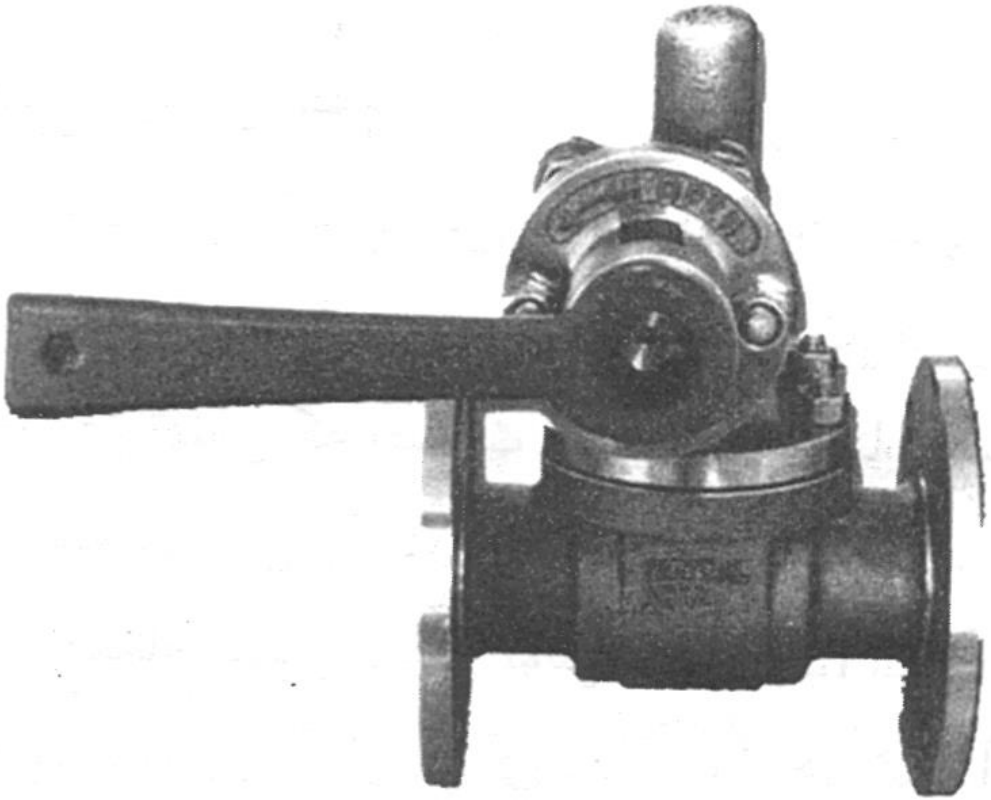
R(gpm)= (gpm* TDSin)/ (TDSm-TDSin)

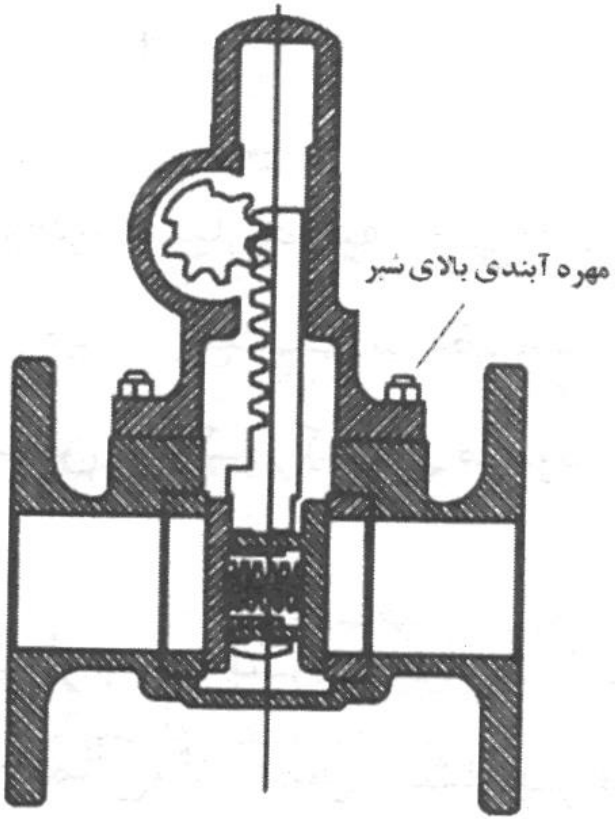
- TDSm مجاز در داخل دیگ حدود 3000 ppm است .
- TDSin آب ورودی به دیگ حدود 20ppm تا 50ppm است .
- TDS آب ورودی شهر حدود 200 ppm است .
- برای اندازه گیری TDS آب دیگ هدایت الکتریکی آب اندازه گیری می شود TDS= (0.55 تا 0.72) µs/cm

دبی آب جبرانی

$$BR(gpm) = \frac{V(gpm) \times TDS_i}{TDS_m - TDS_i}$$

دبی آب تخلیه در مرحله بلودا ؟

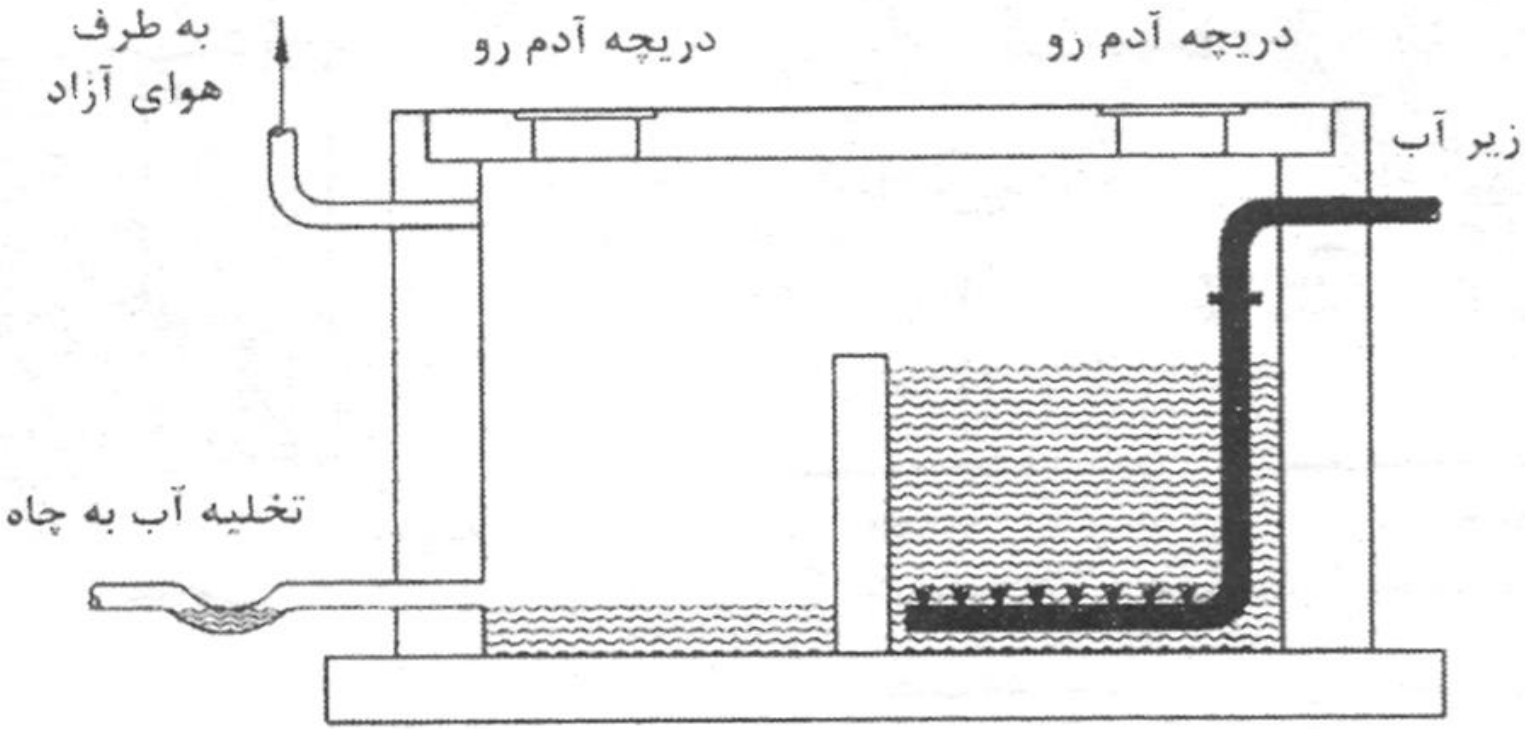




شکل (۸)

B.V

حوضچه تخلیه بخار:



حوضچه تخلیه زیر آب

شکل (۱۶)

Steam Table 1 Metric Units

Pressure bar	Pressure kPa	Temperature °C	Specific Enthalpy: Water (h_f) kJ/kg	Specific Enthalpy: Evaporation (h_{fg}) kJ/kg	Specific Enthalpy: Steam (h_g) kJ/kg	Specific Volume Steam m^3/kg
0·30	30·0	69·10	289·23	2336·1	2625·3	5·229
0·50	50·0	81·33	340·49	2305·4	2645·9	3·240
0·75	75·0	91·78	384·39	2278·6	2663·0	2·217
0·95	95·0	98·20	411·43	2261·8	2673·2	1·777
0	0	100·00	419·04	2257·0	2676·0	1·673
0·10	10·0	102·66	430·2	2250·2	2680·4	1·533
0·20	20·0	105·10	440·8	2243·4	2684·2	1·414
0·30	30·0	107·39	450·4	2237·2	2687·6	1·312
0·40	40·0	109·55	459·7	2231·3	2691·0	1·225
0·50	50·0	111·61	468·3	2225·6	2693·9	1·149
0·60	60·0	113·56	476·4	2220·4	2696·8	1·083
0·70	70·0	115·40	484·1	2215·4	2699·5	1·024
0·80	80·0	117·14	491·6	2210·5	2702·1	0·971
0·90	90·0	118·80	498·9	2205·6	2704·5	0·923
1·00	100·0	120·42	505·6	2201·1	2706·7	0·881
1·10	110·0	121·96	512·2	2197·0	2709·2	0·841
1·20	120·0	123·46	518·7	2192·8	2711·5	0·806
1·30	130·0	124·90	524·6	2188·7	2713·3	0·773
1·40	140·0	126·28	530·5	2184·8	2715·3	0·743
1·50	150·0	127·62	536·1	2181·0	2717·1	0·714
1·60	160·0	128·89	541·6	2177·3	2718·9	0·689
1·70	170·0	130·13	547·1	2173·7	2720·8	0·665
1·80	180·0	131·37	552·3	2170·1	2722·4	0·643
1·90	190·0	132·54	557·3	2166·7	2724·0	0·622
2·00	200·0	133·69	562·2	2163·3	2725·5	0·603
2·20	220·0	135·88	571·7	2156·9	2728·6	0·568
2·40	240·0	138·01	580·7	2150·7	2731·4	0·536
				2144·7	2733·9	0·509

absolute

gauge

Steam Table 1 Metric Units

Pressure			Temperature	Specific Enthalpy			Specific Volume Steam
bar		kPa	°C	Water (h_f) kJ/kg	Evaporation (h_{fg}) kJ/kg	Steam (h_g) kJ/kg	m^3/kg
0·30	absolute	30·0	69·10	289·23	2336·1	2625·3	5·229
0·50		50·0	81·33	340·49	2305·4	2645·9	3·240
0·75		75·0	91·78	384·39	2278·6	2663·0	2·217
0·95		95·0	98·20	411·43	2261·8	2673·2	1·777
0	gauge	0	100·00	419·04	2257·0	2676·0	1·673
0·10		10·0	102·66	430·2	2250·2	2680·4	1·533
0·20		20·0	105·10	440·8	2243·4	2684·2	1·414
0·30		30·0	107·39	450·4	2237·2	2687·6	1·312
0·40		40·0	109·55	459·7	2231·3	2691·0	1·225
0·50		50·0	111·61	468·3	2225·6	2693·9	1·149
0·60		60·0	113·56	476·4	2220·4	2696·8	1·083
0·70		70·0	115·40	484·1	2215·4	2699·5	1·024
0·80		80·0	117·14	491·6	2210·5	2702·1	0·971
0·90		90·0	118·80	498·9	2205·6	2704·5	0·923
1·00		100·0	120·42	505·6	2201·1	2706·7	0·881
1·10		110·0	121·96	512·2	2197·0	2709·2	0·841
1·20		120·0	123·46	518·7	2192·8	2711·5	0·806
1·30		130·0	124·90	524·6	2188·7	2713·3	0·773
1·40		140·0	126·28	530·5	2184·8	2715·3	0·743
1·50		150·0	127·62	536·1	2181·0	2717·1	0·714
1·60		160·0	128·89	541·6	2177·3	2718·9	0·689
1·70		170·0	130·13	547·1	2173·7	2720·8	0·665
1·80		180·0	131·37	552·3	2170·1	2722·4	0·643
1·90		190·0	132·54	557·3	2166·7	2724·0	0·622
2·00		200·0	133·69	562·2	2163·3	2725·5	0·603
2·20		220·0	135·88	571·7	2156·9	2728·6	0·568
2·40		240·0	138·01	580·7	2150·7	2731·4	0·536
2·60		260·0	140·00	589·2	2144·7	2733·9	0·509
2·80		280·0	141·92	597·4	2139·0	2736·4	0·483
3·00		300·0	143·75	605·3	2133·4	2738·7	0·461
3·20		320·0	145·46	612·9	2128·1	2741·0	0·440
3·40		340·0	147·20	620·0	2122·9	2742·9	0·422
3·60		360·0	148·84	627·1	2117·8	2744·9	0·405
3·80		380·0	150·44	634·0	2112·9	2746·9	0·389
4·00		400·0	151·96	640·7	2108·1	2748·8	0·374
4·50		450·0	155·55	656·3	2096·7	2753·0	0·342
5·00		500·0	158·92	670·9	2086·0	2756·9	0·315
5·50		550·0	162·09	684·6	2075·7	2760·3	0·292
6·00		600·0	165·04	697·5	2066·0	2763·5	0·272
6·50		650·0	167·83	709·7	2056·8	2766·5	0·255
7·00		700·0	170·50	721·4	2047·7	2769·1	0·240
7·50		750·0	173·02	732·5	2039·2	2771·7	0·227
8·00		800·0	175·43	743·1	2030·9	2774·0	0·215
8·50		850·0	177·75	753·3	2022·9	2776·2	0·204
9·00		900·0	179·97	763·0	2015·1	2778·1	0·194
9·50		950·0	182·10	772·5	2007·5	2780·0	0·185
10·00		1000·0	184·13	781·6	2000·1	2781·7	0·177
10·50		1050·0	186·05	790·1	1993·0	2783·3	0·171
11·00		1100·0	188·02	798·8	1986·0	2784·8	0·163
11·50		1150·0	189·82	807·1	1979·1	2786·3	0·157
12·00		1200·0	191·68	815·1	1972·5	2787·6	0·151
12·50		1250·0	193·43	822·9	1965·4	2788·8	0·148
13·00		1300·0	195·10	830·4	1959·6	2790·0	0·141
13·50		1350·0	196·62	837·9	1953·2	2791·1	0·136
14·00		1400·0	198·35	845·1	1947·1	2792·2	0·132
14·50		1450·0	199·92	852·1	1941·0	2793·1	0·128
15·00		1500·0	201·45	859·0	1935·0	2794·0	0·124
15·50		1550·0	202·92	865·7	1928·8	2794·9	0·119
16·00		1600·0	204·38	872·3	1923·4	2795·7	0·117
17·00		1700·0	207·17	885·0	1912·1	2797·1	0·110
18·00		1800·0	209·90	897·2	1901·3	2798·5	0·105
19·00		1900·0	212·47	909·0	1890·5	2799·5	0·100
20·00		2000·0	214·96	920·3	1880·2	2800·5	0·0949
21·00		2100·0	217·35	931·3	1870·1	2801·4	0·0906
22·00		2200·0	219·65	941·9	1860·1	2802·0	0·0868
23·00		2300·0	221·85	952·2	1850·4	2802·6	0·0832
24·00		2400·0	224·02	962·2	1840·9	2803·1	0·0797
25·00		2500·0	226·12	972·1	1831·4	2803·5	0·0768
26·00		2600·0	228·15	981·6	1822·2	2803·8	0·0740
27·00		2700·0	230·14	990·7	1813·3	2804·0	0·0714

مقياس مطلق

مقياس نسبي

$1813 < h_{fg} < 2257$ KJ/kg

$1 \text{ Kcal/kg} = 4.18 \text{ KJ/kg}$

$434 < h_{fg} < 540$ Kcal/kg

Kcal/kg

Figure 3: Steam Saturation Table

Gauge Press. in Hg. Vac.	Absolute Pressure psia	Temperature Degrees F	Sensible (hf) BTU/LB	Latent (hfg) BTU/lb	Total (hg) BTU/lb	Spec. Volume Steam (Vg) ft^3/lb
27.96	1	101.7	69.5	1032.9	1102.4	333.0
25.91	2	126.1	93.9	1019.7	1113.6	173.5
23.81	3	141.5	109.3	1011.3	1120.6	118.6
21.83	4	153.0	120.8	1004.9	1125.7	90.52
19.79	5	162.3	130.1	999.7	1129.8	73.42
17.75	6	170.1	137.8	995.4	1133.2	61.89
15.7	7	176.9	144.6	991.5	1136.1	53.57
13.66	8	182.9	150.7	987.9	1138.6	47.26
11.62	9	188.3	156.2	984.7	1140.9	42.32
9.58	10	193.2	161.1	981.9	1143.0	38.37
7.54	11	197.8	165.7	979.2	1144.9	35.09
5.49	12	202.0	169.9	976.7	1146.6	32.35
3.45	13	205.9	173.9	974.3	1148.2	30.01
1.41	14	209.6	177.6	972.2	1149.8	28.0
Gauge Pressure psig						
0	14.7	212.0	180.2	970.6	1150.8	26.8
1	15.7	215.4	183.6	968.4	1152.0	25.2
2	16.7	218.5	186.8	966.4	1153.2	23.8
3	17.7	221.5	189.8	964.5	1154.3	22.5
4	18.7	224.5	192.7	962.6	1155.3	21.4
5	**19.7**	**227.4**	**195.5**	**960.8**	**1156.3**	**20.4**
6	20.7	230.0	198.1	959.2	1157.3	19.4
7	21.7	232.4	200.6	957.6	1158.2	18.6
8	22.7	234.8	203.1	956.0	1159.1	17.9
9	23.7	237.1	205.5	954.5	1160.0	17.2
10	**24.7**	**239.4**	**207.9**	**952.9**	**1160.8**	**16.5**
11	25.7	241.6	210.1	951.5	1161.6	15.9
12	26.7	243.7	212.3	950.1	1162.3	15.3
13	27.7	245.8	214.4	948.6	1163.0	14.8
14	28.7	247.9	216.4	947.3	1163.7	14.3
15	**29.7**	**249.8**	**218.4**	**946.0**	**1164.4**	**13.9**
16	30.7	251.7	220.3	944.8	1165.1	13.4
17	31.7	253.6	222.2	943.5	1165.7	13
18	32.7	255.4	224.0	942.4	1166.4	12.7
19	33.7	257.2	225.8	941.2	1167.0	12.3
20	**34.7**	**258.8**	**227.5**	**940.1**	**1167.6**	**12**
22	36.7	262.3	230.9	937.8	1168.7	11.4
24	38.7	265.3	234.2	935.8	1170.0	10.8
26	40.7	268.3	237.3	933.5	1170.8	10.3
28	42.7	271.4	240.2	931.6	1171.8	9.87
30	**44.7**	**274.0**	**243.0**	**929.7**	**1172.7**	**9.46**
32	46.7	276.7	245.9	927.6	1173.5	9.08
34	48.7	279.4	248.5	925.8	1174.3	8.73
36	50.7	281.9	251.1	924.0	1175.1	8.40
38	52.7	284.4	253.7	922.1	1175.8	8.11
40	**54.7**	**286.7**	**256.1**	**920.4**	**1176.5**	**7.83**
42	56.7	289.0	258.5	918.6	1177.1	7.57
44	58.7	291.3	260.8	917.0	1177.8	7.33
46	60.7	293.5	263.0	915.4	1178.4	7.10
48	62.7	205.6	265.2	913.8	1179.0	6.89
50	**64.7**	**297.7**	**267.4**	**912.2**	**1179.6**	**6.68**
52	66.7	299.7	269.4	901.7	1180.1	6.50
54	68.7	301.7	271.5	909.2	1180.7	6.32
56	70.7	303.6	273.5	907.8	1181.3	6.16
58	72.7	305.5	275.3	906.5	1181.8	6.00
60	**74.7**	**307.4**	**277.1**	**905.3**	**1182.4**	**5.84**
62	76.7	309.2	279.0	904.0	1183.0	5.70
64	78.7	310.9	280.9	902.6	1183.5	5.56
66	80.7	312.7	282.8	901.2	1184.0	5.43
68	82.7	314.3	284.5	900.0	1184.5	5.31

Figure 3 (Cont.): Steam Saturation Table

Gauge Pressure psig	Absolute Pressure psia	Temperature Degrees F	Sensible (hf) BTU/LB	Latent (hfg) BTU/lb	Total (hg) BTU/lb ft^3/lb	Specific Volume Steam (Vg)
70	**84.7**	**316.0**	**286.2**	**898.8**	**1185.0**	**5.19**
72	86.7	317.7	288.0	897.5	1185.5	5.08
74	88.7	319.3	289.4	896.5	1185.9	4.97
76	90.7	320.9	291.2	895.1	1185.9	4.87
78	92.7	322.4	292.9	893.9	1186.8	1.77
80	**94.7**	**323.9**	**294.5**	**892.7**	**1187.2**	**1.37**
82	96.7	325.5	296.1	891.5	1187.6	1.25
84	98.7	326.9	297.6	890.3	1187.9	1.19
86	100.7	328.4	299.1	889.2	1188.3	1.10
88	102.7	329.9	300.6	888.1	1188.7	4.33
90	**104.7**	**331.2**	**302.1**	**887.0**	**1189.1**	**4.25**
92	106.7	332.6	303.5	885.8	1189.3	4.17
94	108.7	333.9	304.9	884.8	1189.7	4.10
96	110.7	335.3	306.3	883.7	1190.0	4.03
98	112.7	336.6	307.7	882.6	1190.3	3.96
100	**114.7**	**337.9**	**309.0**	**881.6**	**1190.6**	**3.90**
102	116.7	339.2	310.3	880.6	1190.9	3.83
104	118.7	340.5	311.6	879.6	1191.2	3.77
106	120.7	341.7	313.0	878.5	1191.5	3.71
108	122.7	343.0	314.3	877.5	1191.8	3.65
110	**124.7**	**344.2**	**315.5**	**876.5**	**1192.0**	**3.60**
112	126.7	345.4	316.8	875.5	1192.3	3.54
114	128.7	346.5	318.0	874.5	1192.5	3.49
116	130.7	347.7	319.3	873.5	1192.8	3.44
118	132.7	348.9	320.5	872.5	1193.0	3.39
120	**134.7**	**350.1**	**321.8**	**871.5**	**1193.3**	**3.34**
125	139.7	352.8	324.7	869.3	1194.0	3.23
130	144.7	355.6	327.6	866.9	1194.5	3.12
135	149.7	358.3	330.6	864.5	1195.1	3.02
140	**154.7**	**360.9**	**333.2**	**862.5**	**1195.7**	**5.93**
145	159.7	363.5	335.9	860.3	1196.2	2.84
150	164.7	365.9	338.6	858.0	1196.6	2.76
155	169.7	368.3	341.1	856.0	1197.1	2.68
160	**174.7**	**370.7**	**343.6**	**853.9**	**1197.5**	**2.61**
165	179.7	372.9	346.1	851.8	1197.9	2.54
170	184.7	375.2	348.5	849.8	1198.3	2.48
175	189.7	377.5	350.9	847.9	1198.8	2.41
180	**194.7**	**379.6**	**353.2**	**845.9**	**1199.1**	**2.35**
185	199.7	381.6	355.4	844.1	1195.5	2.30
190	204.7	383.7	357.6	842.2	1199.8	2.24
195	209.7	385.7	359.9	840.2	1200.1	2.18
200	**214.7**	**387.7**	**362.0**	**838.4**	**1200.4**	**2.14**
210	224.7	391.7	366.2	834.8	1201.0	2.04
220	234.7	395.5	370.3	831.2	1201.5	1.96
230	244.7	399.1	374.2	827.8	1202.0	1.88
240	254.7	402.7	378.0	824.5	1202.5	1.81
250	**264.7**	**406.1**	**381.7**	**821.2**	**1202.9**	**1.74**
260	274.7	409.3	385.3	817.9	1203.2	1.68
270	284.7	412.5	388.8	814.8	1203.6	1.62
280	294.7	415.8	392.3	811.6	1203.9	1.57
290	304.7	418.8	395.7	808.5	1204.2	1.52
300	**314.7**	**421.7**	**398.9**	**805.5**	**1204.4**	**1.47**
310	324.7	424.7	402.1	802.6	1204.7	1.43
320	334.7	427.5	405.2	799.7	1204.9	1.39
330	344.7	430.3	408.3	796.7	1205.0	1.35
340	354.7	433.0	411.3	793.8	1205.1	1.31
350	**364.7**	**435.7**	**414.3**	**791.0**	**1205.3**	**1.27**
360	374.7	438.3	417.2	788.2	1205.4	1.24
370	384.7	440.8	420.0	785.4	1205.4	1.21
380	394.7	443.3	422.8	782.7	1205.5	1.18
390	404.7	445.7	425.6	779.9	1205.5	1.15
400	**414.7**	**448.1**	**428.2**	**777.4**	**1205.6**	**1.12**
420	434.7	452.8	433.4	772.2	1205.6	1.07
440	454.7	457.3	438.5	767.1	1205.6	1.02

تعیین سایز لوله های بخار:

1- سرعت

- سرعت مناسب برای لوله های بخار حدود 4000 fpm

$V = 4000\,fpm = 20\,m/s$

سرعت در لوله کشی بخار کم فشار حدود ۲۰ متر بر ثانیه و در لوله کشی بخار پر فشار حدود ۳۰ تا ۶۰ متر بر ثانیه است.

2- نرخ افت فشار

$1\,m/s = 200\,fpm$

- حداکثر افت فشار مجاز سیستم $0.25\,P_0$ میباشد

(P_0 : فشار کاری دیگ) ص ۷۴ کتاب مهندس طباطبایی

$$\text{نرخ افت فشار } J = \frac{\Delta P}{L_e}$$

$$\Delta P = P_0 - P_e = 0.25\,P_0 \quad \text{حداکثر}$$

$$\Delta P = 0.1\,P_0 \quad \text{معمولی}$$

$$L_e = 1.1 \times L$$

- طول معادل(طول + اتصالات) = طول رفت * 1.1

$$L_{eq} = L_s * 1.1$$

$$\text{نرخ افت فشار} = \Delta P_{(psi)} / L_{eq(ft)}$$

3- ظرفیت بخار (دبی بخار در لوله)

$$\text{دبی بخار} \leftarrow \dot{m} = \frac{Q_s}{h_{fg}}$$

تعيين سايز لوله هاي كندانس:

۱- نرخ افت فشار

- نرخ افت فشار $2.5_{ft} / 100_{ft}$

۲- دبي

دبي عبوري از لوله ها 3 برابر مقدار كندانس عبوري از لوله در نظر گرفته مي شود.

جدول ۱۹ــ۲: افت فشار کلی پیشنهادی برای سیستم دو لوله‌ای فشار ضعیف

از کتاب تأسیسات فتحی
مهندس طباطبایی
ص 116

INITIAL STEAM PRESSURE (psig)	TOTAL PRESSURE DROP IN SUPPLY PIPING (psi)	TOTAL PRESSURE DROP IN RETURN PIPING (psi)
2	½	½
5	1¼	1¼
10	2½	2½
15	3¾	3¾
20	5	5

Supply Piping Design Considerations

1. Size pipe according to Chapter 22 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals*, taking into consideration pressure drop and steam velocity.
2. Pitch piping uniformly down in the direction of steam flow at 2 mm per metre. If piping cannot be pitched down in the direction of the steam flow, refer to Chapter 22 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals* for rules on pipe sizing and pitch.
3. Insulate piping well to avoid unnecessary heat loss (see Chapters 25 and 26 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals*).
4. Condensate from unavoidable heat loss in the distribution system must be removed promptly to eliminate water hammer and degradation of steam quality and heat transfer capability. Install drip legs at all low points and natural drainage points in the system, such as at the ends of mains and the bottoms of risers, and ahead of pressure regulators, control valves, isolation valves, pipe bends, and expansion joints. On straight horizontal runs with no natural drainage points, space drip legs at intervals not exceeding 90 m when the pipe is pitched down in the direction of the steam flow and at a maximum of 45 m when the pipe is pitched up, so that condensate flow is opposite of steam flow. These distances apply to systems where valves are opened manually to remove air and excess condensate that forms during warm-up conditions. Reduce these distances by about half in systems that are warmed up automatically.
5. Where horizontal piping must be reduced in size, use eccentric reducers that allow continuing a uniform pitch along the bottom of piping (in downward-pitched systems). Avoid concentric

reducers on horizontal piping, because they can cause water hammer.

6. Take off all branch lines from the top of the steam mains, preferably at a 45° angle, although vertical 90° connections are acceptable.
7. Where the length of a branch takeoff is less than 3 m, the branch line can be pitched back 4 mm per metre, providing drip legs as described previously in item 4.
8. Size drip legs properly to separate and collect the condensate. Drip legs at vertical risers should be full-size and extend beyond the riser, as shown in Figure 4. Drip legs at other locations should be the same diameter as the main. In steam mains 150 mm and over, this can be reduced to half the diameter of the main, but to no less than 100 mm. Where warm-up is supervised, the length of the collecting leg is not critical. However, the recommended length is 1.5 times the pipe diameter and not less than 200 mm. For automatic warm-up, collecting legs should always be the same size as the main and should be at least 710 mm long to provide the hydraulic pressure differential necessary for the trap to discharge before a positive pressure is built up in the steam main.
9. Condensate should flow by gravity from the trap to the return piping system. Where the steam trap is located below the return line, the condensate must be lifted. In some situations when pressure is always adequate, the trap discharge can be piped directly to the return system (Figure 5). However, back pressure at the trap discharge (return line pressure plus hydraulic pressure created by height of lift) must not exceed steam main pressure, and the trap must be sized after considering back

pressure. A collecting leg must be used and the trap discharge must flow by gravity to a vented condensate receiver, from which it is pumped to the overhead return in systems (1) where the temperature is regulated by modulating the steam control valves, or (2) where the back pressure at the trap is close to system pressure. An example of a system requiring a pump follows. The steam system pressure is 207 kPa (gage). The pressure in the condensate return line is 172 kPa (gage) and the condensate return line is elevated 3 m above the trap discharge pipe. To determine the pressure to lift the condensate, the height (in metres) is multiplied by 22.64. Adding the condensate return line pressure [172 kPa (gage)] and the back pressure created from the height of lift [68 kPa (gage)], the total back pressure is 240 kPa (gage), which is greater than the steam system pressure and therefore requires a pump to lift the condensate to the overhead return.

10. Strainers installed before the pressure-reducing and control valves are a natural water collection point. Because water carryover can erode the valve seat, install a trap at the strainer blowdown connection (Figure 6).

Terminal Equipment Piping Design Considerations

1. Size piping the same as the supply and return connections of the terminal equipment.
2. Keep equipment and piping accessible for inspection and maintenance of the steam traps and control valves.
3. Minimize strain caused by expansion and contraction with pipe bends, loops, or three elbow swings to take advantage of piping flexibility, or with expansion joints or flexible pipe connectors.
4. In multiple-coil applications, separately trap each coil for proper drainage (Figure 7). Piping two or more coils to a common header served by a single trap can cause condensate back-up, improper heat transfer, and inadequate temperature control.
5. Terminal equipment, where temperature is regulated by a modulating steam control valve, requires special consideration. Refer to the section on Condensate Removal from Temperature-Regulated Equipment.

Return Piping Design Considerations

1. Flow in the return line is two-phase, consisting of steam and condensate. See Chapter 22 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals* for sizing considerations.
2. Pitch return lines downward in the direction of the condensate flow at 4 mm per metre to ensure prompt condensate removal.
3. Insulate the return line well, especially where the condensate is returned to the boiler or the condensate enthalpy is recovered. In vacuum systems, the return lines are not insulated since condensate subcooling is required.
4. Where possible and practical, use heat recovery systems to recover the condensate enthalpy. See the section on Heat Recovery.
5. Equip dirt pockets of the drip legs and strainer blowdowns with valves to remove dirt and scale.
6. Install steam traps close to drip legs and make them accessible for inspection and repair. Servicing is simplified by making the pipe sizes and configuration identical for a given type and size of trap. The piping arrangement in Figure 8 facilitates inspection and maintenance of steam traps.
7. When elevating condensate to an overhead return, consider the pressure at the trap inlet and the fact that it requires approximately 10 kPa to elevate condensate 1 m. See item 9 in the section on Supply Piping Design Considerations for a complete discussion.

CONDENSATE REMOVAL FROM TEMPERATURE-REGULATED EQUIPMENT

When air, water, or another product is heated, the temperature or heat transfer rate can be regulated by a modulating steam pressure control valve. Because pressure and temperature do not vary at the same rate as load, the steam trap capacity, which is determined by the pressure differential between the trap inlet and outlet, may be adequate at full load, but not at some lesser load.

Analysis shows that steam pressure must be reduced dramatically to achieve a slight lowering of temperature. In most applications, this can result in subatmospheric pressure in the coil, while as much as 75% of the full condensate load has to be handled by the steam trap. This is especially important for coils exposed to outside air, because subatmospheric conditions can occur in the coil at outside temperatures below 0°C, and the coil will freeze if the condensate is not removed.

Armers (1985) provides detailed methods for determining condensate load under various operating conditions. However, in most cases, this load need not be calculated if the coils are piped as shown in Figure 9 and this procedure is followed:

1. Place the steam trap 300 to 900 mm below the bottom of the steam coil to provide a pressure of approximately 3.5 to 10.3 kPa

(gage). Locating the trap at less than 300 mm usually results in improper drainage and operating difficulties.

2. Install vacuum breakers between the coil and trap inlet to ensure that the pressure can drain the coil when it is atmospheric or sub-atmospheric. The vacuum breaker should respond to a differential pressure of no greater than 750 Pa. For atmospheric returns, the vacuum breaker should be opened to the atmosphere, and the return system must be designed to ensure no pressurization of the return line. In vacuum return systems, the vacuum breaker should be piped to the return line.
3. Discharge from the trap must flow by gravity, without any lifts in the piping, to the return system, which must be vented properly to the atmosphere to eliminate any back pressure that could prevent the trap from draining the coil. Where the return main is overhead, the trap discharge should flow by gravity to a vented receiver, from which it is then pumped to the overhead return.
4. Design traps to operate at maximum pressure at the control valve inlet and size them to handle the full condensate load at a pressure differential equal to the hydraulic pressure between the trap and coil. The actual condensate load can vary from the theoretical design load because of the safety factors used in coil selection and the fact that condensate does not always form at a uniform steady rate; therefore, size steam traps according to the following:

For an actual steam pressure p_1 in the coil at full condensate load w, the proportion X of full load needing atmospheric pressure at the coil is

$$X = \frac{100 - t_c}{t_s - t_c} \tag{2}$$

where

t_c = control temperature, °C

t_s = steam temperature at p_1, °C

Then, the steam trap must be sized both to pass the full load w at a differential pressure equal to p_1 and to pass $X \cdot w$ (the proportion of full load) at 3.5 kPa.

5. To reduce the possibility of a steam coil freezing, the temperature-regulating valve is often left wide open, and the leaving air temperature is controlled by a face-and-bypass damper on the steam coil.

6. For air temperatures below freezing, traps selected for draining steam coils should fail open (e.g., bucket traps) or two traps in parallel should be used.

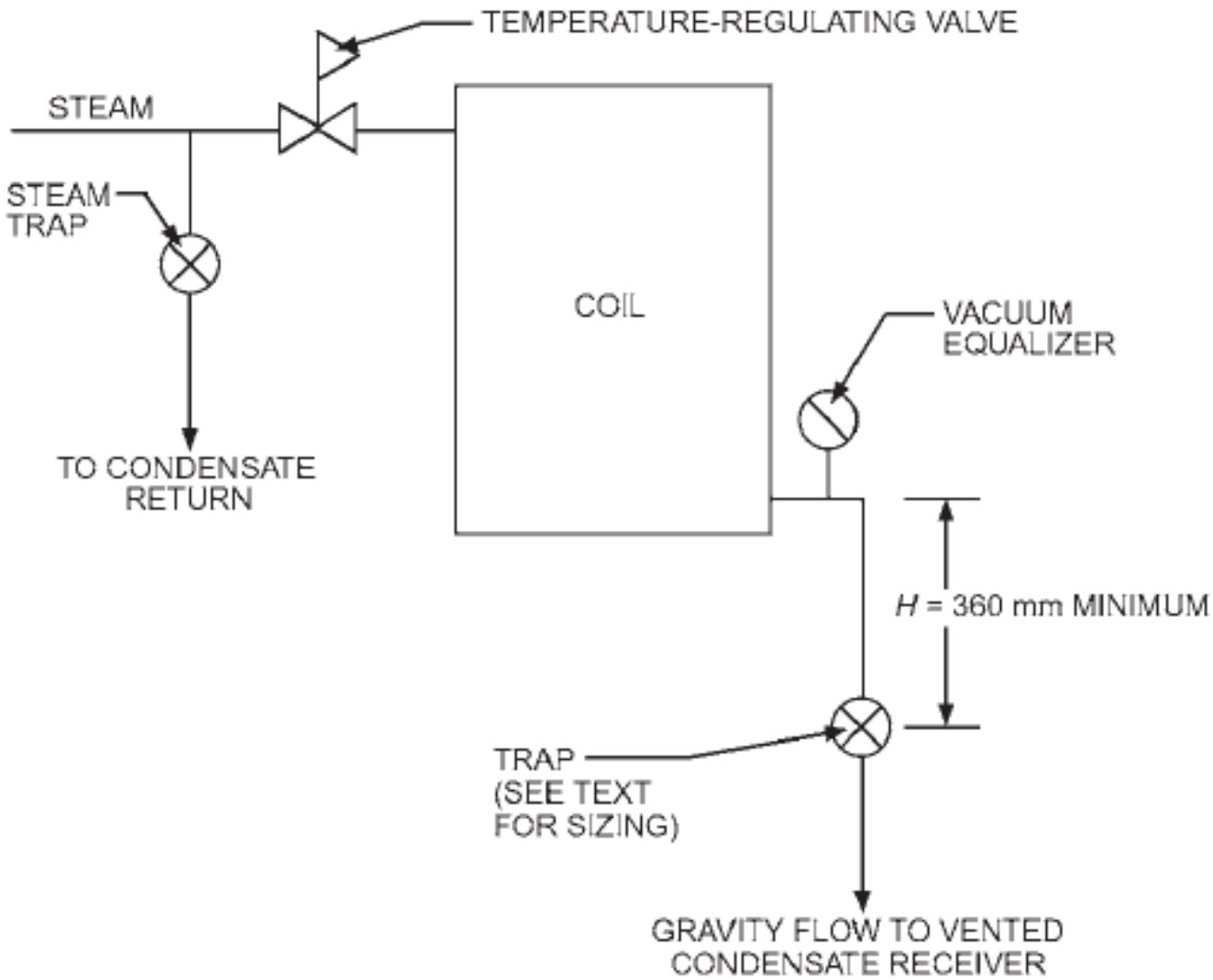


Fig. 9 Trapping Temperature-Regulated Coils

Table 13 Pressure Drops Used for Sizing Steam Pipe[a]

Initial Steam Pressure, kPa[b]	Pressure Drop, Pa/m	Total Pressure Drop in Steam Supply Piping, kPa
Vacuum return	30 to 60	7 to 14
101	7	0.4
108	30	0.4 to 1.7
115	30	3.5
135	60	10
170	115	20
205	225	30
310	450	35 to 70
445	450 to 1100	70 to 105
790	450 to 1100	105 to 170
1140	450 to 2300	170 to 210

[a]Equipment, control valves, and so forth must be selected based on delivered pressures.
[b]Subtract 101 to convert to pressure above atmospheric.

STEAM PIPING

Pressure losses in steam piping for flows of dry or nearly dry steam are governed by Equations (1) through (7) in the section on Pressure Drop Equations. This section incorporates these principles with other information specific to steam systems.

Pipe Sizes

Required pipe sizes for a given load in steam heating depend on the following factors:

- The initial pressure and the total pressure drop that can be allowed between the source of supply and the end of the return system
- The maximum velocity of steam allowable for quiet and dependable operation of the system, taking into consideration the direction of condensate flow
- The equivalent length of the run from the boiler or source of steam supply to the farthest heating unit

Initial Pressure and Pressure Drop. Table 13 lists pressure drops commonly used with corresponding initial steam pressures for sizing steam piping.

Several factors, such as initial pressure and pressure required at the end of the line, should be considered, but it is most important that (1) the total pressure drop does not exceed the initial gage pres-

Table 14 Comparative Capacity of Steam Lines at Various Pitches for Steam and Condensate Flowing in Opposite Directions

Pitch of Pipe, mm/m	Nominal Pipe Diameter, mm									
	20		25		32		40		50	
	Capacity	Maximum Velocity	Capacity	Maximum Velocity	Capacity	Maximum Velocity	Capacity	Maximum Velocity	Capacity	Maximum Velocity
20	0.4	2.4	0.9	2.7	1.5	3.4	2.5	3.7	5.4	4.6
40	0.5	3.4	1.1	3.7	2	4.3	3.3	4.9	6.8	5.5
80	0.7	4.0	1.5	4.6	2.5	5.2	4.2	5.8	8.7	7.3
120	0.8	4.3	1.6	5.2	3.1	6.1	4.7	6.7	10.5	8.2
170	0.9	4.9	1.9	5.8	3.4	6.7	5.3	7.3	11.7	9.1
250	1.0	5.2	2.2	6.7	3.9	7.6	5.9	7.9	12.5	9.8
350	1.2	6.7	2.4	7.3	4.2	7.9	6.4	8.5	12.9	9.8
420	1.3	6.7	2.6	7.6	4.9	9.4	7.5	10.1	14.5	10.1

Source: Laschober et al. (1966).

Capacity in g/s; velocity in m/s.

sure of the system (and in practice it should never exceed one-half the initial gage pressure); (2) the pressure drop is not great enough to cause excessive velocities; (3) a constant initial pressure is maintained, except on systems specially designed for varying initial pressures (e.g., subatmospheric pressure), which normally operate under controlled partial vacuums; and (4) for gravity return systems, the pressure drop to the heating units does not exceed the water column available for removing condensate (i.e., the height above the boiler water line of the lowest point on the steam main, on the heating units, or on the dry return).

Maximum Velocity. For quiet operation, steam velocity should be 40 to 60 m/s, with a maximum of 75 m/s. The lower the velocity, the quieter the system. When the condensate must flow against the steam, even in limited quantity, the velocity of the steam must not exceed limits above which the disturbance between the steam and the counterflowing water may (1) produce objectionable sound, such as water hammer, or (2) result in the retention of water in certain parts of the system until the steam flow is reduced sufficiently to permit the water to pass. The velocity at which these dis-

Table 15 Equivalent Length of Fittings to Be Added to Pipe Run

Nominal Pipe Diameter, mm	Length to Be Added to Run, m				
	Standard Elbow	Side Outside Tee[b]	Gate Valve[a]	Globe Valve[a]	Angle Valve[a]
15	0.4	0.9	0.1	4	2
20	0.5	1.2	0.1	5	3
25	0.7	1.5	0.1	7	4
32	0.9	1.8	0.2	9	5
40	1.1	2.1	0.2	10	6
50	1.3	2.4	0.3	14	7
65	1.5	3.4	0.3	16	8
80	1.9	4.0	0.4	20	10
100	2.7	5.5	0.6	28	14
125	3.3	6.7	0.7	34	17
150	4.0	8.2	0.9	41	20
200	5.2	11	1.1	55	28
250	6.4	14	1.4	70	34
300	8.2	16	1.7	82	40
350	9.1	19	1.9	94	46

[a]Valve in full-open position.
[b]Values apply only to a tee used to divert the flow in the main to the last riser.

turbances take place is a function of (1) pipe size; (2) the pitch of the pipe if it runs horizontally; (3) the quantity of condensate flowing against the steam; and (4) the freedom of the piping from water pockets that, under certain conditions, act as a restriction in pipe size. Table 14 lists maximum capacities for various size steam lines.

Equivalent Length of Run. All tables for the flow of steam in pipes based on pressure drop must allow for pipe friction, as well as for the resistance of fittings and valves. These resistances are generally stated in terms of straight pipe; that is, a certain fitting produces a drop in pressure equivalent to the stated number of feet of straight run of the same size of pipe. Table 15 gives the number of feet of straight pipe usually allowed for the more common types of fittings and valves. In all pipe sizing tables in this chapter, the *length of run* refers to the *equivalent length of run* as distinguished from the *actual length* of pipe. A common sizing method is to assume the length of run and to check this assumption after pipes are sized. For this purpose, the length of run is usually assumed to be double the actual length of pipe.

Sizing Charts

Figure 10 is the basic chart for determining the flow rate and velocity of steam in Schedule 40 pipe for various values of pressure drop per unit length, based on saturated steam at standard pressure (101.325 kPa). Using the multiplier chart (Figure 11), Figure 10 can be used at all saturation pressures between 101 and 1500 kPa (see Example 10).

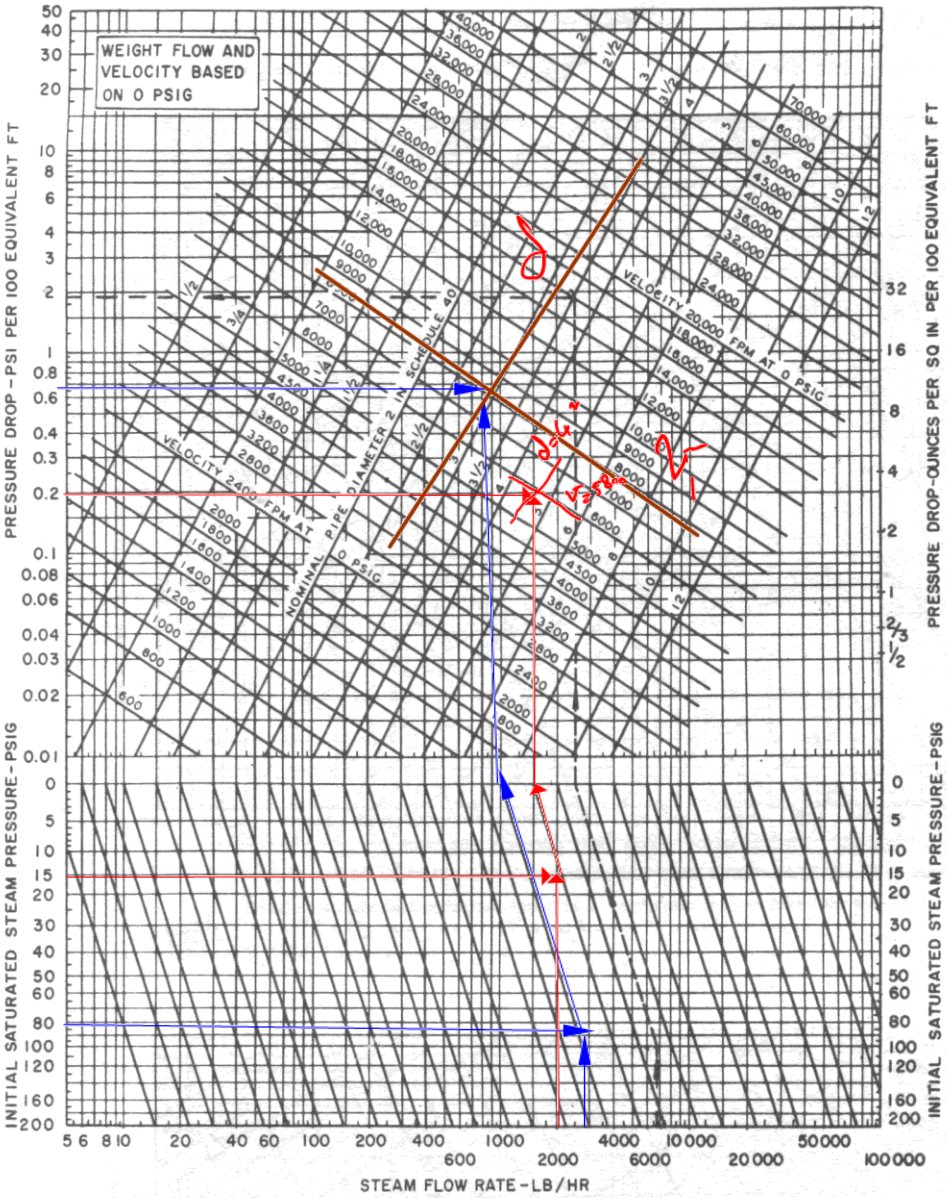
LOW-PRESSURE STEAM PIPING

Values in Table 16 (taken from Figure 10) provide a more rapid means of selecting pipe sizes for the various pressure drops listed and for systems operated at 25 and 85 kPa (gage). The flow rates shown for 25 kPa can be used for saturated pressures from 7 to 41 kPa, and those shown for 85 kPa can be used for saturated pressures from 55 to 110 kPa with an error not exceeding 8%.

Both Figure 10 and Table 16 can be used where the flow of condensate does not inhibit the flow of steam. Columns B and C of Table 17 are used in cases where steam and condensate flow in opposite directions, as in risers or runouts that are not dripped. Columns D, E, and F are for one-pipe systems and include risers, radiator valves and vertical connections, and radiator and riser runout sizes, all of which are based on the critical velocity of the steam to permit the counterflow of condensate without noise.

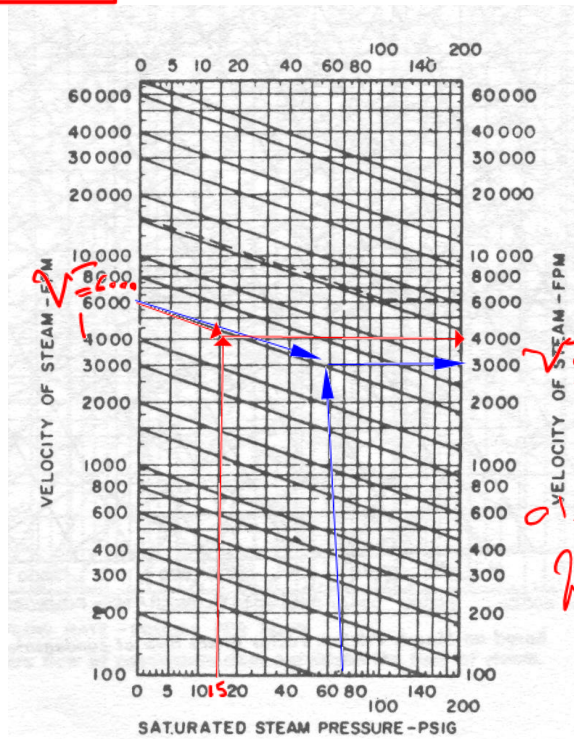
Return piping can be sized using Table 18, in which pipe capacities for wet, dry, and vacuum return lines are shown for several values of pressure drop per metre of equivalent length.

نمودار ۷ــ۲:
برای تعیین دبی، قطر، سرعت و افت فشار در سیستم بخار با
فشار ابتدایی 0 psig *



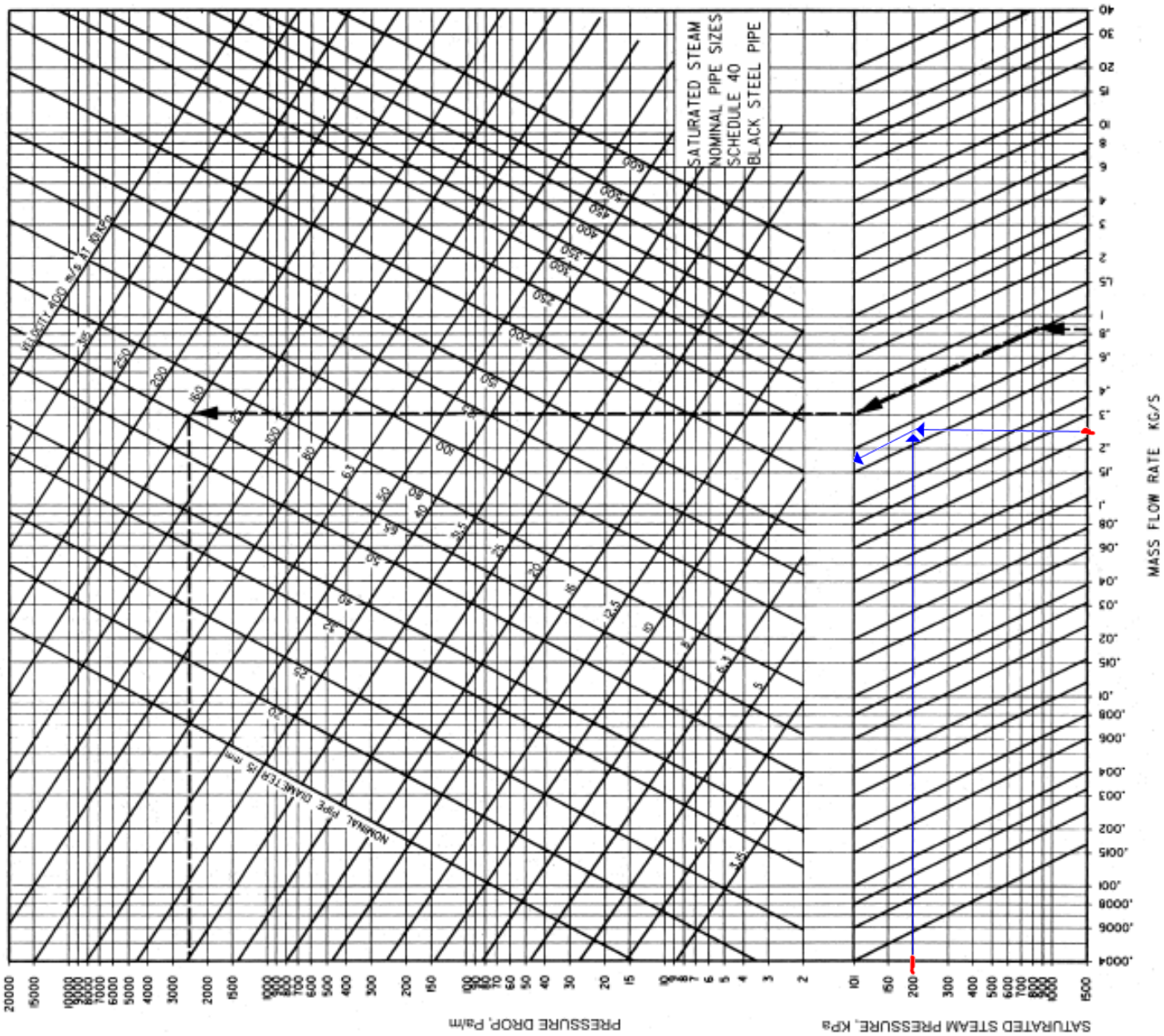
*Use Chart 27 to determine steam velocity at initial saturated steam pressures other than 0 psig.

نمودار ۸ــ۲:
تبدیل سرعت *



* مثال ۸ را ملاحظه کنید.

* در فشارهای ابتدایی غیر از 0 psig باید سرعت بدست آمده از این نمودار با استفاده از نمودار ۸ــ۲ تصحیح شود.



Notes: Based on Moody Friction Factor where flow of condensate does not inhibit the flow of steam.
See Figure 11 for obtaining flow rates and velocities of all saturation pressures between 0 and 200 psig; see also Examples 9 and 10.

Fig. 10 Flow Rate and Velocity of Steam in Schedule 40 Pipe at Saturation Pressure of 0 psig

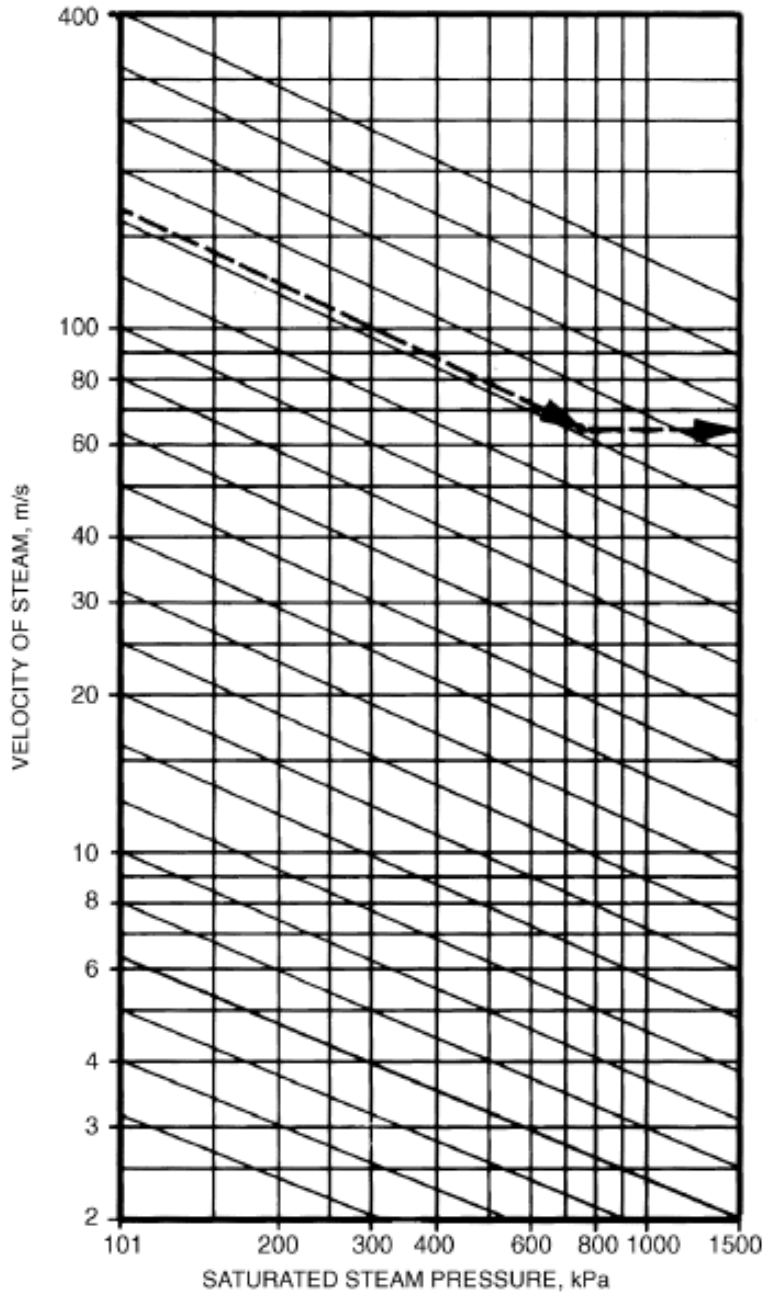
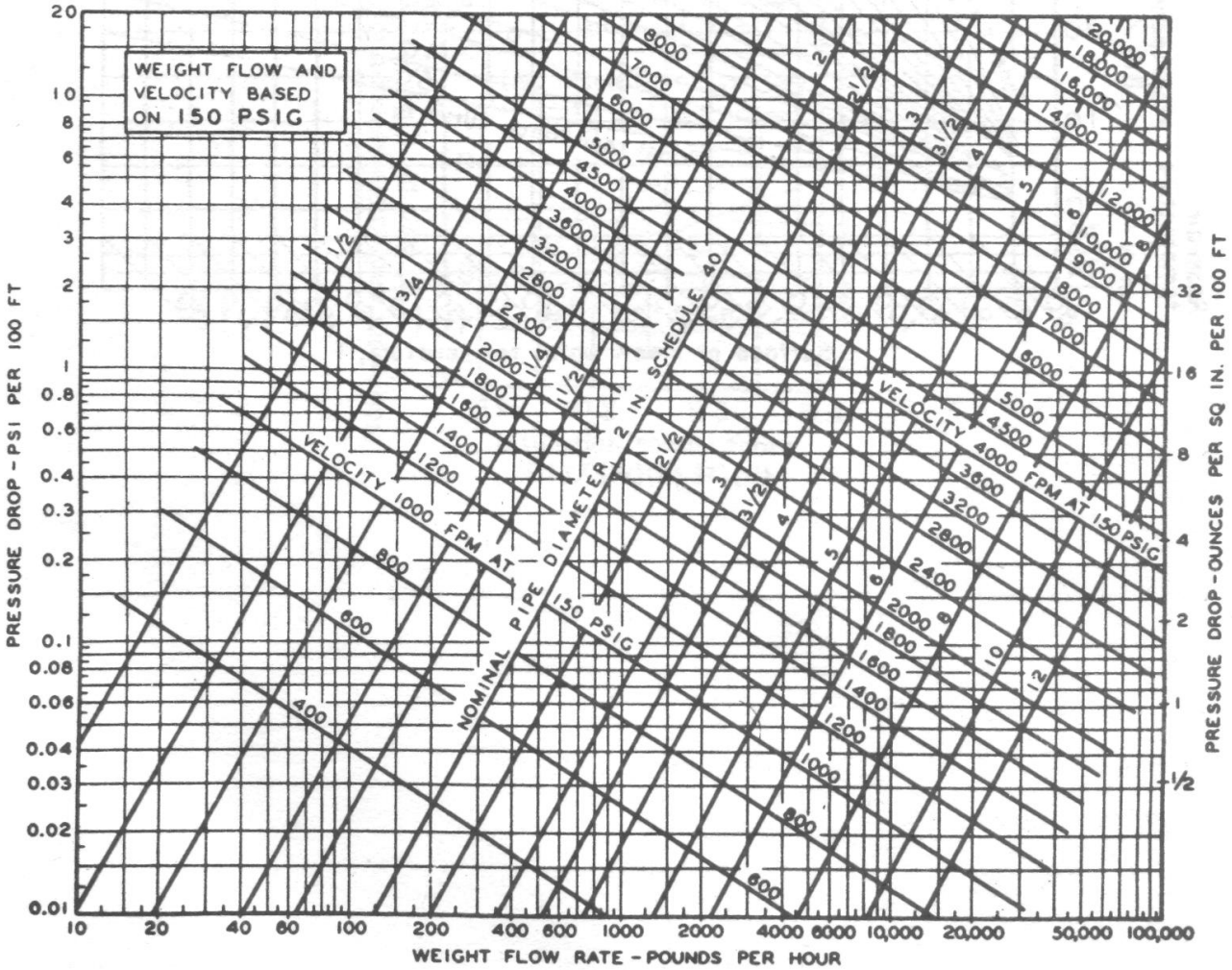


Fig. 11 Velocity Multiplier Chart for Figure 10

نمودار ۱۲ــ۲: برای تعیین دبی، قطر، سرعت و افت فشار در سیستم بخار با فشار 150 psig

(برای سیستم های بخار با فشار از 127 تا 180 psig میزان خطا از 8% تجاوز نمی‌کند)



Based on Moody Friction Factor where flow of condensate does not inhibit the flow of steam.

Example 9. What pressure drop should be used for the steam piping of a system if the measured length of the longest run is 150 m, and the initial pressure must not exceed 14 kPa above atmospheric?

Solution: It is assumed, if the measured length of the longest run is 150 m, that when the allowance for fittings is added, the equivalent length of run does not exceed 300 m. Then, with the pressure drop not over one-half of the initial pressure, the drop could be 7 kPa or less. With a pressure drop of 7 kPa and a length of run of 300 m, the drop would be 23 Pa/m; if the total drop were 3.5 kPa, the drop would be 12 Pa/m. In both cases, the pipe could be sized for a desired capacity according to Figure 10.

On completion of the sizing, the drop could be checked by taking the longest line and actually calculating the equivalent length of run from the pipe sizes determined. If the calculated drop is less than that assumed, the pipe size is adequate; if it is more, an unusual number of fittings is probably involved, and either the lines must be straightened, or the next larger pipe size must be tried.

Table 16 Flow Rate of Steam in Schedule 40 Pipe

Nominal Pipe Size, mm	Pressure Drop, Pa/m													
	14 Pa/m		28 Pa/m		58 Pa/m		113 Pa/m		170 Pa/m		225 Pa/m		450 Pa/m	
	Sat. Press., kPa		Sat. Press., kPa		Sat. Press., kPa		Sat. Press., kPa		Sat. Press., kPa		Sat. Press., kPa		Sat. Press., kPa	
	25	85	25	85	25	85	25	85	25	85	25	85	25	85
20	1.1	1.4	1.8	2.0	2.5	3.0	3.7	4.4	4.5	5.4	5.3	6.3	7.6	9.2
25	2.1	2.6	3.3	3.9	4.7	5.8	6.8	8.3	8.6	10	10	12	14	17
32	4.5	5.7	6.7	8.3	9.8	12	14	17	18	21	20	25	29	35
40	7.1	8.8	11	13	15	19	22	26	27	33	31	38	45	54
50	14	17	20	24	29	36	42	52	53	64	60	74	89	107
65	22	27	33	39	48	58	68	83	86	103	98	120	145	173
80	40	48	59	69	83	102	121	146	150	180	174	210	246	302
90	58	69	84	101	125	153	178	214	219	265	252	305	372	435
100	81	101	120	146	178	213	249	302	309	378	363	436	529	617
125	151	180	212	265	307	378	450	536	552	662	643	769	945	1 080
150	242	290	355	422	499	611	718	857	882	1 080	1 060	1 260	1 500	1 790
200	491	605	702	882	1 020	1 260	1 440	1 800	1 830	2 230	2 080	2 580	3 020	3 720
250	907	1 110	1 290	1 590	1 890	2 290	2 650	3 280	3 300	4 030	3 780	4 660	5 380	6 550
300	1 440	1 730	2 080	2 460	2 950	3 580	4 160	5 040	5 170	6 240	6 050	7 250	8 540	10 200

Notes:

1. Flow rate is in g/s at initial saturation pressures of 25 and 85 kPa (gage). Flow is based on Moody friction factor, where the flow of condensate does not inhibit the flow of steam.
2. The flow rates at 25 kPa cover saturated pressure from 7 to 41 kPa, and the rates at 85 kPa cover saturated pressure from 55 to 110 kPa with an error not exceeding 8%.
3. The steam velocities corresponding to the flow rates given in this table can be found from Figures 10 and 11.

Table 17 Steam Pipe Capacities for Low-Pressure Systems

Nominal Pipe Size, mm	Capacity, g/s				
	Two-Pipe System		One-Pipe Systems		
	Condensate Flowing Against Steam		Supply Risers Upfeed	Radiator Valves and Vertical Connections	Radiator and Riser Runouts
	Vertical	Horizontal			
A	B[a]	C[b]	D[c]	E	F[b]
20	1.0	0.9	0.8	—	0.9
25	1.8	1.8	1.4	0.9	0.9
32	3.9	3.4	2.5	2.0	2.0
40	6.0	5.3	4.8	2.9	2.0
50	12	11	9.1	5.3	2.9
65	20	17	14	—	5.3
80	36	25	25	—	8.2
90	49	36	36	—	15
100	64	54	48	—	23
125	132	99	—	—	35
150	227	176	—	—	69
200	472	378	—	—	—
250	882	718	—	—	—
300	1450	1200	—	—	—
400	2770	2390	—	—	—

Notes:
1. For one- or two-pipe systems in which condensate flows against the steam flow.
2. Steam at average pressure of 7 kPa (gage) is used as a basis of calculating capacities.

[a]Do not use Column B for pressure drops of less than 13 Pa per metre of equivalent run. Use Figure 10 or Table 15 instead.
[b]Pitch of horizontal runouts to risers and radiators should be not less than 40 mm/m. Where this pitch cannot be obtained, runouts over 2.5 m in length should be one pipe size larger than that called for in this table.
[c]Do not use Column D for pressure drops of less than 9 Pa per metre of equivalent run, except on sizes 80 mm and over. Use Figure 10 or Table 15 instead.

Example 10. Given a flow rate of 0.85 kg/s, an initial steam pressure of 800 kPa, and a pressure drop of 2.5 kPa/m, find the size of Schedule 40 pipe required and the velocity of steam in the pipe.

Solution: The following steps are illustrated by the broken line on Figures 10 and 11.

1. Enter Figure 10 at a flow rate of 0.85 kg/s, and move vertically to the horizontal line at 800 kPa.
2. Follow along inclined multiplier line (upward and to the left) to horizontal 101 kPa line. The equivalent mass flow at 101 kPa is about 0.30 kg/s.
3. Follow the 0.30 kg/s line vertically until it intersects the horizontal line at 2500 Pa/m pressure drop. Nominal pipe size is 65 mm. The equivalent steam velocity at 101 kPa is about 165 m/s.
4. To find the steam velocity at 800 kPa, locate the value of 165 m/s on the ordinate of the velocity multiplier chart (Figure 11) at 101 kPa.
5. Move along the inclined multiplier line (downward and to the right) until it intersects the vertical 800 kPa pressure line. The velocity is about 65 m/s.

Note: Steps 1 through 5 would be rearranged or reversed if different data were given.

STEAM CONDENSATE SYSTEMS

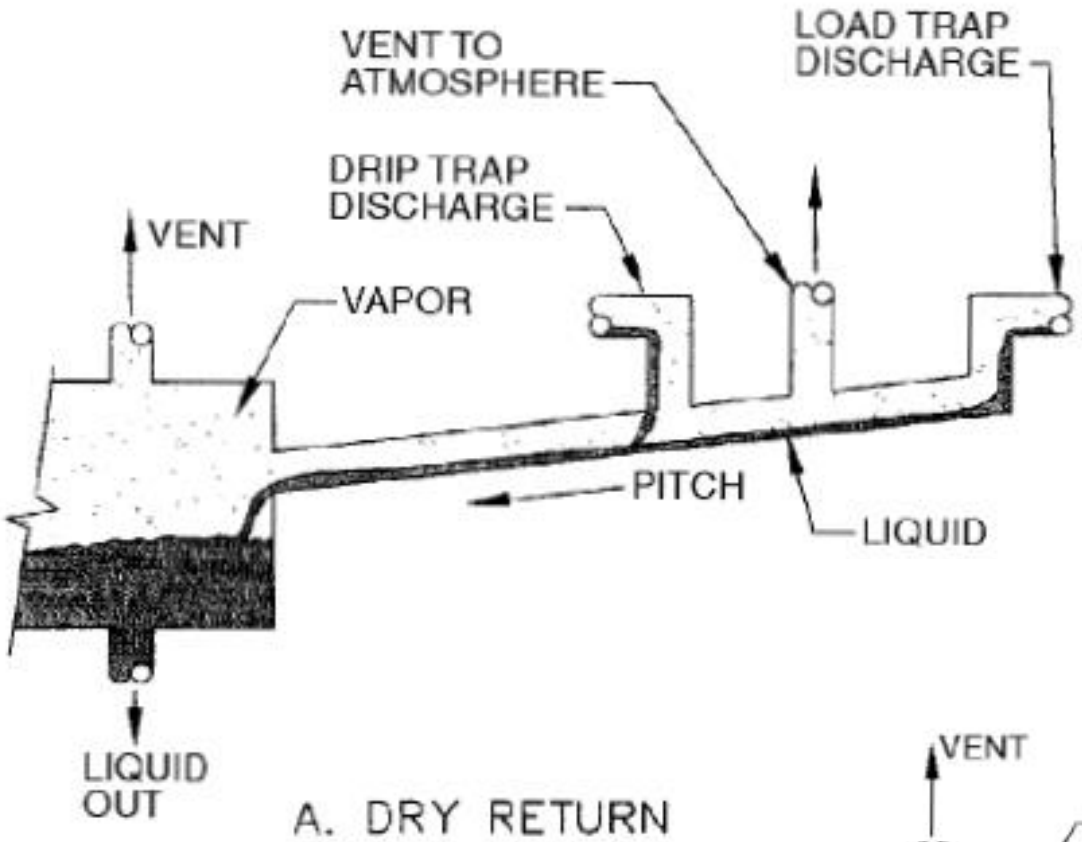
The majority of steam systems used in heating applications are two-pipe systems, in which the two pipes are the "steam" pipe and the "condensate" pipe. This discussion is limited to the sizing of the condensate lines in two-pipe systems.

Two-Pipe Systems

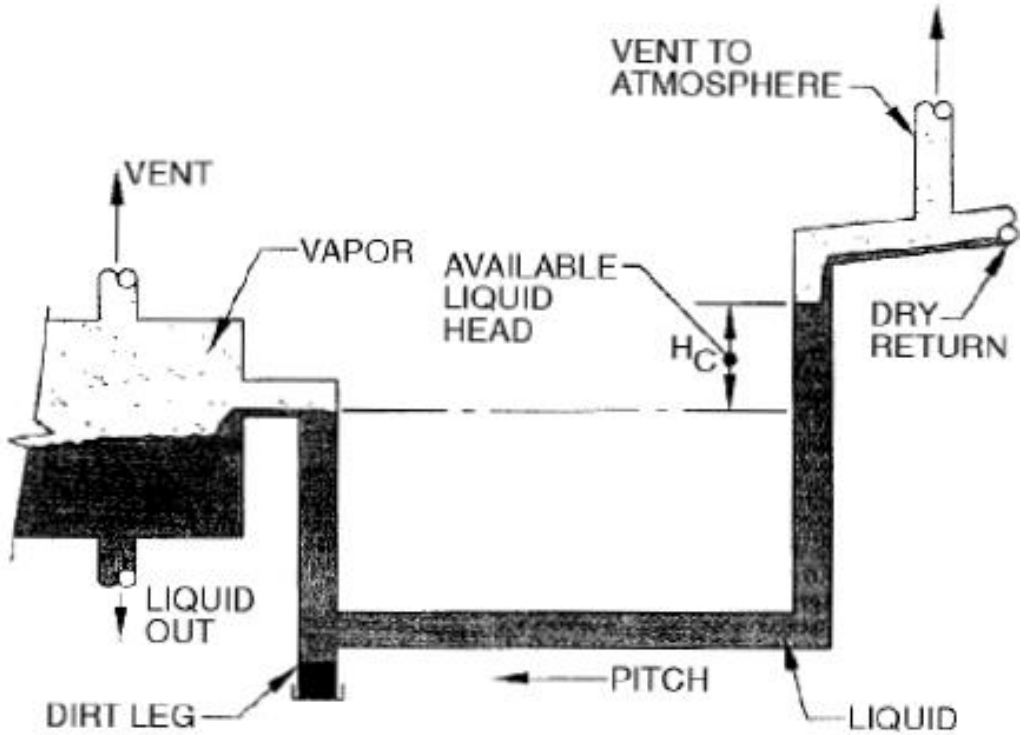
When steam is used for heating a liquid to 102°C or less (e.g., in domestic water heat exchangers, domestic heating water converters, or air-heating coils), the devices are usually provided with a steam control valve. As the control valve throttles, the absolute

Table 18 Return Main and Riser Capacities for Low-Pressure Systems, g/s

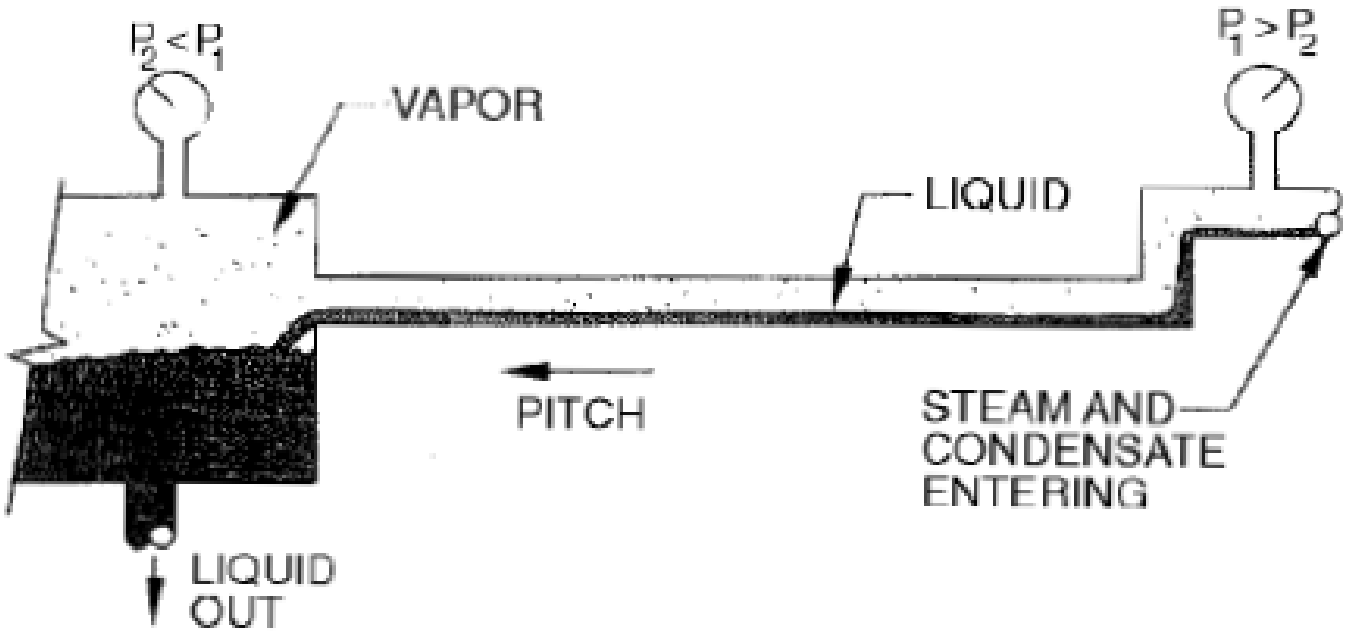
	Pipe Size, mm	7 Pa/m			9 Pa/m			14 Pa/m			28 Pa/m			57 Pa/m			113 Pa/m		
		Wet	Dry	Vac.	Wet	Dry	Vac.	Wet	Dry	Vac.	Wet	Dry	Vac.	Wet	Dry	Vac.	Wet	Dry	Vac.
	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y
Return Main	20	—	—	—	—	—	5	—	—	13	—	—	18	—	—	25	—	—	36
	25	16	8	—	18	9	18	22	10	22	32	13	31	44	14	44	—	—	62
	32	27	16	—	31	19	31	38	21	38	54	27	54	76	30	76	—	—	107
	40	43	26	—	50	30	49	60	33	60	85	43	85	120	48	120	—	—	169
	50	88	59	—	102	67	103	126	72	126	176	93	179	252	104	252	—	—	357
	65	149	96	—	199	109	171	212	120	212	296	155	300	422	171	422	—	—	596
	80	237	184	—	268	197	275	338	221	338	473	284	479	674	315	674	—	—	953
	90	347	248	—	416	277	410	504	315	504	693	407	716	1010	451	1010	—	—	1424
	100	489	369	—	577	422	567	693	473	693	977	609	984	1390	678	1390	—	—	1953
	125	—	—	—	—	—	993	—	—	1220	—	—	1730	—	—	2440	—	—	3440
	150	—	—	—	—	—	1590	—	—	1950	—	—	2770	—	—	3910	—	—	5519
Riser	20	—	6	—	—	6	18	—	6	22	—	6	31	—	6	44	—	—	62
	25	—	14	—	—	14	31	—	14	38	—	14	54	—	14	76	—	—	107
	32	—	31	—	—	31	49	—	31	60	—	31	85	—	31	120	—	—	169
	40	—	47	—	—	47	103	—	47	126	—	47	179	—	47	252	—	—	357
	50	—	95	—	—	95	171	—	95	212	—	95	300	—	95	422	—	—	596
	65	—	—	—	—	—	275	—	—	338	—	—	479	—	—	674	—	—	953
	80	—	—	—	—	—	410	—	—	504	—	—	716	—	—	1010	—	—	1424
	90	—	—	—	—	—	564	—	—	693	—	—	984	—	—	1390	—	—	1953
	100	—	—	—	—	—	993	—	—	1220	—	—	1730	—	—	2440	—	—	3440
	125	—	—	—	—	—	1590	—	—	1950	—	—	2772	—	—	3910	—	—	5519



A. DRY RETURN



B. WET RETURN



C. STEAM PRESSURE MOTIVATED RETURN

Fig. 12 Types of Condensate Return Systems

Table 19 Vented Dry Condensate Return for Gravity Flow Based on Manning Equation

Nominal Diameter, mm	Condensate Flow, g/s[a,b]			
	Condensate Line Slope			
	0.5%	1%	2%	4%
15	5	7	10	13
20	10	14	20	29
25	19	27	39	54
32	40	57	80	113
40	60	85	121	171
50	117	166	235	332
65	189	267	377	534
80	337	476	674	953
100	695	983	1390	1970
125	1270	1800	2540	3590
150	2070	2930	4150	5860

[a] Flow is in g/s of 82°C water for Schedule 40 steel pipes.
[b] Flow was calculated from Equation (12) and rounded.

With this design, the only motivation for flow in the return system is gravity. Return lines that are below the liquid level in the downstream receiver or boiler and are thus filled with liquid are called wet returns; those above the liquid level have both liquid and gas in the pipes and are called dry returns.

The dry return lines in a vented return system have flowing liquid in the bottom of the line and gas or vapor in the top (Figure 12A). The liquid is the condensate, and the gas may be steam, air, or a mixture of the two. The flow phenomenon for these dry return systems is open channel flow, which is best described by the **Manning equation**:

$$Q = \frac{1.00 A r^{2/3} S^{1/2}}{n} \tag{12}$$

where

Q = volumetric flow rate, m^3/s
A = cross-sectional area of conduit, m^2
r = hydraulic radius of conduit, m
n = coefficient of roughness (usually 0.012)
S = slope of conduit, m/m

Table 19 is a solution to Equation (12) that shows pipe size capacities for steel pipes with various pitches. Recommended practice is to size vertical lines by the maximum pitch shown, although they would actually have a capacity far in excess of that shown. As the pitch increases, hydraulic jump that could fill the pipe and other transient effects that could cause water hammer should be avoided. Flow values in Table 19 are calculated for Schedule 40 steel pipe, with a factor of safety of 3.0, and can be used for copper pipes of the same nominal pipe size.

The flow characteristics of **wet return lines** (Figure 12B) are best described by the Darcy-Weisbach equation [Equation (1)]. The motivation for flow is the fluid pressure difference between the entering section of the flooded line and the leaving section. It is common practice, in addition to providing for the fluid pressure differential, to slope the return in the direction of flow to a collection point such as a dirt leg in order to clear the line of sediment or solids. Table 20 is a solution to Equation (1) that shows pipe size capacity for steel pipes with various available fluid pressures. Table 20 can also be used for copper tubing of equal nominal pipe size.

Nonvented (Closed) Return Systems. For those systems in which there is a continual steam pressure difference between the point where the condensate enters the line and the point where it leaves (Figure 12C), Table 18 or Table 21, as applicable, can be used for sizing the condensate lines. Although these tables express condensate capacity without slope, common practice is to slope the

Table 20 Vented Wet Condensate Return for Gravity Flow Based on Darcy-Weisbach Equation

Nominal Diameter, mm	Condensate Flow, g/s[a,b]							
	Condensate Pressure, Pa/m							
	50	100	150	200	250	300	350	400
15	13	19	24	28	32	35	38	41
20	28	41	51	60	68	74	81	87
25	54	79	98	114	129	142	154	165
32	114	165	204	238	267	294	318	341
40	172	248	308	358	402	442	479	513
50	334	482	597	694	779	857	928	994
65	536	773	956	1 110	1 250	1 370	1 480	1 590
80	954	1 370	1 700	1 970	2 210	2 430	2 630	2 810
100	1 960	2 810	3 470	4 030	4 520	4 960	5 370	5 750
125	3 560	5 100	6 290	7 290	8 180	8 980	9 720	10 400
150	5 770	8 270	10 200	11 800	13 200	14 500	15 700	16 800

[a] Flow is in g/s of 82°C water for Schedule 40 steel pipes.
[b] Flow was calculated from Equation (1) and rounded.

Table 21 Flow Rate for Dry-Closed Returns

Pipe Dia. D, mm	Supply Pressure = 35 kPa, Return Pressure = 0 kPa			Supply Pressure = 100 kPa, Return Pressure = 0 kPa			Supply Pressure = 210 kPa, Return Pressure = 0 kPa			Supply Pressure = 340 kPa, Return Pressure = 0 kPa		
	$\Delta p/L$, Pa/m											
	15	60	240	15	60	240	15	60	240	15	60	240
	Flow Rate, g/s											
15	30	66	139	12	26	57	8	16	35	5	12	25
20	64	141	302	26	57	120	16	35	74	11	25	53
25	126	271	572	50	108	229	32	67	141	23	48	101
32	265	567	1 200	106	227	479	66	140	295	47	101	212
40	399	854	1 790	160	343	718	98	210	442	71	151	318
50	786	1 680	a	315	670	a	194	412	a	140	296	a
65	1 260	2 680	a	508	1 070	a	312	662	a	224	476	a
80	2 270	4 790	a	907	1 920	a	559	1 180	a	402	848	a
100	4 690	9 830	a	1 880	3 940	a	1 160	2 420	a	839	1 740	a
150	13 900	a	a	5 580	a	a	3 440	a	a	2 470	a	a
200	28 800	a	a	11 600	a	a	7 110	a	a	5 100	a	a

Pipe Dia. D, mm	Supply Pressure = 690 kPa, Return Pressure = 0 kPa			Supply Pressure = 1030 kPa, Return Pressure = 0 kPa			Supply Pressure = 690 kPa, Return Pressure = 100 kPa			Supply Pressure = 1030 kPa, Return Pressure = 100 kPa		
	$\Delta p/L$, Pa/m											
	15	60	240	15	60	240	15	60	240	15	60	240
	Flow Rate, g/s											
15	4	8	17	3	6	14	7	15	33	5	12	25
20	8	17	37	6	14	29	15	33	71	12	25	53
25	15	33	69	13	26	57	30	63	134	23	49	101
32	32	68	142	25	55	117	63	134	277	48	101	212
40	48	102	214	39	83	176	95	202	418	72	152	315
50	95	200	a	77	164	a	185	391	813	141	296	617
65	151	321	a	123	265	a	299	630	1 300	227	476	983
80	272	573	a	222	467	a	533	1 120	a	403	845	a
100	562	1180	a	459	961	a	1 100	2 290	a	834	1 740	a
150	1 660	a	a	1 360	a	a	3 260	6 750	a	2 470	5 120	a
200	3 450	a	a	2 820	a	a	6 730	13 900	a	5 100	10 500	a

[a]For these sizes and pressure losses, the velocity is above 3.5 m/s. Select another combination of size and pressure loss.

lines in the direction of flow to a collection point similar to wet returns to clear the lines of sediment or solids.

When saturated condensate at pressures above the return system pressure enters the return (condensate) mains, some of the liquid flashes to steam. This occurs typically at drip traps into a vented return system or at load traps leaving process load devices that are not valve-controlled and typically have no subcooling. If the return main is vented, the vent lines will relieve any excessive pressure and prevent a back pressure phenomenon that could restrict the flow through traps from valved loads; the pipe sizing would be as described above for vented dry returns. If the return line is not vented, the flash steam results in a pressure rise at that point and the piping could be sized as described above for closed returns, and in accordance with Table 18 or Table 21, as applicable.

The passage of the fluid through the steam trap is a throttling or constant enthalpy process. The resulting fluid on the downstream side of the trap can be a mixture of saturated liquid and vapor. Thus, in nonvented returns, it is important to understand the condition of the fluid when it enters the return line from the trap.

جدول ۱۵ــ۲: ظرفیت های سیستم لوله کشی فشار متوسط (30 psig) برحسب پاوند بر ساعت

Pounds Per Hour

PIPE SIZE (in.)	PRESSURE DROP PER 100 FT					
	⅛ psi (2 oz)	¼ psi (4 oz)	½ psi (8 oz)	¾ psi (12 oz)	1 psi (16 oz)	2 psi (32 oz)
	SUPPLY MAINS AND RISERS			25 - 35 psig - Max Error 8%		
¾	15	22	31	38	45	63
1	31	46	63	77	89	125
1¼	69	100	141	172	199	281
1½	107	154	219	267	309	437
2	217	313	444	543	627	886
2½	358	516	730	924	1,033	1,460
3	651	940	1,330	1,628	1,880	2,660
3½	979	1,414	2,000	2,447	2,825	4,000
4	1,386	2,000	2,830	3,464	4,000	5,660
5	2,560	3,642	5,225	6,402	7,390	10,460
6	4,210	6,030	8,590	10,240	12,140	17,180
8	8,750	12,640	17,860	21,865	25,250	35,100
10	16,250	23,450	33,280	40,625	46,900	66,350
12	25,640	36,930	52,320	64,050	74,000	104,500
	RETURN MAINS AND RISERS			0 - 4 psig - Max Return Pressure		
¾	115	170	245	308	365	
1	230	340	490	615	730	
1¼	485	710	1,025	1,285	1,530	
1½	790	1,155	1,670	2,100	2,500	
2	1,575	2,355	3,400	4,300	5,050	
2½	2,650	3,900	5,600	7,100	8,400	
3	4,850	7,100	10,250	12,850	15,300	
3½	7,200	10,550	15,250	19,150	22,750	
4	10,200	15,000	21,600	27,000	32,250	
5	19,000	27,750	40,250	55,500	60,000	
6	31,000	45,500	65,500	83,000	98,000	

جدول ۱۴ـ۲: ظرفیت های سیستم لوله کشی فشارقوی (150 psig) برحسب پاوند بر ساعت

Pounds Per Hour

PIPE SIZE (in.)	PRESSURE DROP PER 100 FT							
	⅛ psi (2 oz)	¼ psi (4 oz)	½ psi (8 oz)	¾ psi (12 oz)	1 psi (16 oz)	2 psi (32 oz)	5 psi	10 psi
	SUPPLY MAINS AND RISERS 130 - 180 psig—Max Error 8%							
¾	29	41	58	82	116	184	300	420
1	58	82	117	165	233	369	550	790
1¼	130	185	262	370	523	827	1,230	1,720
1½	203	287	407	575	813	1,230	1,730	2,600
2	412	583	825	1,167	1,650	2,000	3,410	4,820
2½	683	959	1,359	1,920	2,430	3,300	5,200	7,600
3	1,237	1,750	2,476	3,500	4,210	6,000	9,400	13,500
3½	1,855	2,626	3,715	5,250	6,020	8,500	13,100	20,000
4	2,625	3,718	5,260	7,430	8,400	12,300	19,200	28,000
5	4,858	6,875	9,725	13,750	15,000	21,200	33,100	47,500
6	7,960	11,275	15,950	22,550	25,200	36,500	56,500	80,000
8	16,590	23,475	33,200	46,950	50,000	70,200	120,000	170,000
10	30,820	43,430	61,700	77,250	90,000	130,000	210,000	300,000
12	48,600	68,750	97,250	123,000	155,000	200,000	320,000	470,000
	RETURN MAINS AND RISERS 1 - 20 psig - Max Return Pressure							
¾	156	232	360	465	560	890		
1	313	462	690	910	1,120	1,780		
1¼	650	960	1,500	1,950	2,330	3,700		
1½	1,070	1,580	2,460	3,160	3,800	6,100		
2	2,160	3,300	4,950	6,400	7,700	12,300		
2½	3,600	5,350	8,200	10,700	12,800	20,400		
3	6,500	9,600	15,000	19,500	23,300	37,200		
3½	9,600	14,400	22,300	28,700	34,500	55,000		
4	13,700	20,500	31,600	40,500	49,200	78,500		
5	25,600	38,100	58,500	76,000	91,500	146,000		
6	42,000	62,500	96,000	125,000	150,000	238,000		

DESIGN OF LOW PRESSURE STEAM PIPING

1. LAY OUT PIPING – LAY OUT PIPING TO CONNECT TO ALL STEAM HEATING UNITS. DETERMINE THE AMOUNT OF GRADE AVAILABLE IN THE PIPING SYSTEM.

2. DETERMINE THE FLOW RATES – DETERMINE THE FLOW RATES IN ALL SECTIONS OF THE SYSTEM. THIS CAN BE DONE AFTER ALL FLOW RATES TO ALL UNITS IN THE SYSTEM HAVE BEEN SELECTED. DETERMINE THE FLOW RATES IF UNKNOWN BY THE FOLLOWING FORMULA:

   LBS. OF STEAM PER HOUR = BTU/HR ÷ LATENT HEAT OF EVAPORATION

   TO DETERMINE THE LATENT HEAT OF EVAPORATION, CONSULT THE STEAM TABLES OR USE 970.3 BTU/LB FOR THE LOW PRESSURE STEAM.

3. STUDY THE PIPE CIRCUITING ARRANGEMENT – STUDY THE PIPE CIRCUITING THAT HAS BEEN MADE TO SEE IF THE PRESSURE DROP IN ALL SECTIONS AND CIRCUITS IS APPROXIMATELY THE SAME. REARRANGE IF NECESSARY.

4. SIZE THE PIPE – SIZE THE PIPE, USING THE CHART BELOW. THE CHART IS BASED ON A FRICTION DROP OF 1/4 PSI PER 100 FEET, THE STEAM FLOWING IN THE SAME DIRECTION AS THE CONDENSATE, AND A MINIMUM PITCH OF 1-INCH IN 40 FEET. IF IT IS DESIRED TO DESIGN THE SYSTEM ON OTHER CONDITIONS, CONSULT THE ASHRAE GUIDE AND DATA BOOK.

5. ESTABLISH THE SYSTEM PRESSURE DROP – THE SYSTEM STEAM PRESSURE DROP WILL BE THE UNIT PRESSURE DROP TIMES THE TOTAL EQUIVALENT PIPE LENGTH. NORMALLY, THE LOW PRESSURE STEAM SYSTEM SHOULD BE DESIGNED TO MAINTAIN AT LEAST 1 PSIG AT THE MOST REMOTE UNIT. GENERALLY, IN A LOW PRESSURE STEAM SYSTEM USING A BOILER WITH A MAXIMUM STEAM PRESSURE RATING OF 15 PSIG, THE STEAM PRESSURE WITHIN THE BOILER IS MAINTAINED AT 5 PSIG AND AN APPROXIMATE 3 PSIG PRESSURE LOSS IS DESIGNED IN THE PIPING SYSTEM.

6. PITCH – THE PITCH IN THE PIPING SHOULD NEVER BE LESS THAN 1-INCH IN 40 FEET. WHERE IT IS IMPOSSIBLE TO MEET THESE CONDITIONS IN A CONTINUOUS RUN DUE TO STRUCTURAL CONDITIONS, INSTALL AN END OF THE MAIN DRIP AND RISE WITH THE STEAM PIPE TO A HIGHER ELEVATION, THEREBY STARTING A NEW RUN.

7. PRESSURE DROP IN THE STEAM MAIN AND THE RETURN MAIN – TO OBTAIN THE MOST SATISFACTORY OPERATION, THE TOTAL PRESSURE DROP IN THE RETURN PIPING SYSTEM SHOULD BE MADE APPROXIMATELY THE SAME AS THE TOTAL PRESSURE DROP IN THE STEAM SUPPLY PIPING.

8. TRAPPING THE STEAM MAIN – THE CONDENSATE THAT FORMS IN THE STEAM MAIN ESPECIALLY DURING COLD START-UP PERIODS MUST BE DRAINED AT FREQUENT INTERVALS BY THE USE OF CONDENSATE DRAIN TRAPS. IF CONDENSATE IS ALLOWED TO ACCUMULATE, THE AREA OF THE PIPE WILL BE EFFECTIVELY REDUCED, CAUSING STEAM VELOCITIES TO INCREASE TO THE POINT WHEN WATER SLUGGING AND OBJECTIONABLE NOISE WILL OCCUR. FOR BEST RESULTS, THE MAIN SHOULD BE DRAINED EVERY 100 FEET.

9. PIPE MATERIAL – GENERALLY, USE STANDARD WEIGHT BLACK STEEL PIPE WITH BLACK CAST IRON SCREWED FITTINGS. WHERE THE PIPE SIZE IS OVER 2-INCHES, IT IS COMMON PRACTICE TO USE WELDED STEEL FITTINGS. WHERE WELDED PIPE IS USED, THREADOLETS OR WELDOLETS FOR BRANCHES SHOULD BE SPECIFIED. WHERE THE PRESSURE IN THE PIPING WILL EXCEED 125 PSIG, USE EXTRA HEAVY PIPE.

10. AIR VENTING – IT IS IMPORTANT TO PROVIDE ADEQUATE FACILITY IN THE SYSTEM TO VENT AIR.

11. PIPE SUPPORTS AND PIPE EXPANSION – CHECK TO SEE IF ADEQUATE PIPE SUPPORTS AND PROVISIONS FOR EXPANSION HAVE BEEN PROVIDED IN ALL PIPE LINES. PROVIDE PIPE ANCHORS AS REQUIRED WITH THE EXPANSION LOOPS, JOINTS, OR BENDS.

12. VALVES – GATE VALVES SHOULD BE INSTALLED IN THE SYSTEM AS REQUIRED TO ISOLATE EQUIPMENT AND PIPING ZONES FOR SERVICE.

13. INSTALLATION OF PIPE – CARE MUST BE TAKEN DURING INSTALLATION TO PROPERLY REAM THE ENDS OF THE PIPE TO PREVENT REDUCTION IN THE CROSS SECTIONAL AREA OF THE PIPE.

14. EQUIVALENT LENGTH – CARE MUST BE TAKEN IN THE COMPUTATION OF OVERALL PRESSURE DROP TO ALLOW FOR FITTINGS. A QUANTITY TAKE-OFF OF ALL VALVES AND FITTINGS IS NECESSARY TO ACCURATELY DETERMINE THE EQUIVALENT LENGTH. IF A NORMAL AMOUNT OF FITTINGS IS INVOLVED, A RULE OF THUMB OF 1.3 TIMES THE MEASURED LENGTH MAY BE USED.

ALLOWABLE FLOW RATES FOR LOW PRESSURE STEAM PIPING STANDARD WEIGHT STEEL PIPE AND 1 PSIG STEAM

PIPE SIZE	FLOW RANGE	PRESSURE DROP RANGE
1/2"	0 – 9 LBS/HR	0 – 0.25 PSI/100 FT
3/4"	10 – 18 LBS/HR	0.07 – 0.25 PSI/100 FT
1"	19 – 30 LBS/HR	0.07 – 0.25 PSI/100 FT
1-1/4"	31 – 60 LBS/HR	0.07 – 0.25 PSI/100 FT
1-1/2"	61 – 95 LBS/HR	0.08 – 0.25 PSI/100 FT
2"	96 – 200 LBS/HR	0.08 – 0.25 PSI/100 FT
2-1/2"	201 – 350 LBS/HR	0.10 – 0.25 PSI/100 FT
3"	351 – 600 LBS/HR	0.09 – 0.25 PSI/100FT
4"	601 – 1200 LBS/HR	0.06 – 0.25 PSI/100 FT
5"	1201 – 2400 LBS/HR	0.07 – 0.25 PSI/100 FT

5"	1201 – 2400 LBS/HR	0.07 – 0.25 PSI/100 FT
6"	2401 – 3600 LBS/HR	0.09 – 0.25 PSI/100 FT
8"	3601 – 7600 LBS/HR	0.06 – 0.25 PSI/100 FT
10"	7601 – 13,500 LBS/HR	0.07 – 0.25 PSI/100 FT
12"	13,501 – 21,500 LBS/HR	0.09 – 0.25 PSI/100 FT
14"	21,501 – 29,000 LBS/HR	0.15 – 0.25 PSI/100 FT
16"	29,001 – 41,000 LBS/HR	0.15 – 0.25 PSI/100 FT
18"	41,001 – 54,000 LBS/HR	0.10 – 0.25 PSI/100 FT
20"	54,001 – 71,000 LBS/HR	0.10 – 0.25 PSI/100 FT

NOTE: THE ABOVE CAPACITIES ARE BASED ON A MAXIMUM PRESSURE DROP OF 0.25 PSI PER 100 FT AND THE STEAM FLOWING IN THE SAME DIRECTION AS THE CONDENSATE. FOR OTHER PRESSURE DROPS SEE CHART ON PAGE 205.

ALLOWABLE FLOW RATES FOR LOW PRESSURE STEAM PIPING STANDARD WEIGHT STEEL PIPE AND 15 PSIG STEAM

PIPE SIZE	FLOW RATE	PRESSURE DROP RANGE
1-2"	0 – 18 LBS/HR	0 – 0.50 PSI/100 FT
3-4"	19 – 36 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
1"	37 – 78 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
1-1/4"	79 – 180 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
1-1/2"	151 – 210 LBS/HR	0.25 – 0.50 PSI/100 FT
2"	211 – 380 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
2-1/2"	381 – 610 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT
3"	611 – 1150 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
4"	1151 – 2400 LBS/HR	0.10 – 0.50 PSI/100 FT
5"	2401 – 4500 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT

5"	2401 – 4500 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
6"	4501 – 7150 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT
8"	7151 – 15,000 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
10"	15,001 – 27,000 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
12"	27,001 – 44,000 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT
14"	44,001 – 56,000 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
16"	56,001 – 80,000 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT
18"	80,001 – 108,000 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT
20"	108,001 – 140,000 LBS/HR	0.25 – 0.50 PSI/100 FT

NOTE: THE ABOVE CAPACITIES ARE BASED ON A MAXIMUM PRESSURE DROP OF .50 PSI PER 100 FT AND THE STEAM FOR OTHER PRESSURE DROPS SEE CHART ON PAGE 205.

DESIGN OF MEDIUM PRESSURE STEAM PIPING

1. LAY OUT PIPING – LAY OUT PIPING TO CONNECT TO ALL STEAM HEATING UNITS. DETERMINE THE AMOUNT OF GRADE AVAILABLE IN THE PIPING SYSTEM.

2. DETERMINE THE FLOW RATES – DETERMINE THE FLOW RATES IN ALL SECTIONS OF THE SYSTEM. THIS CAN BE DONE AFTER ALL FLOW RATES TO ALL UNITS IN THE SYSTEM HAVE BEEN SELECTED. DETERMINE THE FLOW RATES IF UNKNOWN BY THE FOLLOWING FORMULA:

   LBS. OF STEAM PER HOUR = BTU/HR ÷ LATENT HEAT OF EVAPORATION

   TO DETERMINE THE LATENT HEAT OF EVAPORATION, CONSULT THE STEAM TABLES.

3. STUDY THE PIPE CIRCUITING ARRANGEMENT – STUDY THE PIPE CIRCUITING THAT HAS BEEN MADE TO SEE IF THE PRESSURE DROP IN ALL SECTIONS AND CIRCUITS IS APPROXIMATELY THE SAME. REARRANGE IF NECESSARY.

4. SIZE THE PIPE – SIZE THE PIPE, USING THE CHART BELOW. THE CHART IS BASED ON A FRICTION DROP OF 1/2 PSI PER 100 FEET, THE STEAM FLOWING IN THE SAME DIRECTION AS THE CONDENSATE, AND A MINIMUM PITCH OF 1-INCH IN 40 FEET. TO SIZE THE PIPE FOR OTHER STEAM FLOW OR STEAM PRESSURE CONDITIONS, USE THE CHART ON PAGE 205 OF THIS BOOK.

5. ALLOWABLE VELOCITIES – IT IS CONSIDERED GOOD PRACTICE TO ALLOW STEAM VELOCITIES OF 1000 FEET PER MINUTE PER INCH OF PIPE DIAMETER; WITH AN UPPER LIMIT OF 10,000 FEET PER MINUTE WHEN NOISE MAY BE A FACTOR. PIPING RUN IN AREAS WHERE NOISE IS UNIMPORTANT, MAY BE RUN WITH VELOCITIES UP TO 30,000 FEET PER MINUTE WITHOUT HARMFUL EFFECTS.

6. ESTABLISH THE SYSTEM PRESSURE DROP – THE SYSTEM PRESSURE DROP WILL BE THE UNIT PRESSURE DROP TIMES THE TOTAL EQUIVALENT LENGTH; HOWEVER, AS THE STEAM PRESSURE REDUCES THE STEAM OCCUPIES MORE VOLUME PER POUND AND THE VELOCITY AND PRESSURE DROP INCREASE. THE SYSTEM SHOULD BE BROKEN DOWN INTO SEGMENTS OF 100 FEET. START AT THE STEAM SOURCE AND COMPUTE THE PRESSURE DROP FOR THE FIRST 100 FEET; SUBTRACT THIS PRESSURE DROP FROM THE INITIAL STEAM PRESSURE AND THIS WILL BE THE INITIAL STEAM PRESSURE FOR THE SECOND 100 FEET. REPEAT THIS PROCESS BY EACH 100 FEET TO THE END OF THE STEAM MAINS.

7. PITCH – THE PITCH IN THE PIPING SHOULD NEVER BE LESS THAN 1-INCH IN 40 FEET. WHERE IT IS IMPOSSIBLE TO MEET THESE CONDITIONS IN A CONTINUOUS RUN DUE TO STRUCTURAL CONDITIONS, INSTALL AN END OF THE MAIN DRIP AND RISE WITH THE STEAM PIPE TO A HIGHER ELEVATION, THEREBY STARTING A NEW RUN.

8. PRESSURE DROP IN THE STEAM MAIN AND THE RETURN MAIN – PRESSURE DROP IN THE STEAM MAIN AND THE RETURN MAIN DO NOT HAVE THE SAME INTER RELATIONSHIP IN THE MEDIUM AND HIGH PRESSURE STEAM SYSTEMS AS THEY DO IN THE LOW PRESSURE STEAM SYSTEM. GENERALLY, THE CONDENSATE IS RETURNED TO THE BOILER BY PUMPING. THE PIPE SIZE AND PRESSURE DROP FOR PUMPING IS COVERED ON PAGES 208 AND 210 OF THIS BOOK.

9. TRAPPING THE STEAM MAIN – THE CONDENSATE THAT FORMS IN THE STEAM MAIN ESPECIALLY DURING COLD START-UP PERIOD MUST BE DRAINED AT FREQUENT INTERVALS BY THE USE OF CONDENSATE DRAIN TRAPS. IF CONDENSATE IS ALLOWED TO ACCUMULATE, THE AREA OF THE PIPE WILL BE EFFECTIVELY REDUCED, CAUSING STEAM VELOCITIES TO INCREASE TO THE POINT WHEN WATER SLUGGING AND OBJECTIONABLE NOISE WILL OCCUR. FOR BEST RESULTS, THE MAIN SHOULD BE DRAINED EVERY 300 FEET.

10. PIPE MATERIAL – GENERALLY, USE STANDARD WEIGHT BLACK STEEL PIPE WITH BLACK CAST IRON SCREWED FITTINGS. WHERE THE PIPE SIZE IS OVER 2-INCHES, IT IS COMMON PRACTICE TO USE WELDED STEEL FITTINGS. WHERE WELDED PIPE IS USED, THREADOLETS OR WELDOLETS FOR BRANCHES SHOULD BE SPECIFIED. WHERE THE PRESSURE IN THE PIPING WILL EXCEED 125 PSIG, USE EXTRA HEAVY PIPE.

11. AIR VENTING – IT IS IMPORTANT TO PROVIDE ADEQUATE FACILITY IN THE SYSTEM TO VENT AIR.

12. PIPE SUPPORTS AND PIPE EXPANSION – CHECK TO SEE IF ADEQUATE PIPE SUPPORTS AND PROVISIONS FOR EXPANSION HAVE BEEN PROVIDED IN ALL PIPE LINES. PROVIDE PIPE ANCHORS AS REQUIRED WITH THE EXPANSION LOOPS, JOINTS, OR BENDS.

13. VALVES – GATE VALVES SHOULD BE INSTALLED IN THE SYSTEM AS REQUIRED TO ISOLATE EQUIPMENT AND PIPING ZONES FOR SERVICE.

14. INSTALLATION OF PIPE – CARE MUST BE TAKEN DURING INSTALLATION TO PROPERLY REAM THE ENDS OF THE PIPE TO PREVENT REDUCTION IN THE CROSS SECTIONAL AREA OF THE PIPE.

15. EQUIVALENT LENGTH – CARE MUST BE TAKEN IN THE COMPUTATION OF OVERALL PRESSURE DROP TO ALLOW FOR FITTINGS. A QUANTITY TAKE-OFF OF ALL VALVES AND FITTINGS IS NECESSARY TO ACCURATELY DETERMINE THE EQUIVALENT LENGTH. IF A NORMAL AMOUNT OF FITTINGS IS INVOLVED, A RULE OF THUMB OF 1.3 TIMES THE MEASURED LENGTH MAY BE USED.

ALLOWABLE FLOW RATES FOR LOW PRESSURE CONDENSATE PIPING

STANDARD WEIGHT STEEL PIPE RETURN FROM 1 PSIG STEAM

PIPE SIZE	FLOW RANGE	PRESSURE DROP RANGE
	DRY RETURNS	
3/4"	0 – 50 LBS/HR	0 – 0.25 PSI/100 FT.
1"	51 – 110 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
1-1/4"	111 – 240 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
1-1/2"	241 – 375 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
2"	376 – 810 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
2-1/2"	811 – 1,350 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
3"	1,351 – 2,480 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
4"	2,481 – 5,300 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
5"	5,301 – 8,100 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
6"	8,101 – 13,200 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.

VACUUM AND WET RETURNS		
3/4"	0 – 175 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
1"	176 – 325 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
1-1/4"	326 – 575 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
1-1/2"	576 – 925 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
2"	926 – 1,975 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
2-1/2"	1,976 – 3,325 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
3"	3,326 – 5,325 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
4"	5,326 – 10,975 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
5"	10,976 – 19,475 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.
6"	19,476 – 30,975 LBS/HR	0.03 – 0.25 PSI/100 FT.

ALLOWABLE FLOW RATES FOR LOW PRESSURE CONDENSATE PIPING

STANDARD WEIGHT STEEL PIPE RETURN FROM 15 PSIG STEAM

PIPE SIZE	FLOW RANGE	PRESSURE DROP RANGE
	DRY RETURNS	
3/4"	0 – 75 LBS/HR	0 – 0.50 PSI/100 FT.
1"	76 – 165 LBS/HR	0.25 – 0.50 PSI/100 FT.
1-1/4"	166 – 360 LBS/HR	0.25 – 0.50 PSI/100 FT.
1-1/2"	361 – 560 LBS/HR	0.25 – 0.50 PSI/100 FT.
2"	561 – 1,215 LBS/HR	0.25 – 0.50 PSI/100 FT.
2-1/2"	1,216 – 2,000 LBS/HR	0.25 – 0.50 PSI/100 FT.
3"	2,001 – 3,720 LBS/HR	0.25 – 0.50 PSI/100 FT.
4"	3,721 – 8,000 LBS/HR	0.25 – 0.50 PSI/100 FT.
5"	8,001 – 12,000 LBS/HR	0.25 – 0.50 PSI/100 FT.
6"	12,001 – 20,000 LBS/HR	0.25 – 0.50 PSI/100 FT.

VACUUM AND WET RETURNS		
3/4"	0 – 280 LBS/HR	0.10 – 0.50 PSI/100 FT.
1"	281 – 490 LBS/HR	0.10 – 0.50 PSI/100 FT.
1-1/4"	491 – 840 LBS/HR	0.10 – 0.50 PSI/100 FT.
1-1/2"	841 – 1,300 LBS/HR	0.10 – 0.50 PSI/100 FT.
2"	1,301 – 2,800 LBS/HR	0.10 – 0.50 PSI/100 FT.
2-1/2"	2,801 – 4,700 LBS/HR	0.10 – 0.50 PSI/100 FT.
3"	4,701 – 7,500 LBS/HR	0.10 – 0.50 PSI/100 FT.
4"	7,501 – 15,000 LBS/HR	0.10 – 0.50 PSI/100 FT.
5"	15,001 – 27,000 LBS/HR	0.10 – 0.50 PSI/100 FT.
6"	27,001 – 43,000 LBS/HR	0.10 – 0.50 PSI/100 FT.

DESIGN OF HIGH PRESSURE STEAM PIPING

1. LAY OUT PIPING – LAY OUT PIPING TO CONNECT TO ALL STEAM HEATING UNITS. DETERMINE THE AMOUNT OF GRADE AVAILABLE IN THE PIPING SYSTEM.

2. DETERMINE THE FLOW RATES – DETERMINE THE FLOW RATES IN ALL SECTIONS OF THE SYSTEM. THIS CAN BE DONE AFTER ALL FLOW RATES TO ALL UNITS IN THE SYSTEM HAVE BEEN SELECTED. DETERMINE THE FLOW RATES IF UNKNOWN BY THE FOLLOWING FORMULA:

   LBS. OF STEAM PER HOUR = BTU/HR ÷ LATENT HEAT OF EVAPORATION

   TO DETERMINE THE LATENT HEAT OF EVAPORATION, CONSULT THE STEAM TABLES.

3. STUDY THE PIPE CIRCUITING ARRANGEMENT – STUDY THE PIPE CIRCUITING THAT HAS BEEN MADE TO SEE IF THE PRESSURE DROP IN ALL SECTIONS AND CIRCUITS IS APPROXIMATELY THE SAME. REARRANGE IF NECESSARY.

4. SIZE THE PIPE – SIZE THE PIPE, USING THE CHART BELOW.

5. ALLOWABLE VELOCITIES – IT IS CONSIDERED GOOD PRACTICE TO ALLOW STEAM VELOCITIES OF 1000 FEET PER MINUTE PER INCH OF PIPE DIAMETER; WITH AN UPPER LIMIT OF 10,000 FEET PER MINUTE WHEN NOISE MAY BE A FACTOR. PIPING RUN IN AREAS WHERE NOISE IS UNIMPORTANT, MAY BE RUN WITH VELOCITIES UP TO 30,000 FEET PER MINUTE WITHOUT HARMFUL EFFECTS.

6. ESTABLISH THE SYSTEM PRESSURE DROP – THE SYSTEM PRESSURE DROP WILL BE THE UNIT PRESSURE DROP TIMES THE TOTAL EQUIVALENT LENGTH; HOWEVER, AS THE STEAM PRESSURE REDUCES THE STEAM OCCUPIES MORE VOLUME PER POUND AND THE VELOCITY AND PRESSURE DROP INCREASE. THE SYSTEM SHOULD BE BROKEN DOWN INTO SEGMENTS OF 100 FEET. START AT THE STEAM SOURCE AND COMPUTE THE PRESSURE DROP FOR THE FIRST 100 FEET; SUBTRACT THIS PRESSURE DROP FROM THE INITIAL STEAM PRESSURE AND THIS WILL BE THE INITIAL STEAM PRESSURE FOR THE SECOND 100 FEET. REPEAT THIS PROCESS BY EACH 100 FEET TO THE END OF THE STEAM MAINS.

7. PITCH – THE PITCH IN THE PIPING SHOULD NEVER BE LESS THAN 1-INCH IN 40 FEET. WHERE IT IS IMPOSSIBLE TO MEET THESE CONDITIONS IN A CONTINUOUS RUN DUE TO STRUCTURAL CONDITIONS, INSTALL AN END OF THE MAIN DRIP AND RISE WITH THE STEAM PIPE TO A HIGHER ELEVATION, THEREBY STARTING A NEW RUN.

8. PRESSURE DROP IN THE STEAM MAIN AND THE RETURN MAIN – PRESSURE DROP IN THE STEAM MAIN AND THE RETURN MAIN DO NOT HAVE THE SAME INTER RELATIONSHIP IN THE MEDIUM AND HIGH PRESSURE STEAM SYSTEMS AS THEY DO IN THE LOW PRESSURE STEAM SYSTEM. GENERALLY, THE CONDENSATE IS RETURNED TO THE BOILER BY PUMPING. THE PIPE SIZE AND PRESSURE DROP FOR PUMPING IS COVERED ON PAGES 208 AND 210 OF THIS BOOK.

9. TRAPPING THE STEAM MAIN – THE CONDENSATE THAT FORMS IN THE STEAM MAIN ESPECIALLY DURING COLD START-UP PERIOD MUST BE DRAINED AT FREQUENT INTERVALS BY THE USE OF CONDENSATE DRAIN TRAPS. IF CONDENSATE IS ALLOWED TO ACCUMULATE, THE AREA OF THE PIPE WILL BE EFFECTIVELY REDUCED, CAUSING STEAM VELOCITIES TO INCREASE TO THE POINT WHEN WATER SLUGGING AND OBJECTIONABLE NOISE WILL OCCUR. FOR BEST RESULTS, THE MAIN SHOULD BE DRAINED EVERY 300 FEET.

10. PIPE MATERIAL – GENERALLY, USE STANDARD WEIGHT BLACK STEEL PIPE WITH BLACK CAST IRON SCREWED FITTINGS. WHERE THE PIPE SIZE IS OVER 2-INCHES, IT IS COMMON PRACTICE TO USE WELDED STEEL FITTINGS. WHERE WELDED PIPE IS USED, THREADOLETS OR WELDOLETS FOR BRANCHES SHOULD BE SPECIFIED. WHERE THE PRESSURE IN THE PIPING WILL EXCEED 125 PSIG, USE EXTRA HEAVY PIPE.

11. AIR VENTING – IT IS IMPORTANT TO PROVIDE ADEQUATE FACILITY IN THE SYSTEM TO VENT AIR.

12. PIPE SUPPORTS AND PIPE EXPANSION – CHECK TO SEE IF ADEQUATE PIPE SUPPORTS AND PROVISIONS FOR EXPANSION HAVE BEEN PROVIDED IN ALL PIPE LINES. PROVIDE PIPE ANCHORS AS REQUIRED WITH THE EXPANSION LOOPS, JOINTS, OR BENDS.

13. VALVES – GATE VALVES SHOULD BE INSTALLED IN THE SYSTEM AS REQUIRED TO ISOLATE EQUIPMENT AND PIPING ZONES FOR SERVICE.

14. INSTALLATION OF PIPE – CARE MUST BE TAKEN DURING INSTALLATION TO PROPERLY REAM THE ENDS OF THE PIPE TO PREVENT REDUCTION IN THE CROSS SECTIONAL AREA OF THE PIPE.

15. EQUIVALENT LENGTH – CARE MUST BE TAKEN IN THE COMPUTATION OF OVERALL PRESSURE DROP TO ALLOW FOR FITTINGS. A QUANTITY TAKE-OFF OF ALL VALVES AND FITTINGS IS NECESSARY TO ACCURATELY DETERMINE THE EQUIVALENT LENGTH. IF A NORMAL AMOUNT OF FITTINGS IS INVOLVED, A RULE OF THUMB OF 1.3 TIMES THE MEASURED LENGTH MAY BE USED.

DESIGN OF LOW PRESSURE CONDENSATE PIPING

1. LAY OUT PIPING – LAY OUT PIPING TO CONNECT TO ALL STEAM HEATING UNITS AND CONDENSATE DRIP POINTS. DETERMINE THE AMOUNT OF GRADE AVAILABLE IN THE PIPING SYSTEM.

2. DETERMINE THE FLOW RATES – DETERMINE THE FLOW RATES IN ALL SECTIONS OF THE SYSTEM. THIS CAN BE DONE AFTER ALL FLOW RATES TO ALL UNITS IN THE SYSTEM HAVE BEEN SELECTED. DETERMINE THE FLOW RATES IF UNKNOWN BY THE FOLLOWING FORMULA:

   LBS OF CONDENSATE PER HOUR = BTU/HR ÷ LATENT HEAT OF EVAPORATION

   TO DETERMINE THE LATENT HEAT OF EVAPORATION, CONSULT THE STEAM TABLES OR USE 970.8 BTU/LB. FOR THE LOW PRESSURE STEAM.

3. STUDY THE PIPE CIRCUITING ARRANGEMENT – STUDY THE PIPE CIRCUITING THAT HAS BEEN MADE TO SEE IF THE PRESSURE DROP IN ALL SECTIONS AND CIRCUITS IS APPROXIMATELY THE SAME. REARRANGE IF NECESSARY.

4. SIZE THE PIPE – SIZE THE PIPE, USING THE CHART SHOWN ON PAGE 207. THE CHART IS BASED ON A MAXIMUM FRICTION DROP OF 1/4 PSI PER 100 FEET AND A MINIMUM PITCH OF 1-INCH IN 10 FEET. IF IT IS DESIRED TO DESIGN THE SYSTEM ON OTHER CONDITIONS, CONSULT THE ASHRAE GUIDE AND DATA BOOK.

5. ALLOWABLE VELOCITIES – ALLOWABLE VELOCITIES HAVE VERY LITTLE SIGNIFICANCE IN THE GRAVITY CONDENSATE RETURN SYSTEM. WHERE THE CONDENSATE IS PUMPED, THE VELOCITY OF THE WATER IN THE PIPE SHOULD BE DESIGNED AT APPROXIMATELY 3 FEET PER SECOND WITH AN UPPER LIMIT OF 6 FEET PER SECOND.

6. ESTABLISH THE SYSTEM PRESSURE DROP – THE HEAD AVAILABLE IN A LOW PRESSURE GRAVITY CONDENSATE SYSTEM TO CAUSE THE WATER TO FLOW IS THE PITCH IN THE PIPE. A SYSTEM THAT IS GRADED 1-INCH IN 10 FEET WILL HAVE 10-INCHES OF AVAILABLE HEAD PER 100 FEET OR 10/12 ÷ 2.31 = 0.35 PSI PER 100 FEET. THEREFORE, IT IS NECESSARY TO ESTABLISH PITCH BEFORE COMPUTING SYSTEM PRESSURE DROP. THE SYSTEM PRESSURE DROP WILL BE THE UNIT PRESSURE DROP TIMES THE TOTAL EQUIVALENT PIPE LENGTH.

7. PITCH – AS SHOWN IN THE PRECEDING PARAGRAPH, THE PITCH IN THE PIPING CONTROLS THE AMOUNT OF AVAILABLE HEAD TO MAKE THE CONDENSATE MOVE; THIS PITCH SHOULD NEVER BE LESS THAN 1-INCH IN 40 FEET AND SHOULD USUALLY BE ABOUT 1-INCH IN 10 FEET. WHERE IT IS IMPOSSIBLE TO MEET THESE CONDITIONS IN A CONTINUOUS RUN DUE TO STRUCTURAL CONDITIONS, THE CONDENSATE WILL HAVE TO BE PUMPED FROM THE LOW POINTS BACK TO THE BOILER. CONDENSATE GRAVITY RETURN MAINS AND CONDENSATE FORCED PUMPED MAINS SHOULD NOT BE JOINED TOGETHER.

8. PRESSURE DROP IN THE STEAM MAIN AND THE RETURN MAIN – TO OBTAIN THE MOST SATISFACTORY OPERATION, THE TOTAL PRESSURE DROP IN THE RETURN PIPING SYSTEM SHOULD BE MADE APPROXIMATELY THE SAME AS THE TOTAL PRESSURE DROP IN THE STEAM SUPPLY PIPING.

9. TRAPPING THE STEAM MAIN – THE CONDENSATE THAT FORMS IN THE STEAM MAIN ESPECIALLY DURING COLD START-UP PERIODS MUST BE DRAINED AT FREQUENT INTERVALS BY THE USE OF CONDENSATE DRAIN TRAPS. IF CONDENSATE IS ALLOWED TO ACCUMULATE, THE AREA OF THE PIPE WILL BE EFFECTIVELY REDUCED, CAUSING STEAM VELOCITIES TO INCREASE TO THE POINT WHEN WATER SLUGGING AND OBJECTIONABLE NOISE WILL OCCUR. FOR BEST RESULTS, THE MAIN SHOULD BE DRAINED EVERY 100 FEET.

10. PIPE MATERIAL – GENERALLY, USE STANDARD WEIGHT BLACK STEEL WITH BLACK CAST IRON SCREWED FITTINGS. WHERE THE PIPE SIZE IS OVER 2-INCHES, IT IS COMMON PRACTICE TO USE WELDED STEEL FITTINGS. WHERE WELDED PIPE IS USED, THREADOLETS OR WELDOLETS FOR BRANCHES SHOULD BE SPECIFIED. WHERE THE PRESSURE IN THE PIPING WILL EXCEED 125 PSIG, USE EXTRA HEAVY PIPE.

11. AIR VENTING – IT IS IMPORTANT TO PROVIDE ADEQUATE FACILITY IN THE SYSTEM TO VENT AIR.

12. PIPE SUPPORTS AND PIPE EXPANSION – CHECK TO SEE IF ADEQUATE PIPE SUPPORTS AND PROVISIONS FOR EXPANSION HAVE BEEN PROVIDED IN ALL PIPE LINES. PROVIDE PIPE ANCHORS AS REQUIRED WITH THE EXPANSION LOOPS, JOINTS, OR BENDS.

13. VALVES – GATE VALVES SHOULD BE INSTALLED IN THE SYSTEM AS REQUIRED TO ISOLATE EQUIPMENT AND PIPING ZONES FOR SERVICE.

14. INSTALLATION OF PIPE – CARE MUST BE TAKEN DURING INSTALLATION TO PROPERLY REAM THE ENDS OF THE PIPE TO PREVENT REDUCTION IN THE CROSS SECTIONAL AREA OF THE PIPE.

15. EQUIVALENT LENGTH – CARE MUST BE TAKEN IN THE COMPUTATION OF OVERALL PRESSURE DROP TO ALLOW FOR FITTINGS. A QUANTITY TAKE-OFF OF ALL VALVES AND FITTINGS IS NECESSARY TO ACCURATELY DETERMINE THE EQUIVALENT LENGTH. IF A NORMAL AMOUNT OF FITTINGS IS INVOLVED, A RULE OF THUMB OF 1.3 TIMES THE MEASURED LENGTH MAY BE USED.

16. TRAPS – GENERALLY FLOAT AND THERMOSTATIC TRAPS ARE USED FOR LOW PRESSURE END OF MAIN DRIPS AND HIGH CAPACITY RADIATION. THERMOSTATIC TRAPS ARE USED FOR LOW CAPACITY RADIATION.

17. HOLDING CAPACITY – THERE ARE PERIODS OF TIME WHEN THE CONDENSATE WILL RETURN TO THE BOILER ROOM AT A GREATER OR LESSER RATE THAN REQUIRED TO FEED THE BOILER DUE TO WARM UP CONDITIONS. BECAUSE OF THESE PERIODS OF IRREGULARITY ABOUT 10-20 MINUTES OF WATER STORAGE SHOULD BE PROVIDED IN THE BOILER ROOM.

ALLOWABLE FLOW RATES
FOR MEDIUM PRESSURE STEAM PIPING
STANDARD WEIGHT STEEL PIPE AND 30 PSIG STEAM

PIPE SIZE	FLOW RATE	PRESSURE DROP RANGE
1/2"	0 – 21 LBS/HR	0 – 0.50 PSI/100 FT
3/4"	22 – 42 LBS/HR	0.10 – 0.50 PSI/100 FT
1"	43 – 100 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
1-1/4"	101 – 180 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
1-1/2"	181 – 270 LBS/HR	0.25 – 0.50 PSI/100 FT
2"	271 – 450 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT
2-1/2"	451 – 750 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT
3"	751 – 1400 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
4"	1401 – 2900 LBS/HR	0.10 – 0.50 PSI/100 FT
5"	2901 – 5400 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
6"	5401 – 8800 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT

6"	5401 – 8800 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT
8"	8801 – 18,000 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
10"	18,001 – 33,000 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
12"	33,001 – 53,000 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT
14"	53,001 – 68,000 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT
16"	68,001 – 96,000 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT
18"	96,001 – 130,000 LBS/HR	0.20 – 0 50 PSI/100 FT
20"	130,001 – 170,000 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT

NOTE: THE ABOVE CAPACITIES ARE BASED ON A MAXIMUM PRESSURE DROP OF 0.50 PSI PER 100 FT AND THE STEAM FLOWING IN THE SAME DIRECTION AS THE CONDENSATE. FOR OTHER PRESSURE DROPS SEE CHART ON PAGE 205.

ALLOWABLE FLOW RATES
FOR MEDIUM PRESSURE STEAM PIPING
STANDARD WEIGHT STEEL PIPE AND 50 PSIG STEAM

PIPE SIZE	FLOW RATE	PRESSURE DROP RANGE
1/2"	0 – 36 LBS/HR	0 – 1.0 PSI/100 FT
3/4"	37 – 84 LBS/HR	0.25 – 1.0 PSI/100 FT
1"	85 – 150 LBS/HR	0.20 – 1.0 PSI/100 FT
1-1/4"	151 – 300 LBS/HR	0.25 – 1.0 PSI/100 FT
1-1/2"	301 – 420 LBS/HR	0.40 – 1.0 PSI/100 FT
2"	421 – 720 LBS/HR	0.25 – 1.0 PSI/100 FT
2-1/2"	721 – 1200 LBS/HR	0.25 – 1.0 PSI/100 FT
3"	1201 – 2200 LBS/HR	0.20 – 1.0 PSI/100 FT
4"	2201 – 4700 LBS/HR	0.15 – 1.0 PSI/100 FT
5"	4701 – 8800 LBS/HR	0.20 – 1.0 PSI/100 FT
6"	8801 – 14,000 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT
8"	14,001 – 30,000 LBS/HR	0.20 – 1.0 PSI/100 FT

	[illegible]	[illegible]
8"	14,001 – 30,000 LBS/HR	0.20 – 1.0 PSI/100 FT
10"	30,001 – 54,000 LBS/HR	0.25 – 1.0 PSI/100 FT
12"	54,001 – 83,000 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT
14"	83,001 – 110,000 LBS/HR	0.40 – 1.0 PSI/100 FT
16"	110,001 – 150,000 LBS/HR	0.40 – 1.0 PSI/100 FT
18"	150,001 – 210,000 LBS/HR	0.50 – 1.0 PSI/100 FT
20"	210,001 – 280,000 LBS/HR	0.55 – 1.0 PSI/100 FT

NOTE: THE ABOVE CAPACITIES ARE BASED ON A MAXIMUM PRESSURE DROP OF 1 PSI PER 100 FT AND THE STEAM FLOWING IN THE SAME DIRECTION AS THE CONDENSATE. FOR OTHER PRESSURE DROPS SEE CHART ON PAGE 205.

DESIGN OF MEDIUM PRESSURE CONDENSATE PIPING

1. LAY OUT PIPING – LAY OUT PIPING TO CONNECT TO ALL STEAM HEATING UNITS AND CONDENSATE DRIP POINTS. DETERMINE THE AMOUNT OF GRADE AVAILABLE IN THE PIPING SYSTEM.

2. DETERMINE THE FLOW RATES – DETERMINE THE FLOW RATES IN ALL SECTIONS OF THE SYSTEM. THIS CAN BE DONE AFTER ALL FLOW RATES TO ALL UNITS IN THE SYSTEM HAVE BEEN SELECTED. DETERMINE THE FLOW RATES IF UNKNOWN BY THE FOLLOWING FORMULA:

   LBS OF CONDENSATE PER HOUR = BTU/HR ÷ LATENT HEAT OF EVAPORATION

   TO DETERMINE THE LATENT HEAT OF EVAPORATION, CONSULT THE STEAM TABLES OR USE 929 BTU/LB FOR THE 30 PSIG STEAM AND 912 BTU/LB FOR THE 50 PSIG STEAM.

3. STUDY THE PIPE CIRCUITING ARRANGEMENT – STUDY THE PIPE CIRCUITING THAT HAS BEEN MADE TO SEE IF THE PRESSURE DROP IN ALL SECTIONS AND CIRCUITS IS APPROXIMATELY THE SAME. REARRANGE IF NECESSARY.

4. SIZE THE PIPE – SIZE THE PIPE, USING THE CHART SHOWN ON PAGE 209. THE CHART IS BASED ON A MAXIMUM FRICTION DROP OF 1/2 PSI PER 100 FEET FOR THE 30 PSIG STEAM AND 1 PSI PER 100 FEET FOR THE 50 PSIG STEAM. THE MINIMUM PITCH IS 1-INCH IN 40 FEET AND SHOULD BE 1" IN 10 FEET WHEN CONDITIONS PERMIT. IF IT IS DESIRED TO DESIGN THE SYSTEM ON OTHER CONDITIONS, CONSULT THE ASHRAE GUIDE AND DATA BOOK.

5. ALLOWABLE VELOCITIES – ALLOWABLE VELOCITIES HAVE VERY LITTLE SIGNIFICANCE IN THE GRAVITY CONDENSATE RETURN SYSTEM. WHERE THE CONDENSATE IS PUMPED, THE VELOCITY OF THE WATER IN THE PIPE SHOULD BE DESIGNED AT APPROXIMATELY 3 FEET PER SECOND WITH AN UPPER LIMIT OF 6 FEET PER SECOND.

6. ESTABLISH THE SYSTEM PRESSURE DROP – THE HEAD AVAILABLE IN A MEDIUM PRESSURE CONDENSATE SYSTEM IS TWO-FOLD; WHEN THE TRAP IS CLOSED, THE HEAD AVAILABLE IS THE PITCH IN THE PIPE. A SYSTEM THAT IS GRADED 1-INCH IN 10 FEET WILL HAVE 10-INCHES OR 10/12 ÷ 2.31 = 0.35 PSI PER 100 FEET OF HEAD AVAILABLE. WHEN THE CONDENSATE RETURN TRAP OPENS, THE PRESSURE OF THE STEAM IS AVAILABLE TO CAUSE THE CONDENSATE TO FLOW, AND DOES, IN FACT, HAVE AVAILABLE PRESSURE TO ELEVATE THE CONDENSATE IF NECESSARY. IT IS WISE TO OBTAIN AS MUCH PITCH AS POSSIBLE TO FACILITATE THE RAPID REMOVAL OF CONDENSATE ON WARM-UP; HOWEVER, PITCHES OF 1-INCH IN 40 FEET WILL OPERATE QUITE SATISFACTORILY WHEN SUFFICIENT STEAM PRESSURE IS AVAILABLE. THE SYSTEM PRESSURE DROP WILL BE THE UNIT PRESSURE DROP TIMES THE TOTAL EQUIVALENT PIPE LENGTH.

7. PITCH – AS SHOWN IN THE PRECEDING PARAGRAPH, THE PITCH IN THE PIPING CONTROLS THE AMOUNT OF AVAILABLE HEAD TO CARRY AWAY THE CONDENSATE WHEN THE TRAP IS CLOSED. THIS PITCH SHOULD NEVER BE LESS THAN 1-INCH IN 40 FEET AND SHOULD USUALLY BE ABOUT 1-INCH IN 10 FEET. WHERE IT IS IMPOSSIBLE TO MEET THESE CONDITIONS IN A CONTINUOUS RUN, AND WHEN INSUFFICIENT STEAM PRESSURE IS AVAILABLE TO ELEVATE THE CONDENSATE, THE CONDENSATE WILL HAVE TO BE PUMPED BACK TO THE BOILER ROOM. CONDENSATE GRAVITY RETURN MAINS AND CONDENSATE FORCED PUMPED MAIN SHOULD NOT BE JOINED TOGETHER.

8. PRESSURE DROP IN THE STEAM MAIN AND THE RETURN MAIN – PRESSURE DROP IN THE STEAM MAIN AND THE RETURN MAIN DO NOT HAVE THE SAME INTERRELATIONSHIP IN THE MEDIUM PRESSURE SYSTEM AS THEY DO IN THE LOW PRESSURE STEAM SYSTEM. GENERALLY, THE CONDENSATE IS RETURNED TO THE BOILER BY PUMPING. THE PIPE SIZE FOR THE PUMPED RETURN SHOULD BE ESTABLISHED FROM A PIPE VELOCITY OF APPROXIMATELY 3 FEET PER SECOND.

9. TRAPPING THE STEAM MAIN – THE CONDENSATE THAT FORMS IN THE STEAM MAIN ESPECIALLY DURING COLD START-UP PERIODS MUST BE DRAINED AT FREQUENT INTERVALS BY THE USE OF CONDENSATE DRAIN TRAPS. IF CONDENSATE IS ALLOWED TO ACCUMULATE, THE AREA OF THE PIPE WILL BE EFFECTIVELY REDUCED, CAUSING STEAM VELOCITIES TO INCREASE TO THE POINT WHEN WATER SLUGGING AND OBJECTIONABLE NOISE WILL OCCUR. FOR BEST RESULTS, THE MAIN SHOULD BE DRAINED EVERY 300 FEET OR LESS.

10. PIPE MATERIAL – GENERALLY, USE STANDARD WEIGHT BLACK STEEL WITH BLACK CAST IRON SCREWED FITTINGS. WHERE THE PIPE SIZE IS OVER 2-INCHES, IT IS COMMON PRACTICE TO USE WELDED STEEL FITTINGS. WHERE WELDED PIPE IS USED, THREADOLETS OR WELDOLETS FOR BRANCHES SHOULD BE SPECIFIED. WHERE THE PRESSURE IN THE PIPING WILL EXCEED 125 PSIG, USE EXTRA HEAVY PIPE.

11. AIR VENTING – IT IS IMPORTANT TO PROVIDE ADEQUATE FACILITY IN THE SYSTEM TO VENT AIR.

12. PIPE SUPPORTS AND PIPE EXPANSION – CHECK TO SEE IF ADEQUATE PIPE SUPPORTS AND PROVISIONS FOR EXPANSION HAVE BEEN PROVIDED IN ALL PIPE LINES. PROVIDE PIPE ANCHORS AS REQUIRED WITH THE EXPANSION LOOPS, JOINTS, OR BENDS.

13. VALVES – GATE VALVES SHOULD BE INSTALLED IN THE SYSTEM AS REQUIRED TO ISOLATE EQUIPMENT AND PIPING ZONES FOR SERVICE.

14. INSTALLATION OF PIPE – CARE MUST BE TAKEN DURING INSTALLATION TO PROPERLY REAM THE ENDS OF THE PIPE TO PREVENT REDUCTION IN THE CROSS SECTIONAL AREA OF THE PIPE.

15. EQUIVALENT LENGTH – CARE MUST BE TAKEN IN THE COMPUTATION OF OVERALL PRESSURE DROP TO ALLOW FOR FITTINGS. A QUANTITY TAKE-OFF OF ALL VALVES AND FITTINGS IS NECESSARY TO ACCURATELY DETERMINE THE EQUIVALENT LENGTH. IF A NORMAL AMOUNT OF FITTINGS IS INVOLVED, A RULE OF THUMB OF 1.3 TIMES THE MEASURED LENGTH MAY BE USED.

16. FLASHING – WHEN THE MEDIUM PRESSURE CONDENSATE RETURNS ARE DISCHARGED INTO A VENTED TO ATMOSPHERE TANK OR SYSTEM, CONSIDERABLE RE-EVAPORATION WILL OCCUR AND STEAM WILL BE LOST UP THE VENT TO ATMOSPHERE. CONSIDERATION SHOULD ALWAYS BE GIVEN TO MAKING USE OF THIS WASTE HEAT BY CIRCULATING THE CONDENSATE THROUGH FIN TUBE RADIATION OR UNIT HEATERS TO HEAT THE SPACE, OR THRU A HOT WATER GENERATOR TO HEAT THE DOMESTIC HOT WATER.

17. HOLDING CAPACITY – THERE ARE PERIODS OF TIME WHEN THE CONDENSATE WILL RETURN TO THE BOILER ROOM AT A GREATER OR LESSER RATE THAN REQUIRED TO FEED THE BOILER DUE TO WARM-UP CONDITIONS. BECAUSE OF THESE PERIODS OF IRREGULARITY ABOUT 10-20 MINUTES OF WATER STORAGE SHOULD BE PROVIDED IN THE BOILER ROOM.

ALLOWABLE FLOW RATES FOR MEDIUM PRESSURE CONDENSATE PIPING

STANDARD WEIGHT STEEL PIPE RETURN FROM 30 PSIG STEAM

PIPE SIZE	FLOW RANGE	PRESSURE DROP RANGE
DRY RETURNS		
3/4"	0 – 240 LBS/HR	0 – 0.50 PSI/100 FT.
1"	241 – 480 LBS/HR	0.125 – 0.50 PSI/100 FT.
1-1/4"	481 – 1,000 LBS/HR	0.125 – 0.50 PSI/100 FT.
1-1/2"	1,001 – 1,650 LBS/HR	0.25 – 0.50 PSI/100 FT.
2"	1,651 – 3,380 LBS/HR	0.13 – 0.50 PSI/100 FT.
2-1/2"	3,381 – 5,580 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT.
3"	5,581 – 10,200 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT.
4"	10,201 – 21,000 LBS/HR	0.125 – 0.50 PSI/100 FT.
5"	21,001 – 40,150 LBS/HR	0.15 – 0.50 PSI/100 FT.
6"	40,151 – 65,000 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT.
WET RETURNS		
3/4"	0 – 640 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT.
1"	641 – 1,000 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT.
1-1/4"	1,001 – 1,780 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT.
1-1/2"	1,781 – 2,950 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT.
2"	2,951 – 5,850 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT.
2-1/2"	5,851 – 9,800 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT.
3"	9,801 – 15,000 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT.
4"	15,001 – 30,700 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT.
5"	30,701 – 69,000 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT.
6"	69,001 – 104,000 LBS/HR	0.20 – 0.50 PSI/100 FT.

ALLOWABLE FLOW RATES FOR MEDIUM PRESSURE CONDENSATE PIPING

STANDARD WEIGHT STEEL PIPE RETURN FROM 50 PSIG STEAM

PIPE SIZE	FLOW RANGE	PRESSURE DROP RANGE
DRY RETURNS		
3/4"	0 – 380 LBS/HR	0 – 1.0 PSI/100 FT.
1"	381 – 770 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
1-1/4"	771 – 1,600 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
1-1/2"	1,601 – 2,600 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
2"	2,601 – 5,400 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
2-1/2"	5,401 – 9,000 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
3"	9,001 – 16,200 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
4"	16,201 – 33,500 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
5"	33,501 – 66,000 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
6"	66,001 – 104,000 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
WET RETURNS		
3/4"	0 – 1,020 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
1"	1,021 – 1,600 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
1-1/4"	1,601 – 2,850 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
1-1/2"	2,851 – 4,700 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
2"	4,701 – 9,300 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
2-1/2"	9,301 – 15,600 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
3"	15,601 – 24,000 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
4"	24,001 – 50,000 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
5"	50,001 – 110,000 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.
6"	110,001 – 166,000 LBS/HR	0.30 – 1.0 PSI/100 FT.

DESIGN OF HIGH PRESSURE CONDENSATE PIPING

1. LAY OUT PIPING – LAY OUT PIPING TO CONNECT TO ALL STEAM HEATING UNITS AND CONDENSATE DRIP POINTS. DETERMINE THE AMOUNT OF GRADE AVAILABLE IN THE PIPING SYSTEM.

2. DETERMINE THE FLOW RATES – DETERMINE THE FLOW RATES IN ALL SECTIONS OF THE SYSTEM. THIS CAN BE DONE AFTER ALL FLOW RATES TO ALL UNITS IN THE SYSTEM HAVE BEEN SELECTED. DETERMINE THE FLOW RATES IF UNKNOWN BY THE FOLLOWING FORMULA:

   LBS OF CONDENSATE PER HOUR = BTU/HR ÷ LATENT HEAT OF EVAPORATION

   TO DETERMINE THE LATENT HEAT OF EVAPORATION, CONSULT THE STEAM TABLES OR USE 881 BTU/LB FOR THE 100 PSIG STEAM AND 857 BTU/LB FOR THE 150 PSIG STEAM.

3. STUDY THE PIPE CIRCUITING ARRANGEMENT – STUDY THE PIPE CIRCUITING THAT HAS BEEN MADE TO SEE IF THE PRESSURE DROP IN ALL SECTIONS AND CIRCUITS IS APPROXIMATELY THE SAME. REARRANGE IF NECESSARY.

4. SIZE THE PIPE – SIZE THE PIPE, USING THE CHART SHOWN ON PAGE 211. THE CHART IS BASED ON A MAXIMUM FRICTION DROP OF 1 PSI PER 100 FEET. THE MINIMUM PITCH IS 1-INCH IN 40 FEET AND SHOULD BE 1-INCH IN 10 FEET WHEN CONDITIONS PERMIT. IF IT IS DESIRED TO DESIGN THE SYSTEM ON OTHER CONDITIONS, CONSULT THE ASHRAE GUIDE AND DATA BOOK.

5. ALLOWABLE VELOCITIES – ALLOWABLE VELOCITIES HAVE VERY LITTLE SIGNIFICANCE IN THE GRAVITY CONDENSATE RETURN SYSTEM. WHERE THE CONDENSATE IS PUMPED, THE VELOCITY OF THE WATER IN THE PIPE SHOULD BE DESIGNED AT APPROXIMATELY 3 FEET PER SECOND WITH AN UPPER LIMIT OF 6 FEET PER SECOND.

6. ESTABLISH THE SYSTEM PRESSURE DROP – THE HEAD AVAILABLE IN A HIGH PRESSURE CONDENSATE SYSTEM IS TWO FOLD. WHEN THE TRAP IS CLOSED, THE HEAD AVAILABLE IS THE PITCH IN THE PIPE. A SYSTEM THAT IS GRADED 1-INCH IN 10 FEET WILL HAVE 10-INCHES OR 10/12 ÷ 2.31 – 0.35 PSI PER 100 FEET OF HEAD AVAILABLE. WHEN THE CONDENSATE RETURN TRAP OPENS, THE PRESSURE OF THE STEAM IS AVAILABLE TO CAUSE THE CONDENSATE TO FLOW, AND DOES, IN FACT, HAVE AVAILABLE PRESSURE TO ELEVATE THE CONDENSATE IF NECESSARY. IT IS WISE TO OBTAIN AS MUCH PITCH AS POSSIBLE TO FACILITATE THE RAPID REMOVAL OF CONDENSATE ON WARM-UP; HOWEVER, PITCHES OF 1-INCH IN 40 FEET WILL OPERATE QUITE SATISFACTORILY WHEN SUFFICIENT STEAM PRESSURE IS AVAILABLE. THE SYSTEM PRESSURE DROP WILL BE THE UNIT PRESSURE DROP TIMES THE TOTAL EQUIVALENT PIPE LENGTH.

7. PITCH – AS SHOWN IN THE PRECEDING PARAGRAPH, THE PITCH IN THE PIPING CONTROLS THE AMOUNT OF AVAILABLE HEAD TO CARRY AWAY THE CONDENSATE WHEN THE TRAP IS CLOSED. THIS PITCH SHOULD NEVER BE LESS THAN 1-INCH IN 40 FEET AND SHOULD USUALLY BE ABOUT 1-INCH IN 10 FEET. WHERE IT IS IMPOSSIBLE TO MEET THESE CONDITIONS IN A CONTINUOUS RUN, AND WHEN INSUFFICIENT STEAM PRESSURE IS AVAILABLE TO ELEVATE THE CONDENSATE, THE CONDENSATE WILL HAVE TO BE PUMPED BACK TO THE BOILER ROOM. CONDENSATE GRAVITY RETURN MAINS AND CONDENSATE FORCED PUMPED MAIN SHOULD NOT BE JOINED TOGETHER.

8. PRESSURE DROP IN THE STEAM MAIN AND THE RETURN MAIN – PRESSURE DROP IN THE STEAM MAIN AND THE RETURN MAIN DO NOT HAVE THE SAME INTERRELATIONSHIP IN THE HIGH PRESSURE SYSTEM AS THEY DO IN THE LOW PRESSURE STEAM SYSTEM. GENERALLY, THE CONDENSATE IS RETURNED TO THE BOILER BY PUMPING. THE PIPE SIZE FOR THE PUMPED RETURN SHOULD BE ESTABLISHED FROM A PIPE VELOCITY OF APPROXIMATELY 3 FEET PER SECOND.

9. TRAPPING THE STEAM MAIN – THE CONDENSATE THAT FORMS IN THE STEAM MAIN ESPECIALLY DURING COLD START-UP PERIODS MUST BE DRAINED AT FREQUENT INTERVALS BY THE USE OF CONDENSATE DRAIN TRAPS. IF CONDENSATE IS ALLOWED TO ACCUMULATE, THE AREA OF THE PIPE WILL BE EFFECTIVELY REDUCED, CAUSING STEAM VELOCITIES TO INCREASE TO THE POINT WHEN WATER SLUGGING AND OBJECTIONABLE NOISE WILL OCCUR. FOR BEST RESULTS, THE MAIN SHOULD BE DRAINED EVERY 300 FEET OR LESS.

10. PIPE MATERIAL – GENERALLY, USE STANDARD WEIGHT BLACK STEEL WITH BLACK CAST IRON SCREWED FITTINGS. WHERE THE PIPE SIZE IS OVER 2-INCHES, IT IS COMMON PRACTICE TO USE WELDED STEEL FITTINGS. WHERE WELDED PIPE IS USED, THREADOLETS OR WELDOLETS FOR BRANCHES SHOULD BE SPECIFIED. WHERE THE PRESSURE IN THE PIPING WILL EXCEED 125 PSIG, USE EXTRA HEAVY PIPE.

11. AIR VENTING – IT IS IMPORTANT TO PROVIDE ADEQUATE FACILITY IN THE SYSTEM TO VENT AIR.

12. PIPE SUPPORTS AND PIPE EXPANSION – CHECK TO SEE IF ADEQUATE PIPE SUPPORTS AND PROVISIONS FOR EXPANSION HAVE BEEN PROVIDED IN ALL PIPE LINES. PROVIDE PIPE ANCHORS AS REQUIRED WITH THE EXPANSION LOOPS, JOINTS, OR BENDS.

13. VALVES – GATE VALVES SHOULD BE INSTALLED IN THE SYSTEM AS REQUIRED TO ISOLATE EQUIPMENT AND PIPING ZONES FOR SERVICE.

14. INSTALLATION OF PIPE – CARE MUST BE TAKEN DURING INSTALLATION TO PROPERLY REAM THE ENDS OF THE PIPE TO PREVENT REDUCTION IN THE CROSS SECTIONAL AREA OF THE PIPE.

15. EQUIVALENT LENGTH – CARE MUST BE TAKEN IN THE COMPUTATION OF OVERALL PRESSURE DROP TO ALLOW FOR FITTINGS. A QUANTITY TAKE-OFF OF ALL VALVES AND FITTINGS IS NECESSARY TO ACCURATELY DETERMINE THE EQUIVALENT LENGTH. IF A NORMAL AMOUNT OF FITTINGS IS INVOLVED, A RULE OF THUMB OF 1.3 TIMES THE MEASURED LENGTH MAY BE USED.

16. FLASHING – WHEN THE HIGH PRESSURE CONDENSATE RETURNS ARE DISCHARGED INTO A VENTED TO ATMOSPHERE TANK OR SYSTEM, CONSIDERABLE RE-EVAPORATION WILL OCCUR AND STEAM WILL BE LOST UP THE VENT TO ATMOSPHERE. CONSIDERATION SHOULD ALWAYS BE GIVEN TO MAKING USE OF THIS WASTE HEAT BY CIRCULATING THE CONDENSATE THROUGH FIN TUBE RADIATION OR UNIT HEATERS TO HEAT THE SPACE, OR THRU A HOT WATER GENERATOR TO HEAT THE DOMESTIC HOT WATER.

17. HOLDING CAPACITY – THERE ARE PERIODS OF TIME WHEN THE CONDENSATE WILL RETURN TO THE BOILER ROOM AT A GREATER OR LESSER RATE THAN REQUIRED TO FEED THE BOILER DUE TO WARM-UP CONDITIONS. BECAUSE OF THESE PERIODS OF IRREGULARITY ABOUT 10-20 MINUTES OF WATER STORAGE SHOULD BE PROVIDED IN THE BOILER ROOM.

ALLOWABLE FLOW RATES FOR HIGH PRESSURE CONDENSATE PIPING

STANDARD WEIGHT STEEL PIPE RETURN FROM 100 PSIG STEAM

PIPE SIZE	FLOW RANGE	PRESSURE DROP RANGE
DRY RETURNS		
3/4"	0– 450 LBS/HR	0–1.0 PSI/100 FT.
1"	451– 850 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
1-1/4"	851– 1,900 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
1-1/2"	1,901– 3,000 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
2"	3,001– 6,200 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
2-1/2"	6,201– 10,500 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
3"	10,501– 19,200 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
4"	19,201– 40,500 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
5"	40,501– 78,000 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
6"	78,001–125,000 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
WET RETURNS		
3/4"	0– 1,020 LBS/HR	0–1.0 PSI/100 FT.
1"	1,021– 1,600 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
1-1/4"	1,601– 2,850 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
1-1/2"	2,851– 4,700 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
2"	4,701– 9,300 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
2-1/2"	9,301– 15,600 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
3"	15,601– 24,000 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
4"	24,001– 50,000 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
5"	50,001–110,000 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
6"	110,001–166,000 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.

ALLOWABLE FLOW RATES FOR HIGH PRESSURE CONDENSATE PIPING

STANDARD WEIGHT STEEL PIPE RETURN FOR 150 PSIG STEAM

PIPE SIZE	FL 'RANGE	PRESSURE DROP RANGE
DRY RETURNS		
3/4"	0– 550 LBS/HR	0–1.0 PSI/100 FT.
1"	551– 1,100 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
1-1/4"	1,101– 2,300 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
1-1/2"	2,301– 3,750 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
2"	3,751– 7,600 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
2-1/2"	7,601– 12,775 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
3"	12,776– 23,125 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
4"	23,126– 49,100 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
5"	49,101– 91,000 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
6"	91,001–149,500 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
WET RETURNS		
3/4"	0– 1,020 LBS/HR	0–1.0 PSI/100 FT.
1"	1,021– 1,600 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
1-1/4"	1,601– 2,850 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
1-1/2"	2,851– 4,700 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
2"	4,701– 9,300 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
2-1/2"	9,301– 15,600 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
3"	15,601– 24,000 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
4"	24,001– 50,000 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
5"	50,001–110,000 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.
6"	110,001–166,000 LBS/HR	0.30–1.0 PSI/100 FT.

تله بخار:

- در خروجي مبدلها تله بخار نصب مي گردد.
- انواع تله بخار

۱- مكانيكي(شناوري)

۲- ترمو ديناميكي

۳- ترمستاتيكي

۴- تلفيقي

توجه:

-اگر تله بخار خوب كار نكند اتلاف انرژي زياد خواهد بود

STEAM TRAPS

Steam traps are an essential part of all steam systems, except one-pipe steam heating systems. Traps discharge condensate, which forms as steam gives up some of its heat, and direct the air and non-condensable gases to a point of removal. Condensate forms in steam mains and distribution piping because of unavoidable heat losses through less-than-perfect insulation, as well as in terminal equipment such as radiators, convectors, fan-coil units, and heat exchangers, where steam gives up heat during normal operation. Condensate must always be removed from the system as soon as it accumulates for the following reasons:

- Although condensate contains some valuable heat, using this heat by holding the condensate in the terminal equipment reduces the heat transfer surface. It also causes other operating problems because it retains air, which further reduces heat transfer, and noncondensable gases such as CO_2, which cause corrosion. As discussed in the section on Steam Source, recovering condensate heat is usually only desirable when the condensate is not returned to the boiler. Methods for this are discussed in the section on Heat Recovery.
- Steam moves rapidly in mains and supply piping, so when condensate accumulates to the point where the steam can push a slug of it, serious damage can occur from the resulting water hammer.

Ideally, the steam trap should remove all condensate promptly, along with air and noncondensable gases that might be in the system, with little or no loss of live steam. A steam trap is an automatic valve that can distinguish between steam and condensate or other fluids. Traps are classified as follows:

- **Thermostatic traps** react to the difference in the temperatures of steam and condensate.
- **Mechanical traps** depend on the difference in the densities of steam and condensate.
- **Kinetic traps** rely on the difference in the flow characteristics of steam and condensate.

The following points apply to all steam traps:

- No single type of steam trap is best suited to all applications, and most systems require more than one type of trap.
- Steam traps, regardless of type, should be carefully sized for the application and condensate load to be handled, because both undersizing and oversizing can cause serious problems. Undersizing can result in undesirable condensate back-up and excessive cycling, which can lead to premature failure. Oversizing might appear to solve this problem and make selection much easier because fewer different sizes are required, but if the trap fails, excessive steam can be lost.

Steam traps should be installed between two unions to facilitate maintenance and/or replacement.

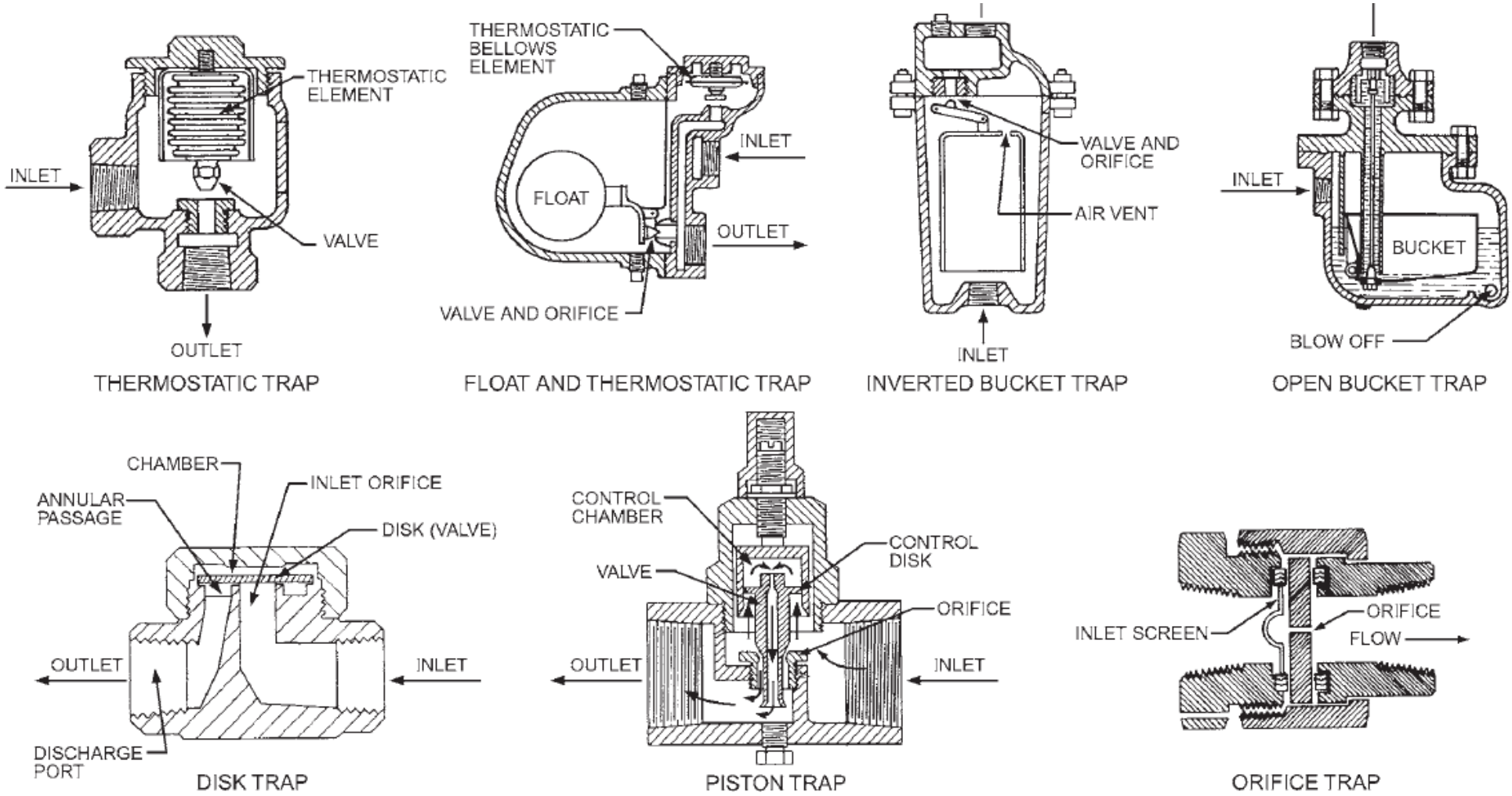
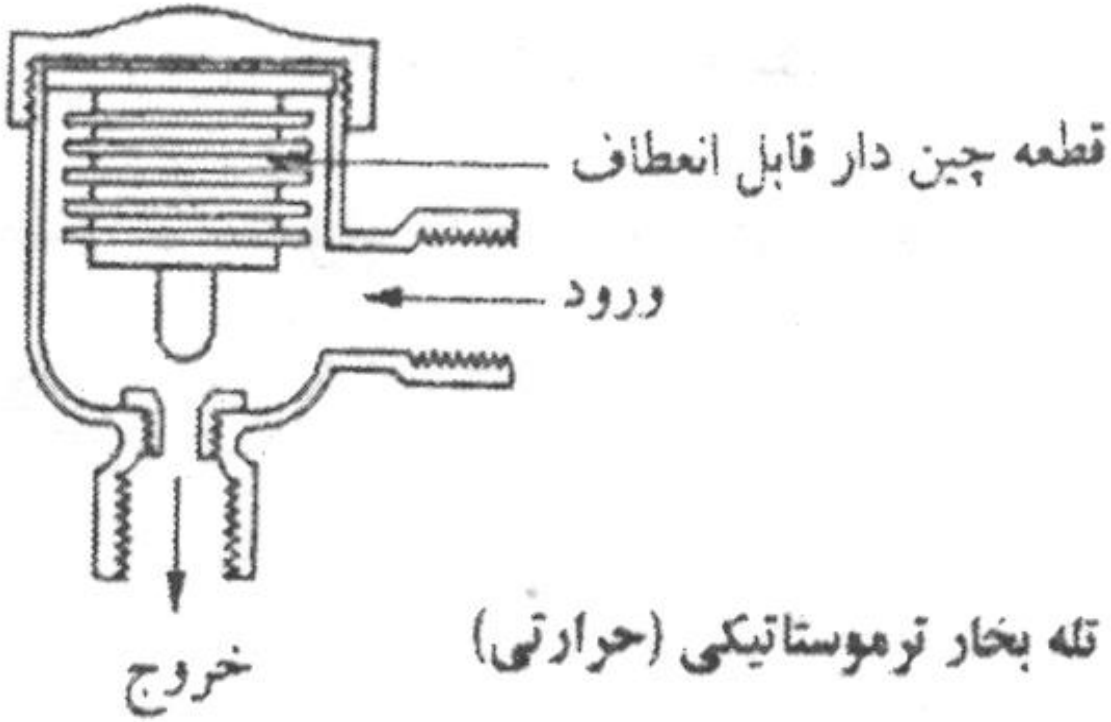
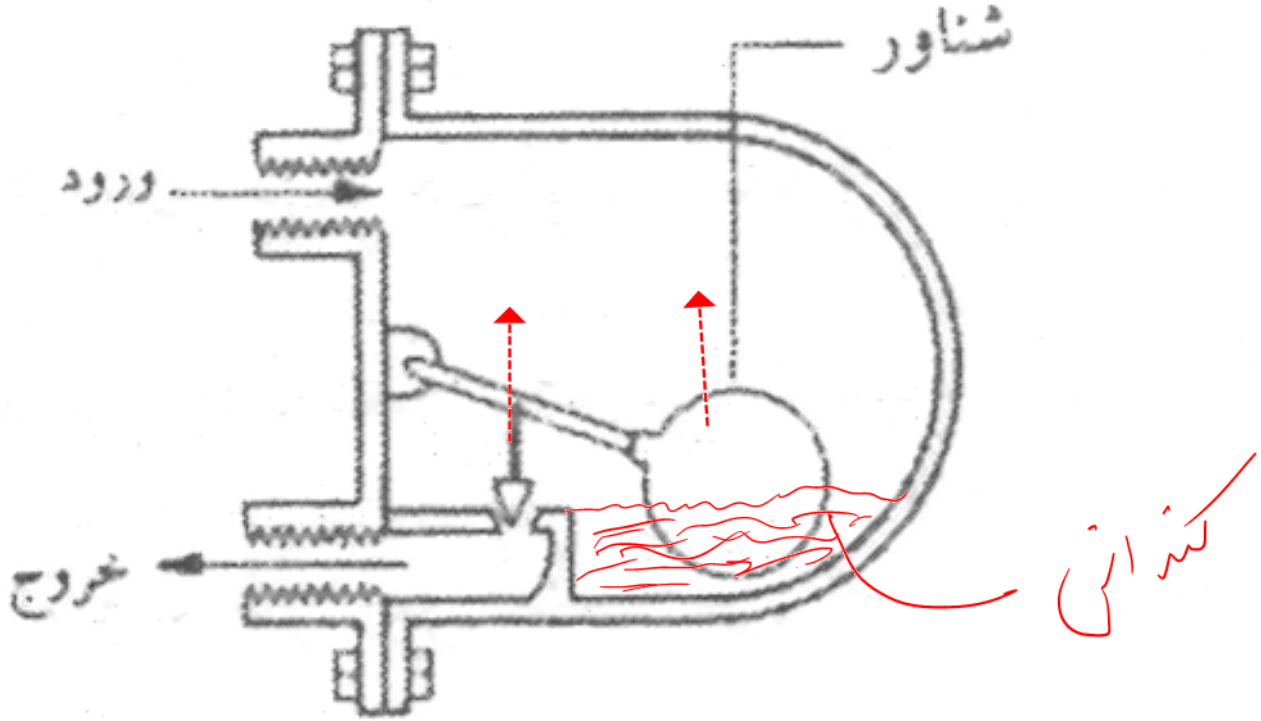


Fig. 10 Steam Traps



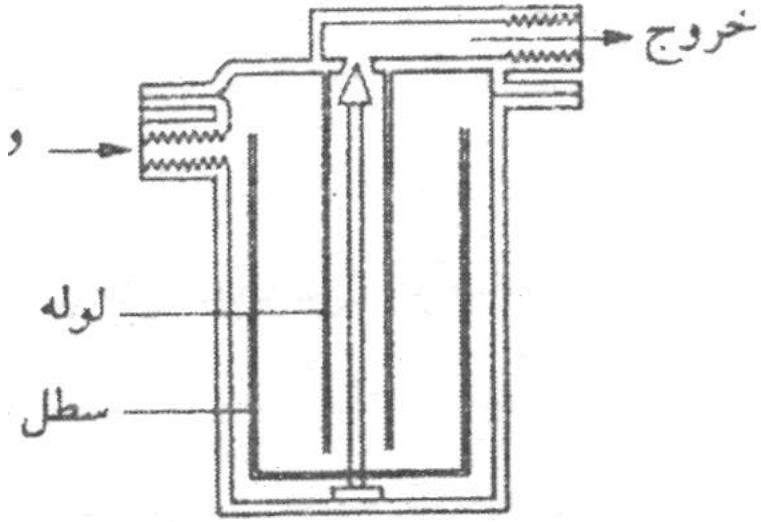
تله بخار ترموستاتیکی (حرارتی)

شکل (۶۱)



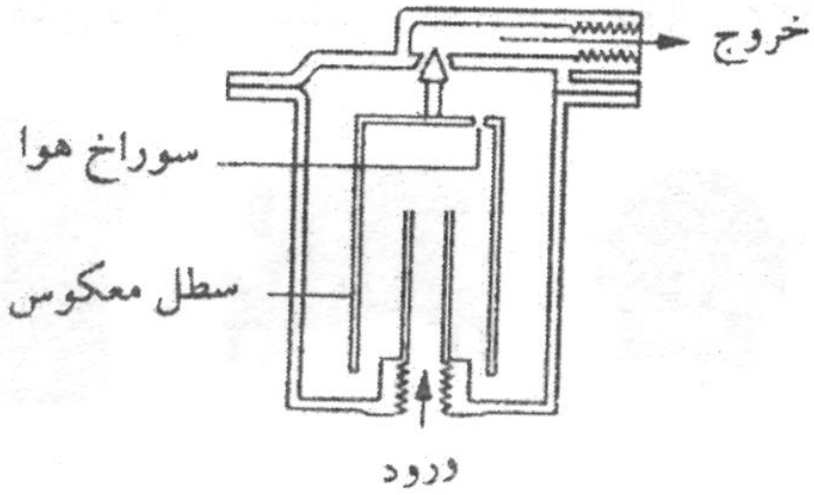
تله بخارهای شناوری

شکل (۶۲)



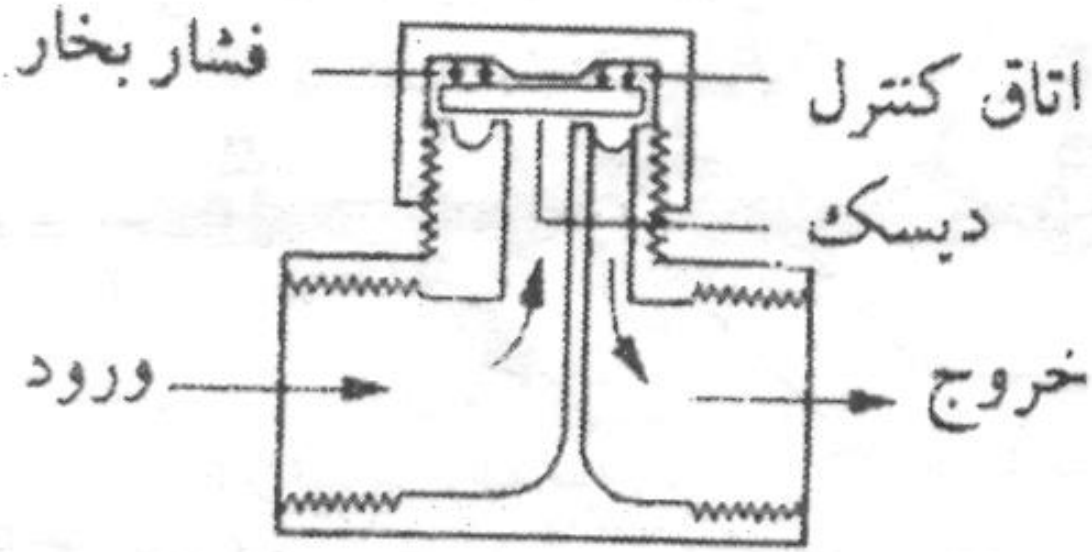
تله بخار نوع سطل باز

شکل (۶۳)



تله بخار نوع سطل معکوس

شکل (۶۴)



تله بخارهای ترمودینامیکی

شکل (۶۵)

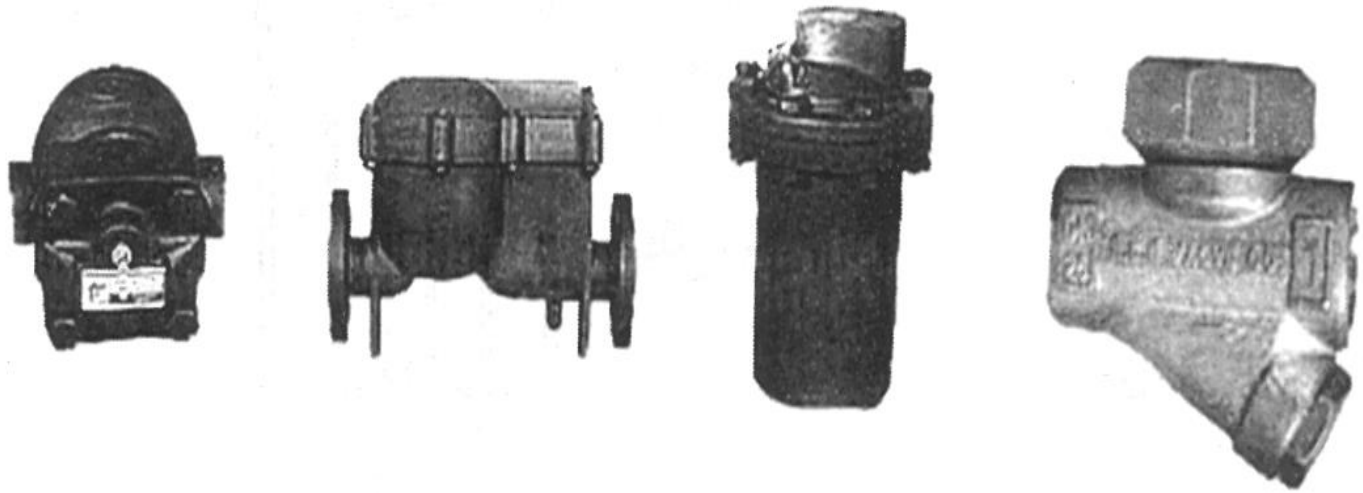
TYPE 662

Thermodynamic Steam Trap

تله بخار ترمودینامیک

Size	1/2", 3/4" , 1"	سایز
Maximum Operating Pressure	42 Kgf/cm^2	حداکثر فشار کار
Maximum Allowable Temperature	400 ^{0}C	حداکثر حرارت مجاز
End Connection	Screwed / Socket Weld	اتصال
Body Design Condition	PN63	نوع بدنه
Body Material	Forged Stainless steel	جنس بدنه
Internal Part	Stainless steel	قطعات داخلی

در شکل‌های زیر تصویری از تله‌های فوق را مشاهده می کنید. شکل (۶۶)



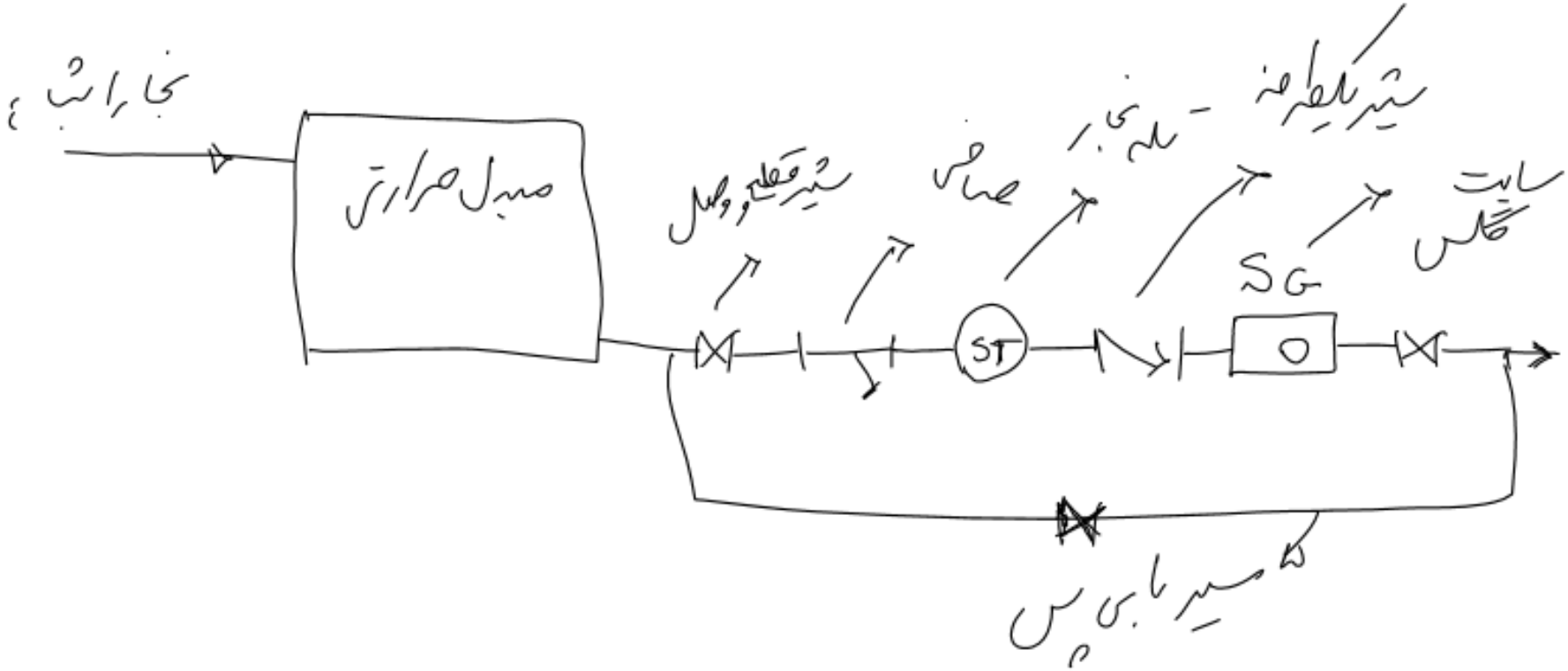
ترمودینامیکی–دیسکی **سطلی معکوس** **شناوری–حرارتی**

شکل (۶۶)

گاهی با کمک یک گوشی طبی و با استفاده از تجربه نیز می توان عملکردهای تراپ را کنترل کرد.

نوع تله	صدا در حالت طبیعی	نوع از کار افتادن	وضعیت صدا به هنگام بروز عیب
مکانیکی	صدا ناشی از پر و خالی شدن سطل یا بالا و پایین رفتن شناور	در سطلی معکوس به صورت باز و در حرارتی – شناوری به صورت بسته	صدای سوت کشیدن بخار در حالت از کار افتادگی به صورت باز و بدون صدا در حالت بسته
حرارتی	صدای متناوب تخلیه در بارهای متوسط و سنگین و تقریبا بدون صدا یا صدای خفیف در بارهای سبک	معمولا به صورت بسته	بدون صدا
ترمودینامیکی	صدای باز وبسته شدن تله ناشی از حرکت دیسک	معمولا به صورت باز	قطع و وصل سریع متجاوز از ۴۰ تا ۶۰ بار در دقیقه

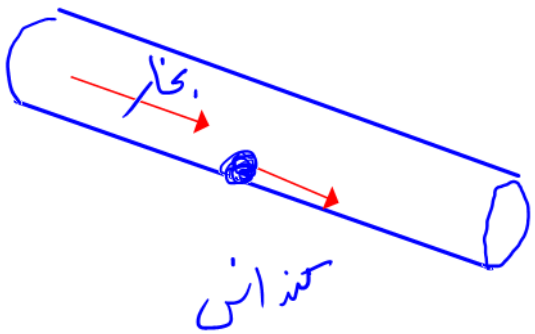
جزئیات نصب تله بخاردر مبدلها:



سايز تله هاي بخار:

- ظرفيت تله بخار سه برابر ظرفيت كندانس عبوري انتخاب مي گردد.
- در انتخاب تله بخاربه پارامترهاي زير توجه كنيد:
  - فشار كاري
  - دبي كندانس
  - ضريب اطمينان
  - نوع كاربرد

ضربه قوچ:



- عوامل ایجاد ضربه قوچ:

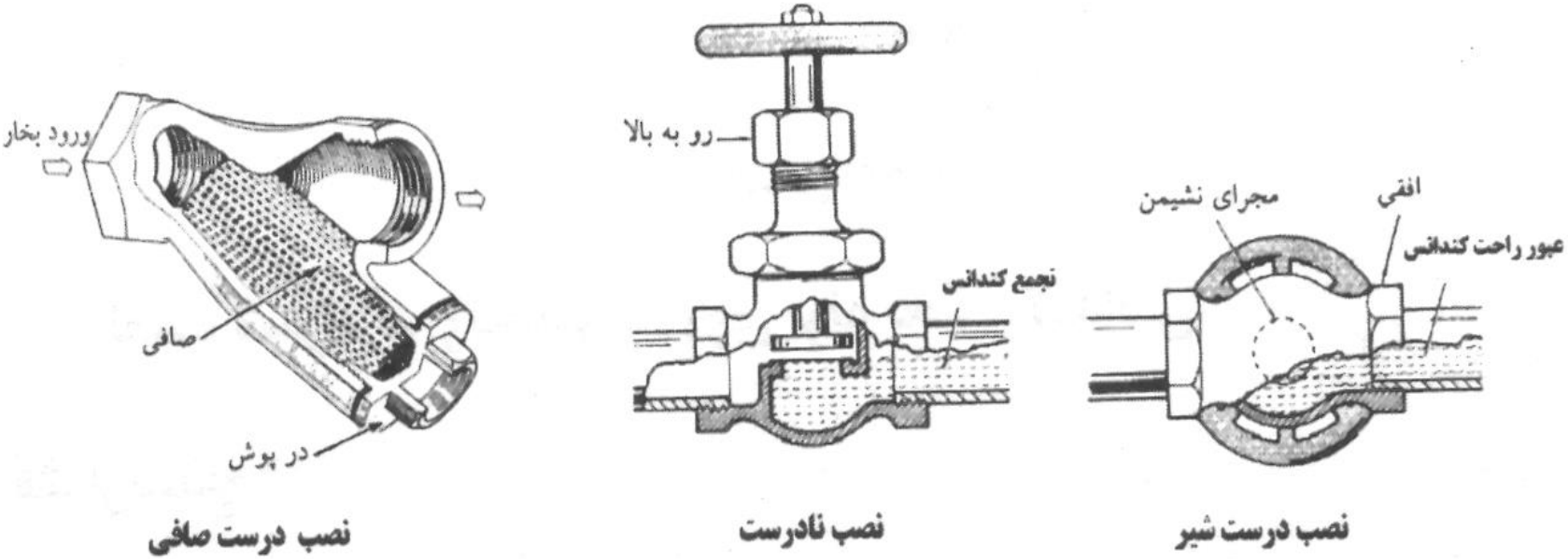
۱- عایق کاري نا مناسب

۲- شیب بندي نا مناسب

۳- سایزینگ نامناسب لوله ها

۴- انتخاب تله بخار نامناسب

نحوه نصب شیروصافی آن:



شکل (۵۴)

سایر موارد :

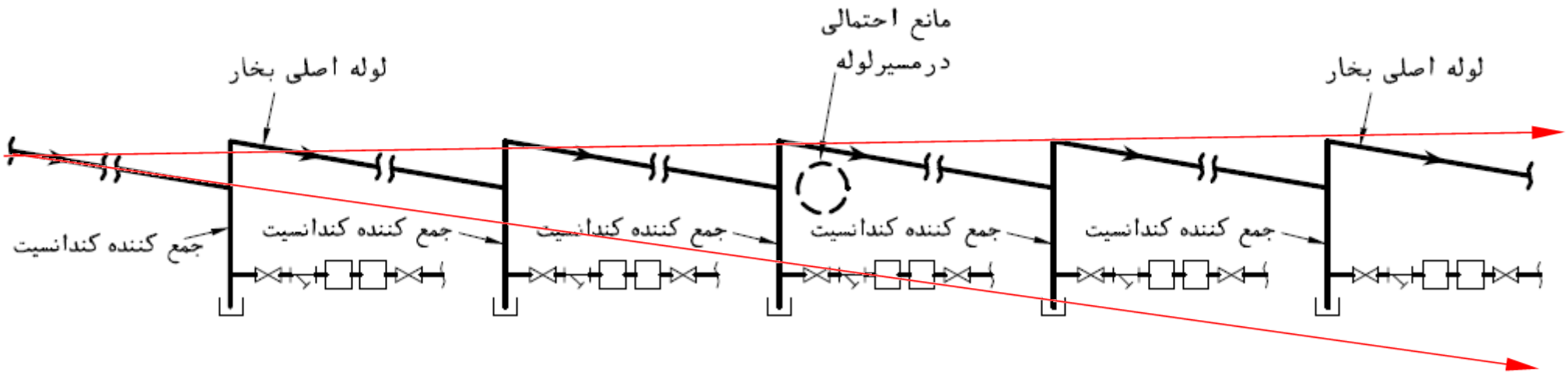
۱- انشعابات لوله هاي بخار يا از بالا يا از بغل لوله مي باشد تا از احتمال جمع شدن كندانس در انشعابات جلوگيريري شود.

۲- در انشعاب گيري(تغيير مقاطع) حتما بايد از اتصالالت خارج از مركز استفاده گردد.

محلهاي نصب تله بخار:

توجه: سرعت آب در لوله ها حد اكثر 3m/s است در صورتي كه سرعت بخار بين 30 m/s تا 60 m/s مي باشد بنابر اين مي تواند آب را با اين سرعت در لوله ها به حركت در اورده و به ديواره هاي لوله ها بكوبد

۱- در خطوط بخار رساني در فاصله هر 30m تله بخار نصب مي گردد.
۲- در لوله هاي قائم زير خم تله بخار نصب مي گردد.
۳- در خروجي مبدلهاي حرارتي



۱-دراجرای لوله‌کشی افقی بخار، بویژه در مسیرهای طولانی، به دلیل ضرورت شیب بندی لوله بخار برای تخلیه کندانسیت ایجاد شده درلوله‌ها ممکن است تغییر رقوم لوله‌افقی حامل بخار، اجتناب ناپذیر باشد یاتغییر رقوم لوله حامل بخار، ممکن است‌به دلیل برخورد باموانع گوناگون ویا محدودیت در ارتفاع فضای عبورلوله، ضروری باشد. با اجرای جزئیات نشان داده شده دراین نقشه، می توان رقوم لوله بخار را درهر نقطه که لازم باشد، تغییر داد.

۲-درصورتیکه تغییر رقوم لوله حامل بخار، درجهت کاهش ارتفاع انجام گیرد، پیش بینی های خاصی ضرورت ندارد.

۳-درصورتیکه تغییر رقوم لوله افقی حامل بخار، درجهت افزایش ارتفاع انجام گیرد، نصب تله بخارو جمع کننده کندانسیت درپائین‌ترین نقاط لوله افقی ، قبل ازتغییر رقوم لوله، ضروری است.

۴-برای دیدن توضیحات بیشتر در رابطه بانصب تله بخار تخلیه کندانسیت لوله بخاربه نقشه های شماره M.D. 302-01-1 و M.D. 302-01-2 نگاه کنید.

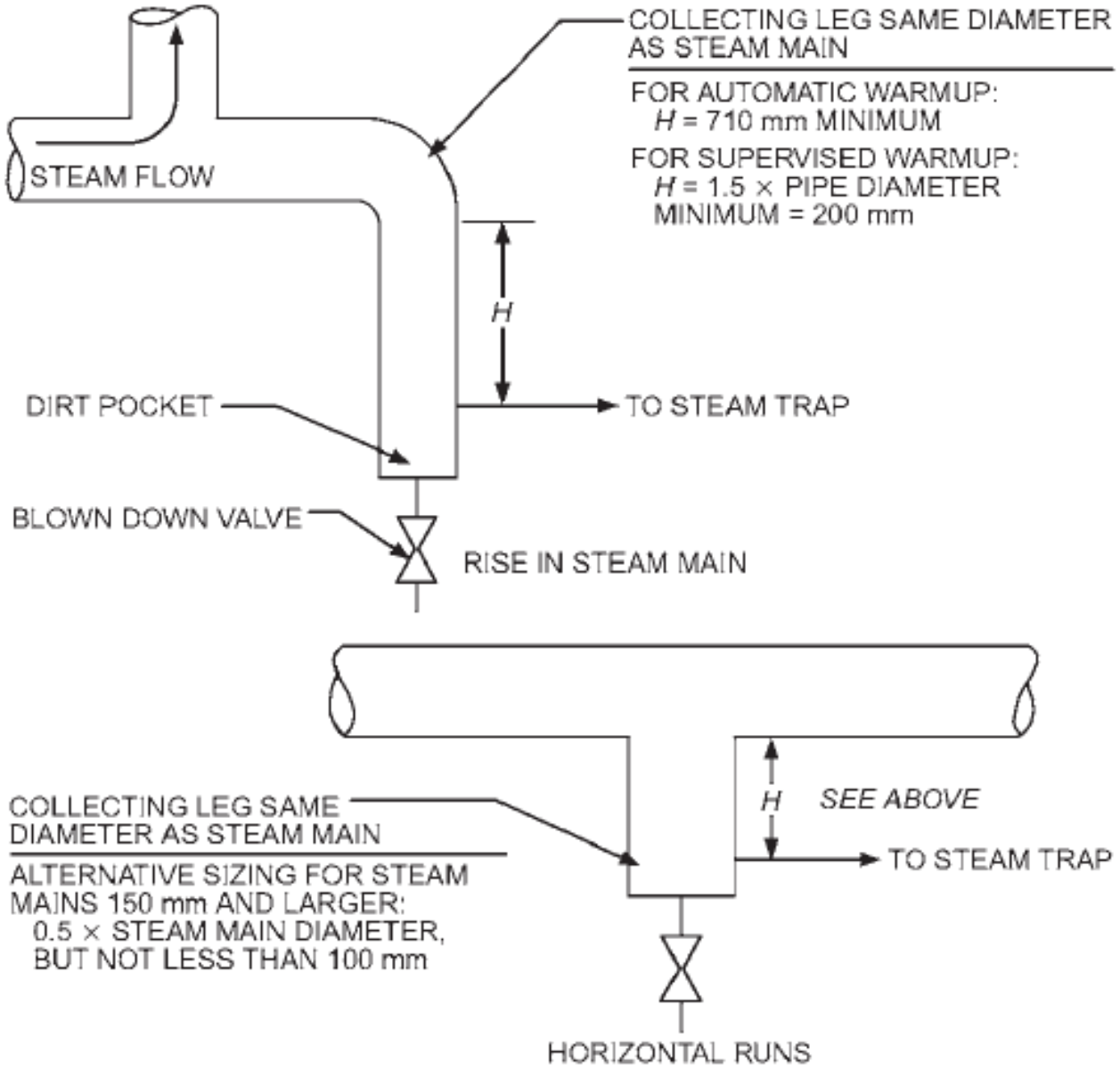


Fig. 4 Method of Dripping Steam Mains

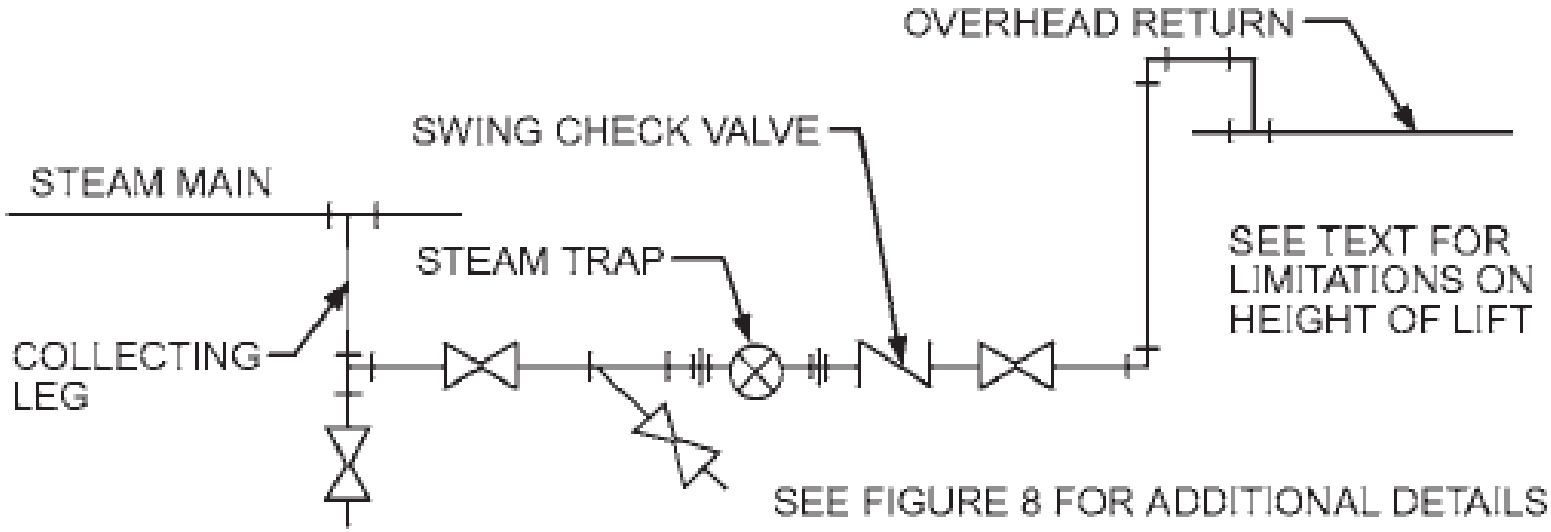


Fig. 5 Trap Discharging to Overhead Return

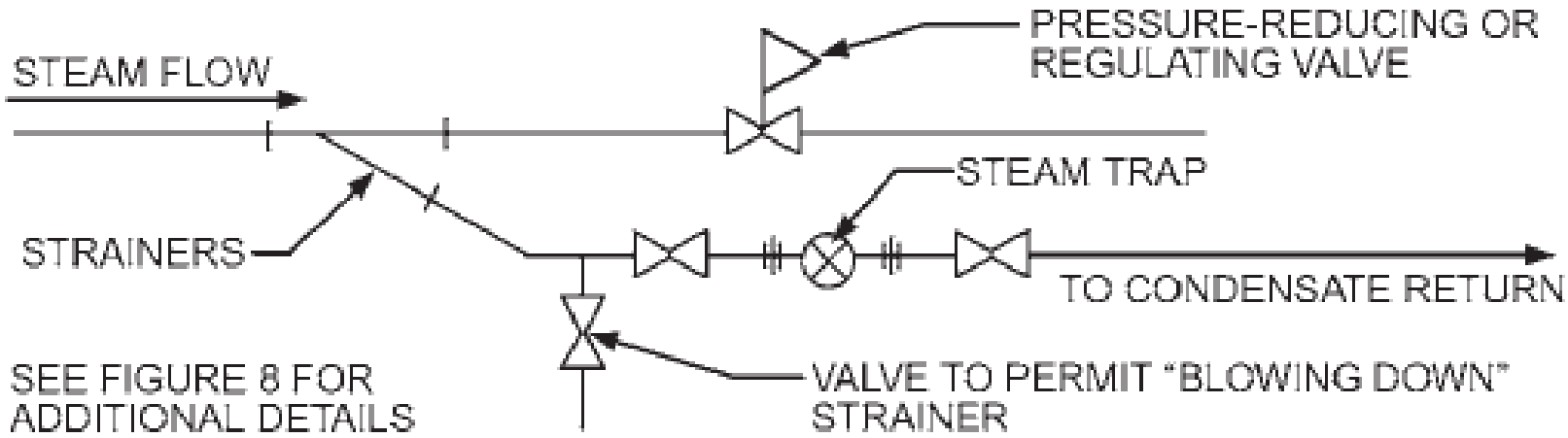


Fig. 6 Trapping Strainers

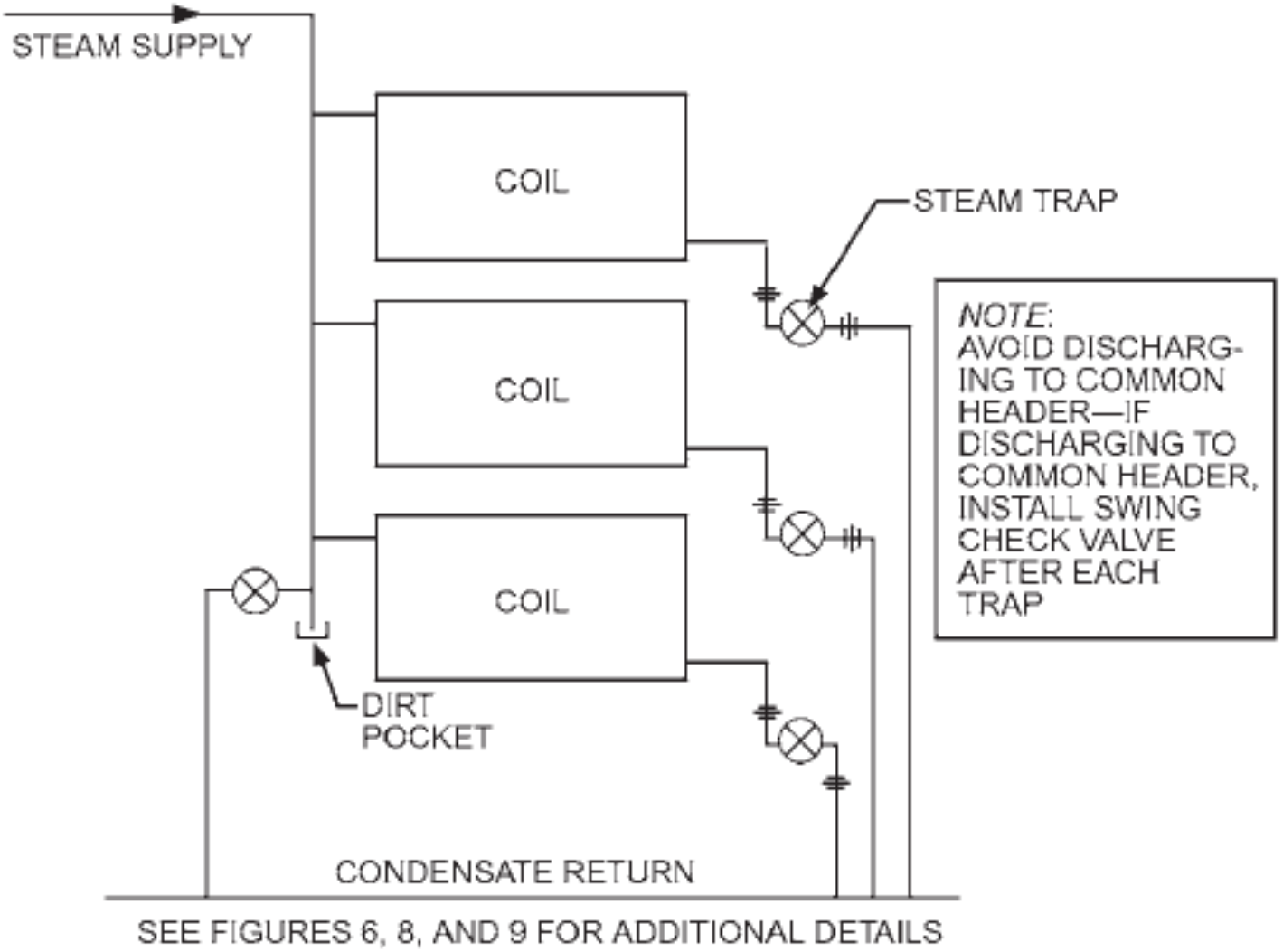


Fig. 7 Trapping Multiple Coils

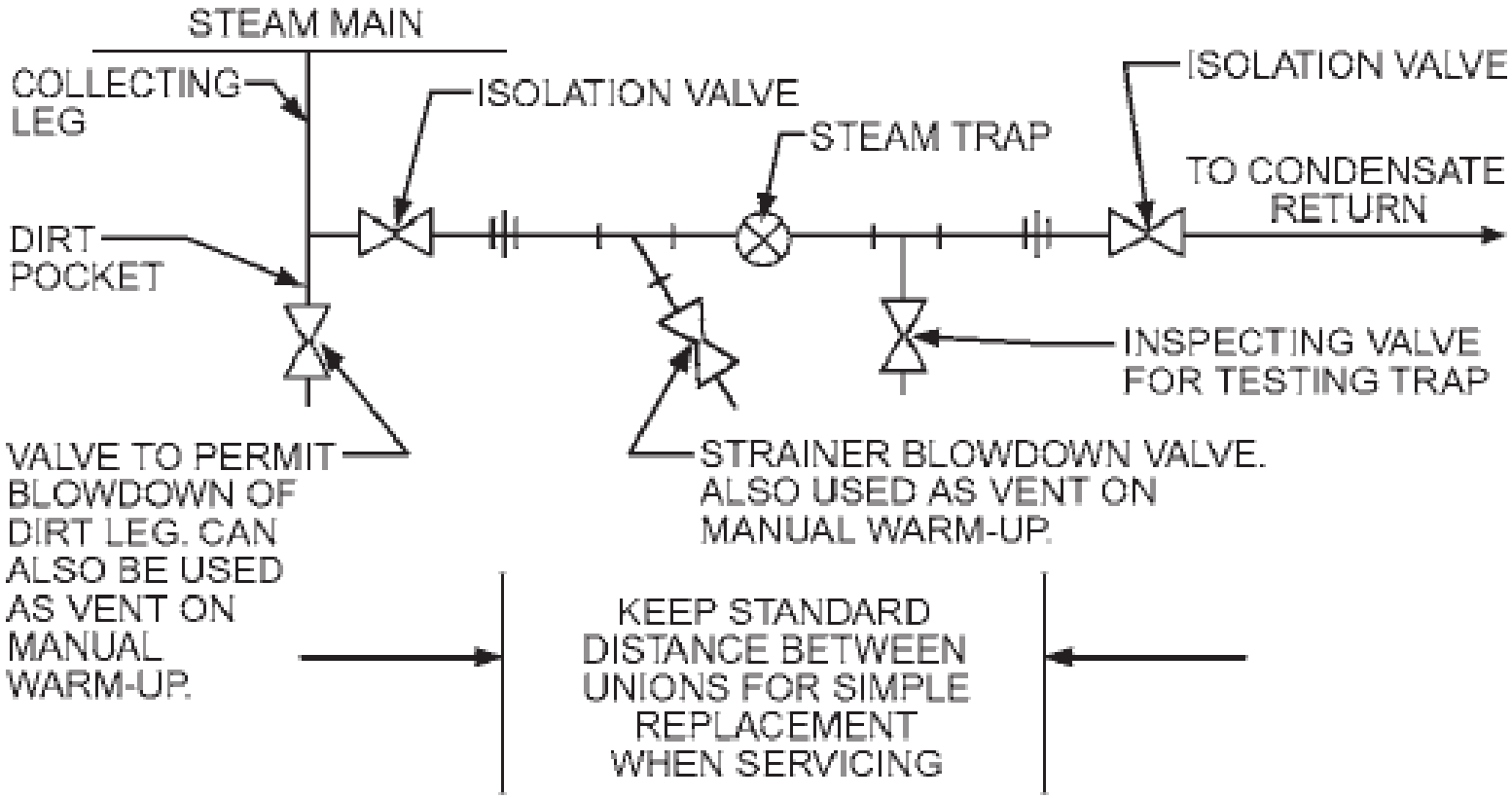
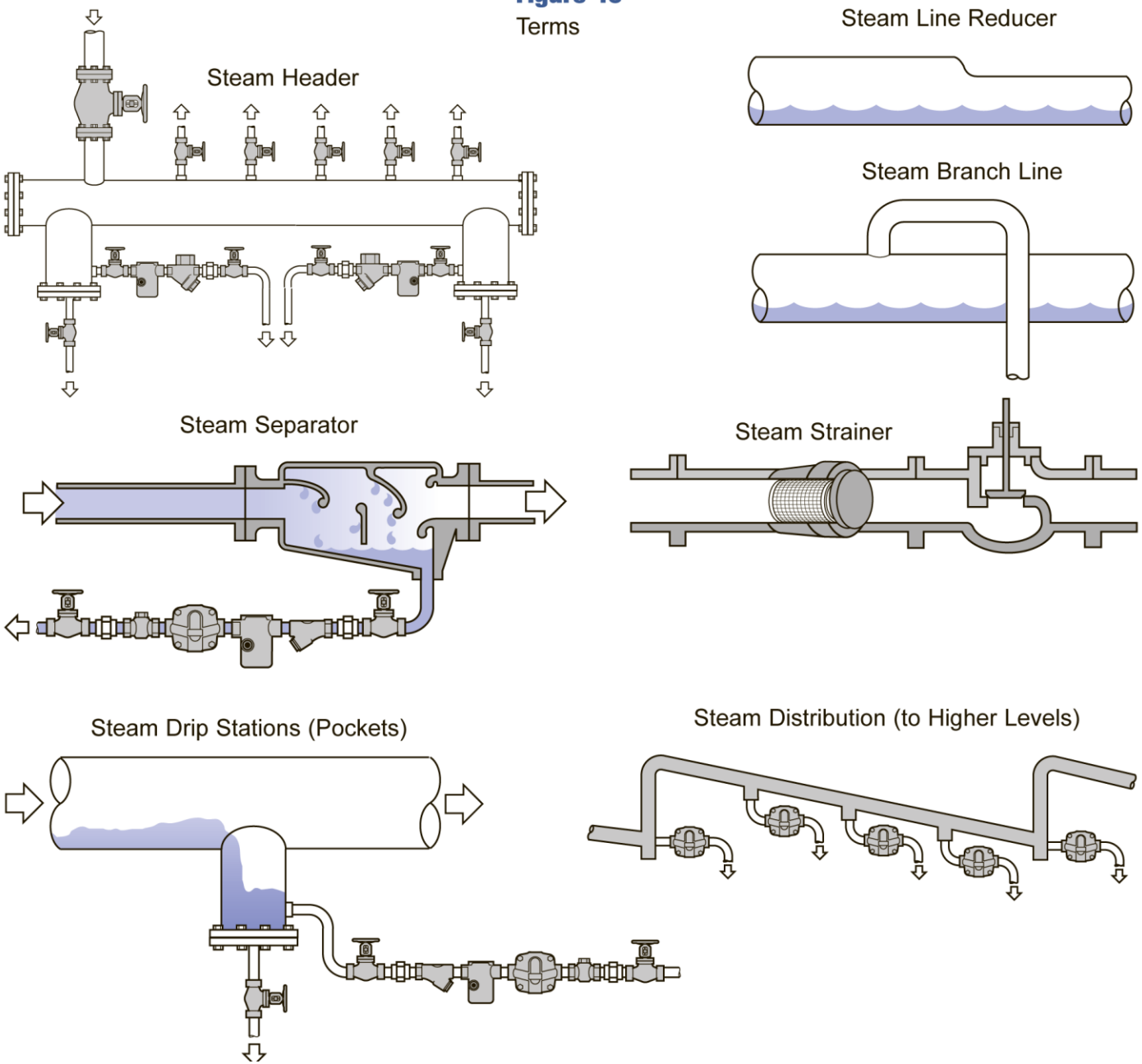


Fig. 8 Recommended Steam Trap Piping

Figure 10
Terms



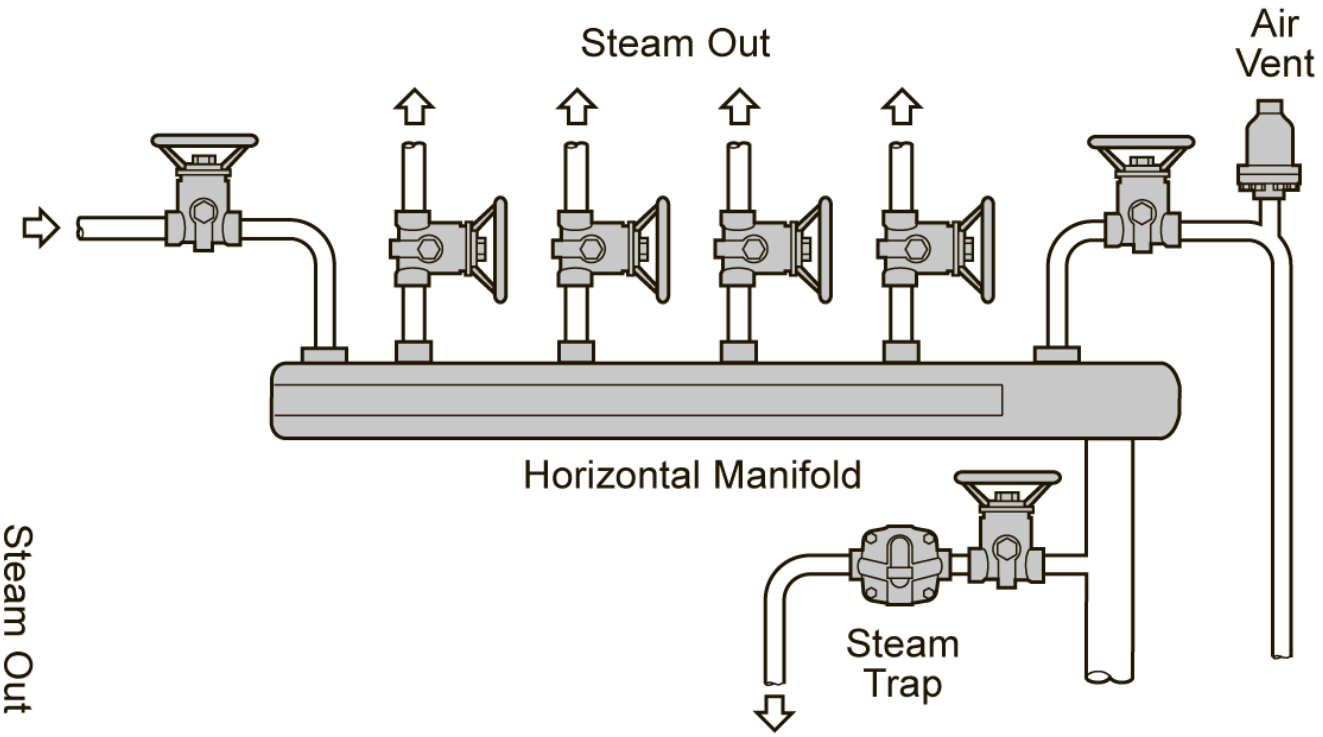


Figure 45a
Steam Manifolds

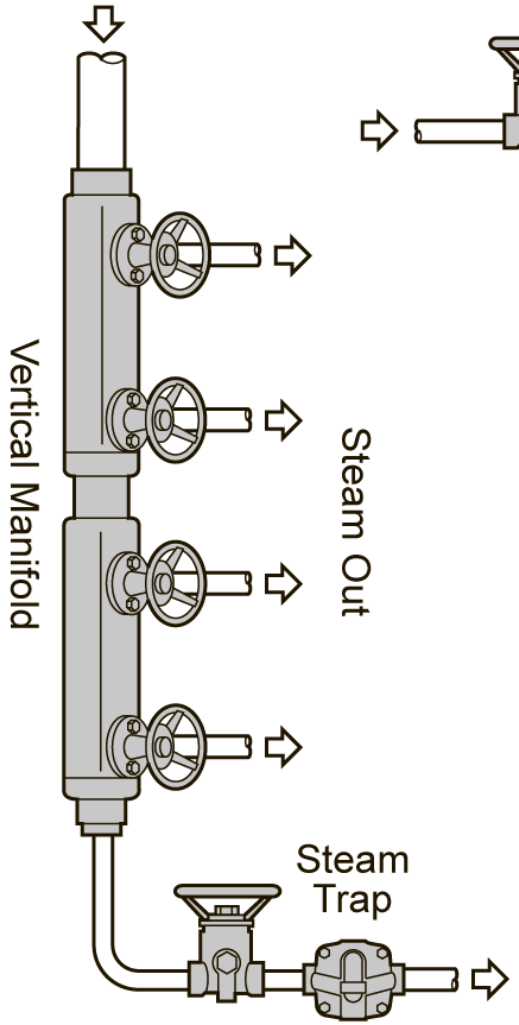
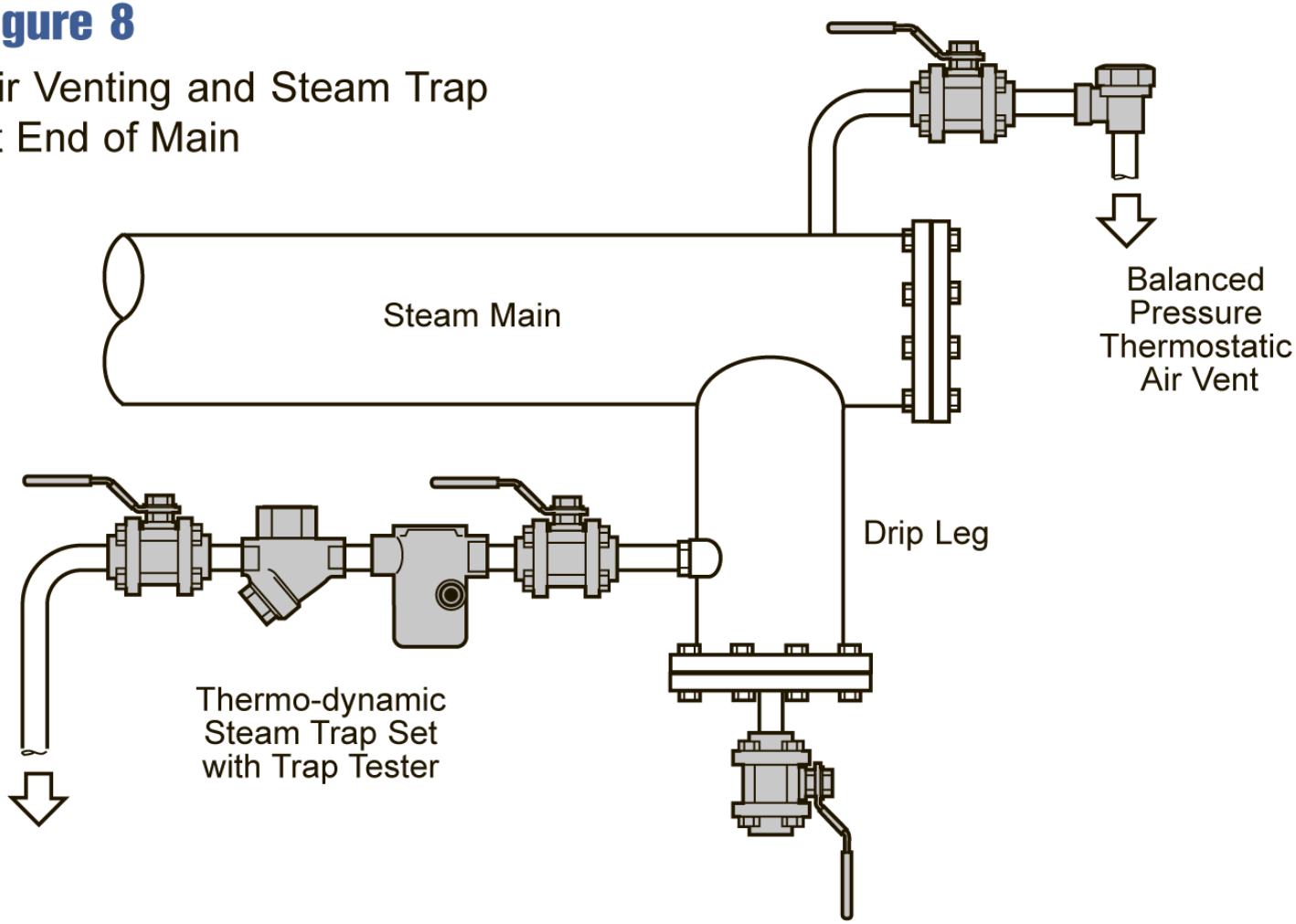


Figure 45b
Condensate Manifolds

Figure 8

Air Venting and Steam Trap at End of Main



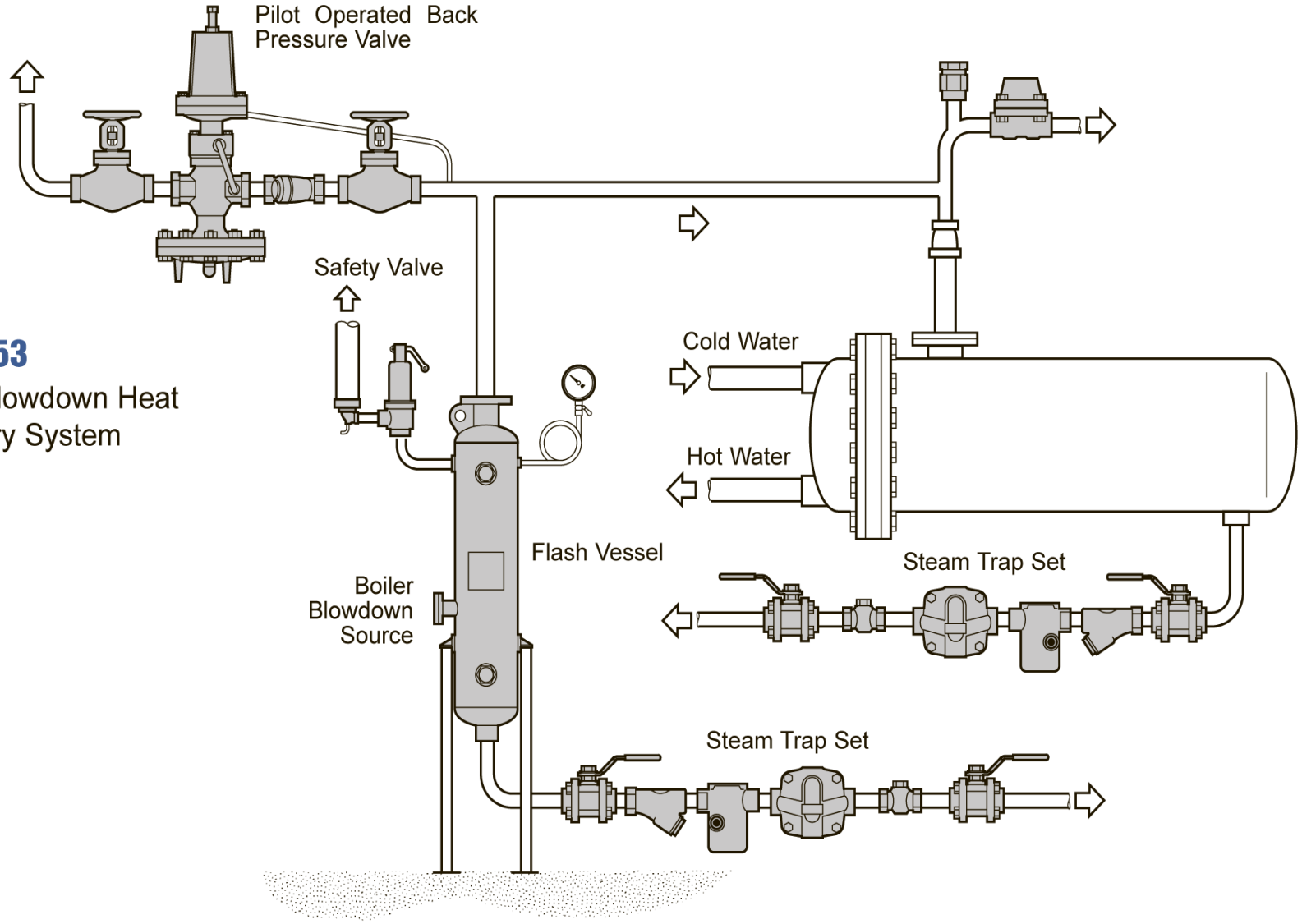
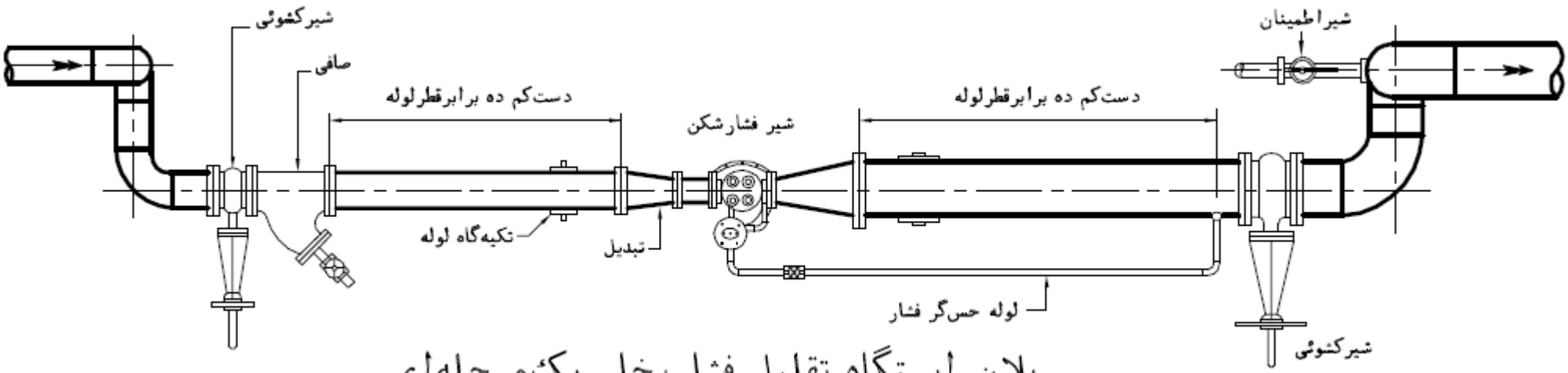
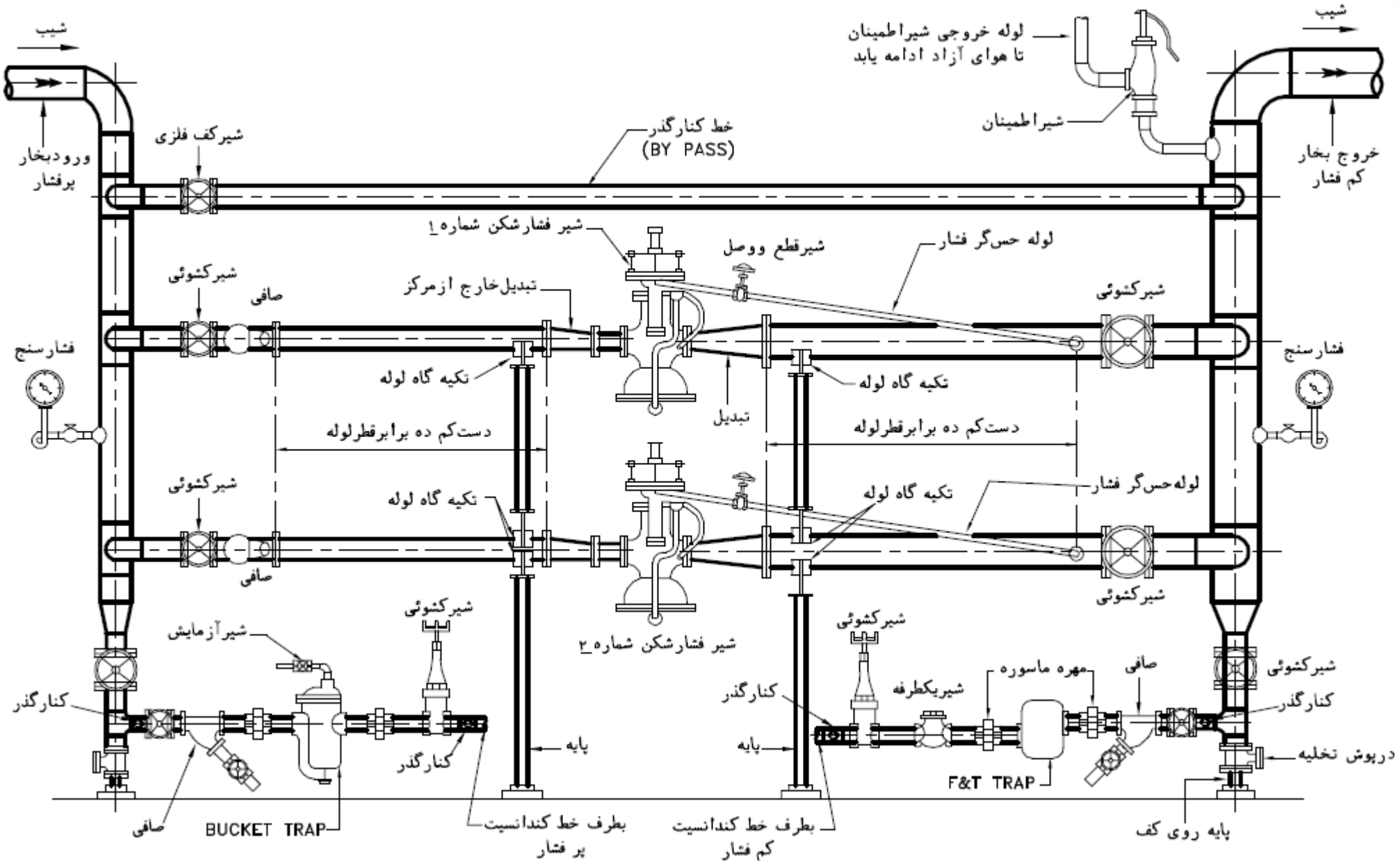


Figure 53
Boiler Blowdown Heat Recovery System



پلان ایستگاه تقلیل فشاربخار یک‌مرحله‌ای



نمای ایستگاه تقلیل فشاربخار یک‌مرحله‌ای

۱-این نقشه، دیاگرام ایستگاه تقلیل فشاربخار یک مرحله ای را درحالتی که مصرف بخار زیادویا مصارف متفاوت ومتعدد درسیستم توزیع بخار باشد، نشان می دهد.

۲-دراین دیاگرام شیرفشارشکن ازنوع پایلوت دار (PILOT OPERATED) است‌که سنسورآن دربیرون شیربه خط بخارخروجی ازشیرمتصل می شود. پایلوت شیرفشارشکن، تغییرات فشارطرف دوم را ازحس گر (SENSOR) دریافت ومتناسب باآن موقعیت دیافراگم شیررا تنظیم می کند.خط لوله حس گرفشار، بایدبه سمت لوله بخارطرف دوم شیب داشته باشد.دربرخی ازشیرهای فشارشکن پایلوت دار، اتصال سنسورپایلوت به مسیر بخارخروجی درداخل شیرقرار داردکه دقت عمل این شیرهانسبت به شیرهای نشان داده شده دراین نقشه کمتراست.

۳-نقطه اتصال حس گر (SENSOR) پایلوت شیرفشارشکن به طرف دوم شیر، دست کم ده برابرقطر لوله بخار، ازشیرفشارشکن فاصله دارد تا فشار وجریان بخاردرمقطع لوله، نسبتا" پایدار ویکنواخت شده باشد.

۴-شیرفشارشکن بخار نباید بزرگتر ازاندازه لازم انتخاب شود درغیراینصورت به دلیل اینکه شیراغلب باید درحالت نزدیک به بسته کارکند، سرعت سیال درآن بالا رفته وباعث خوردگی واستهلاک سریعتر شیر می گردد.درحالتی که چند مصرف کننده درسیستم توزیع بخارباشدکه کارکرد همزمان نداشته باشند، باید دویا چندشیرفشارشکن بخار، طبق این دیاگرام بطور موازی نصب شود طوری که ظرفیت هرشیر مناسب یک یاچند مصرف همزمان باشد.

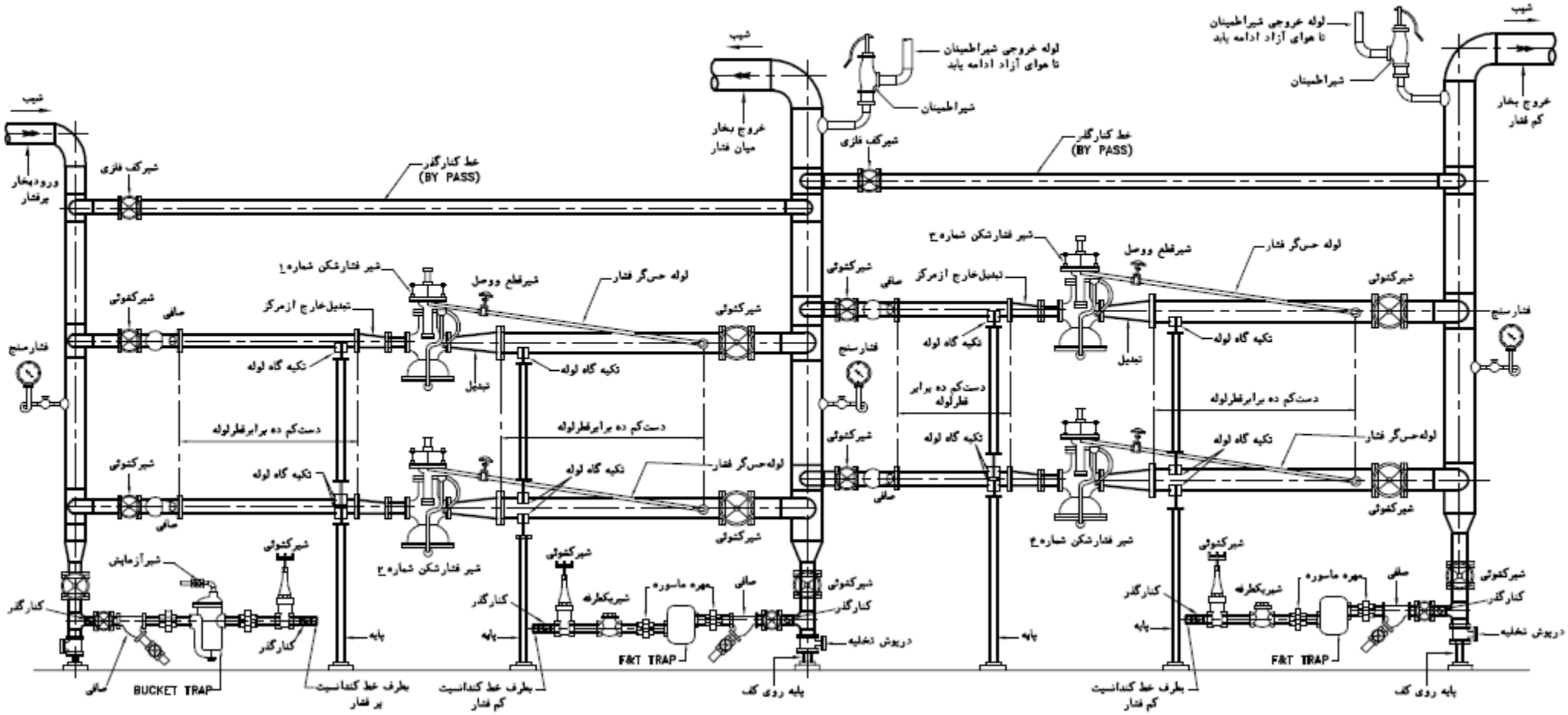
۵-روی خط بخار طرف دوم ایستگاه تقلیل فشار، بایدشیراطمینان نصب شود. شیراطمینان باید برای حداکثر جریان بخار درطرف دوم،که برابر مجموع ظرفیت شیرهای فشارشکن بخارکه ممکن است همزمان درمدار باشند است، اندازه گذاری شود.

۶-نقطه تنظیم شیراطمینان، 5 PSI (۳ متر) بالاترازفشار نرمال درطرف دوم ایستگاه فشارشکن می باشد.

۷-برای جلوگیری ازجمع شدن کندانسیت درصافی قبل ازشیرفشارشکن بخار که ممکن است باعث صدمه دیدن شیرفشارشکن گردد، لازم است‌که محورتوری آن، افقی نصب شود. به همان دلیل، تبدیل قبل ازشیرازنوع خارج ازمرکز (ECCENTRIC) است تا تراز زیرلوله ثابت بماند.

۸-برای تخلیه کندانسیت بخار، می توان ازانواع دیگرتله بخار، باتوجه به فشاربخار درطرفین ایستگاه، استفاده نمود.

ایستگاه تقلیل فشاربخار دومرحله‌ای

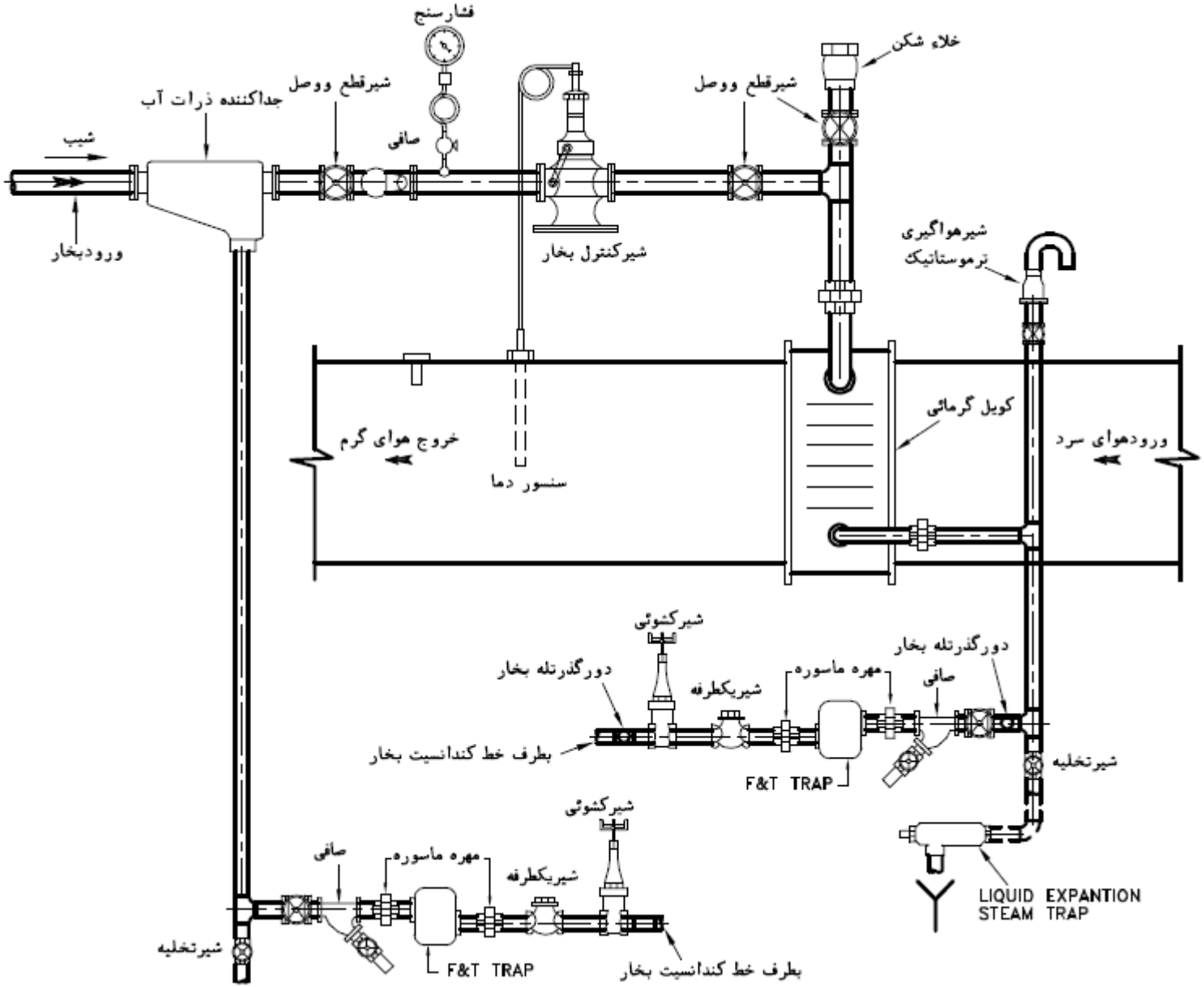


یادداشت:

۱-اگرچه اغلب شیرهای فشارشکن بخار قادربه تقلیل فشاربخار به نسبت حداکثر بیست به یک هستند، ولی توصیه سازندگان شیرهای فشارشکن برای کاهش فشاربخار درنسبتهای بالاتر ازده به یک، استفاده از ایستگاه تقلیل فشاربخار دومرحله‌ای می باشد. همچنین اگردر پروژه، فشار بینابینی بخار موردنیاز باشد، استفاده از ایستگاه تقلیل فشاربخار دومرحله‌ای برای تهیه بخارکم فشار، مناسب تر است.

۲-دراین نوع تقلیل فشاربخار، هرمرحله کاهش فشار، مانندیک ایستگاه تقلیل فشاریک مرحله ای عمل می‌نماید.

۳-برای دیدن توضیحات بیشتر، به یادداشتهای نقشه شماره M.D. 302-02-2 مراجعه شود.


فشارسنج
خلاء شکن
شیرقطع ووصل
شیرقطع ووصل
جداکننده ذرات آب
شیب
صافی
ورودبخار
شیرکنترل بخار
شیرهواگیری
ترموستاتیک
کویل گرمائی
خروج هوای گرم
ورودهوای سرد
سنسور دما
شیرکشوئی
دورگذرتله بخار
دورگذرتله بخار
مهره ماسوره
شیریکطرفه
صافی
بطرف خط کندانسیت بخار
F&T TRAP
شیرتخلیه
شیرکشوئی
صافی
مهره ماسوره
شیریکطرفه
شیرتخلیه
F&T TRAP
بطرف خط کندانسیت بخار
LIQUID EXPANTION
STEAM TRAP

یادداشت:

۱-این نقشه، جزئیات لوله کشی بخاربرای کویل گرمائی دستگاه هوارسان یا کویل گرمائی درکانالهای هوارسانی را نشان می‌دهد.

۲-دراین دیاگرام شیرکنترل ازنوع ترموستاتیک (SELF ACTUATED THERMOSTATIC CONTROL VALVE) نشان داده شده است که تغییرات درجه حرارت هوای خروجی ازکویل بصورت تغییر فشار ماده سریع التبخیر داخل سنسور واز طریق یک لوله موئین به‌شیرکنترل منتقل‌و متناسب با آن میزان باز وبسته بودن شیر درمقایسه با مقدار از قبل‌تنظیم شده، کنترل می‌گردد.

۳-درصورت استفاده ازشیر کنترل الکتریکی یا نیوماتیکی، دیاگرام لوله کشی بخار تغییری نمی کند.

۴-درطرفین شیرکنترل و کویل، باید اتصال بازشو برای بازکردن شیریا کویل پیش‌بینی شود.

۵-صافی قبل ازشیرکنترل باید طوری نصب شودکه محورتوری آن افقی قراربگیرد تا احتمال جمع شدن آب درآن که می تواندبه شیرکنترل صدمه بزند، وجود نداشته باشد.

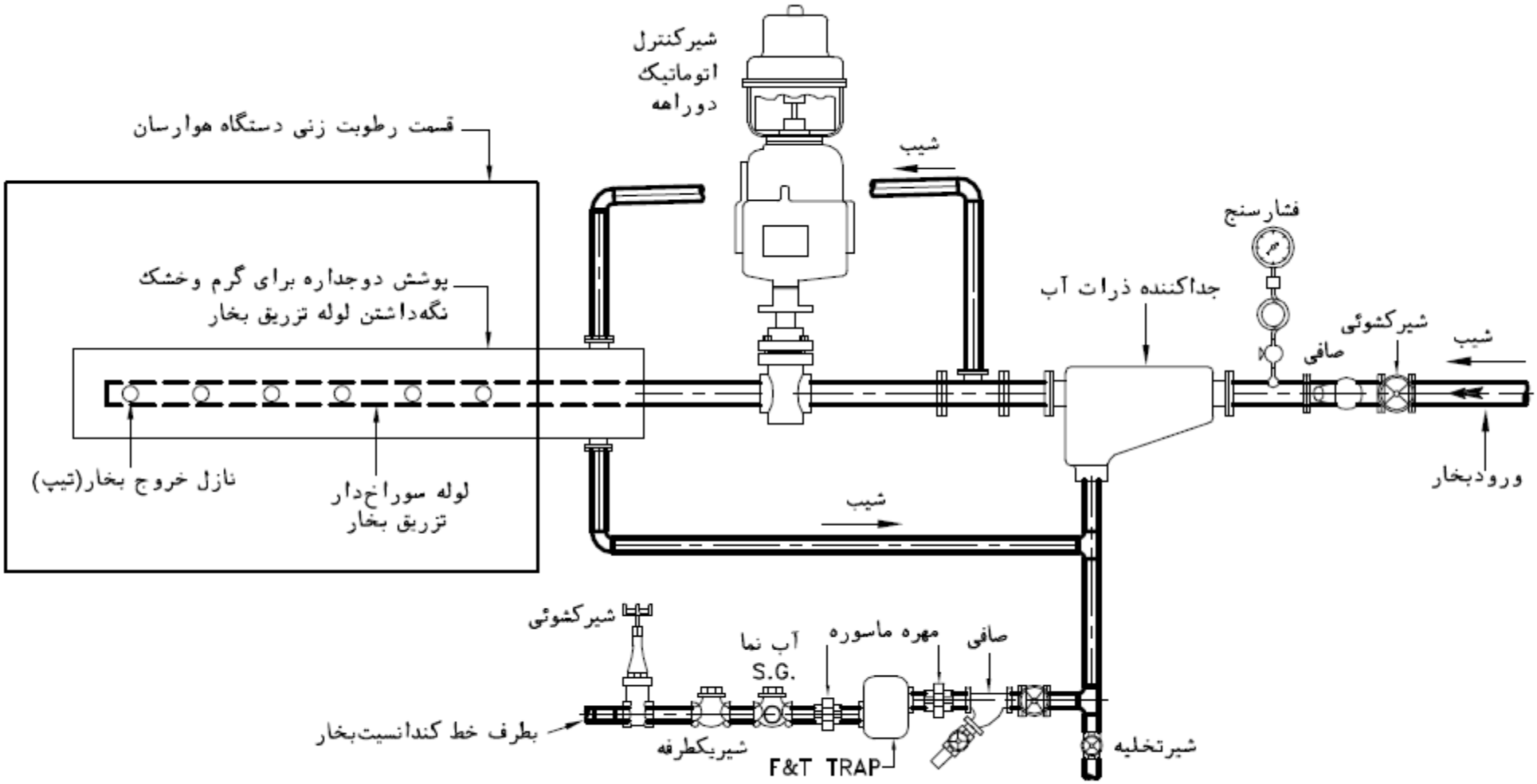
۶-برای تامین بخارخشک درورود به شیرکنترل، نصب جداکننده ذرات آب (MOISTURE SEPARATOR) قبل از شیرکنترل، توصیه می شود.

۷-معمولا" فشاربخار کویل گرم کننده درسیستمهای هوارسانی، کم فشار است ولی ممکن است ازبخارمیان فشار نیز برای این منظوراستفاده شود.

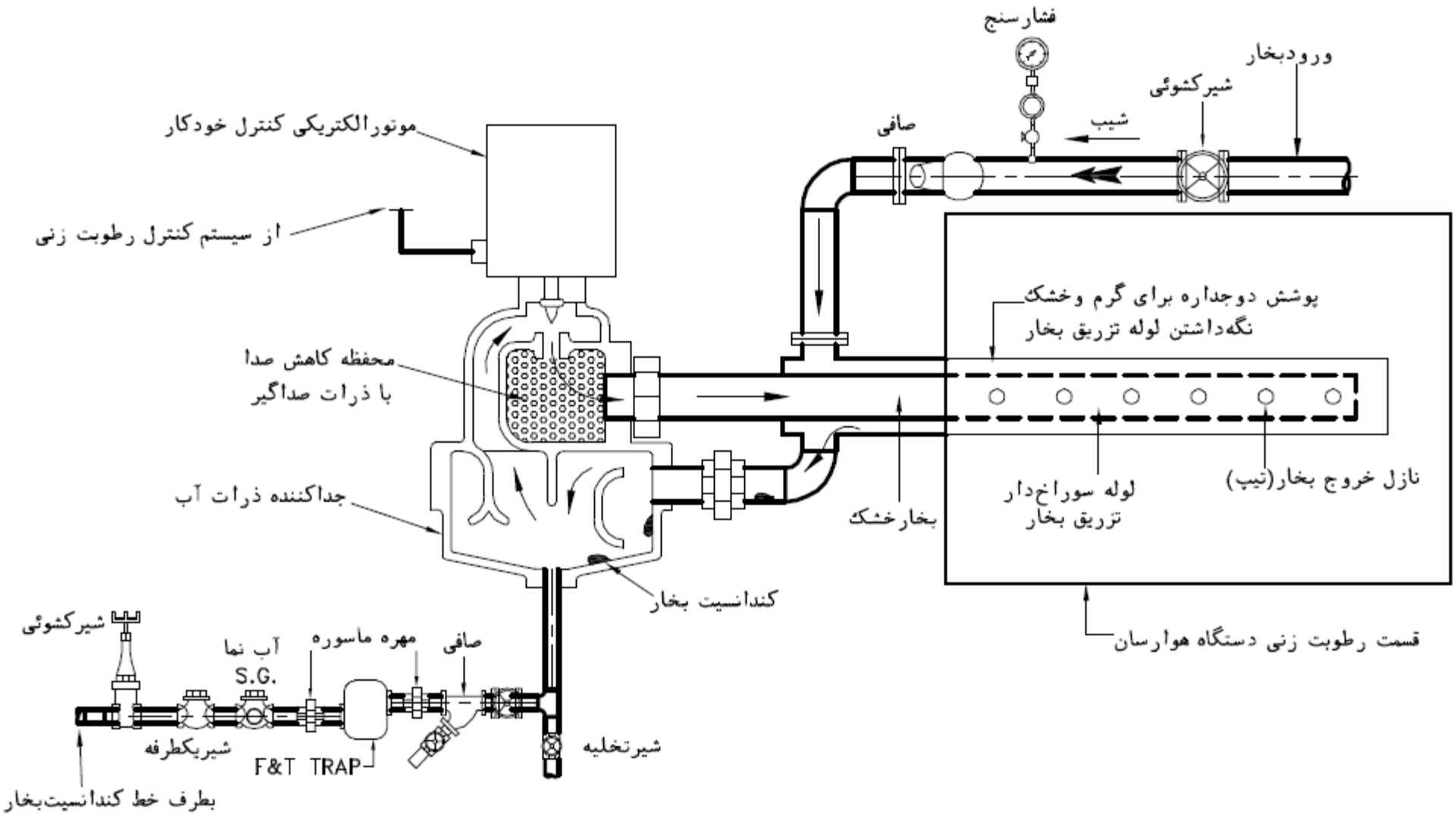
۸-جهت تخلیه کامل کویل درشرایط بسته بودن شیرکنترل، تخلیه کندانسیت بخار ثقلی توصیه می‌شود.

۹-برای تخلیه کویلهای بخاردر موقع قطع جریان بخار، می توان از وسیله‌ای به نام (LIQUID EXPANTION STEAM TRAP) استفاده کرد.
با نصب این‌وسیله درانتهای لوله خروجی کویل، درصورت قطع جریان بخاربه هردلیل، کندانسیت داخل کویل کاملا"تخلیه شده وازآسیب‌دیدن کویل دراثر خوردگی یا یخ زدگی احتمالی جلوگیری می شود.

۱۰-درسیستمهائی که کاردائمی و بدون وقفه سیستم لازم باشد، پیش بینی مدار دورگذر (BY PASS) برای تله بخارتوصیه می‌شود. مدار دورگذر بایدافقی قرارگیرد و دارای یک شیر کف فلزی (GLOBE VALVE) باشد.



رطوبت زن بخاری با شیرکنترل دوراهه



رطوبت زن بخاری با شیرکنترل مجهز به جداکننده ذرات آب

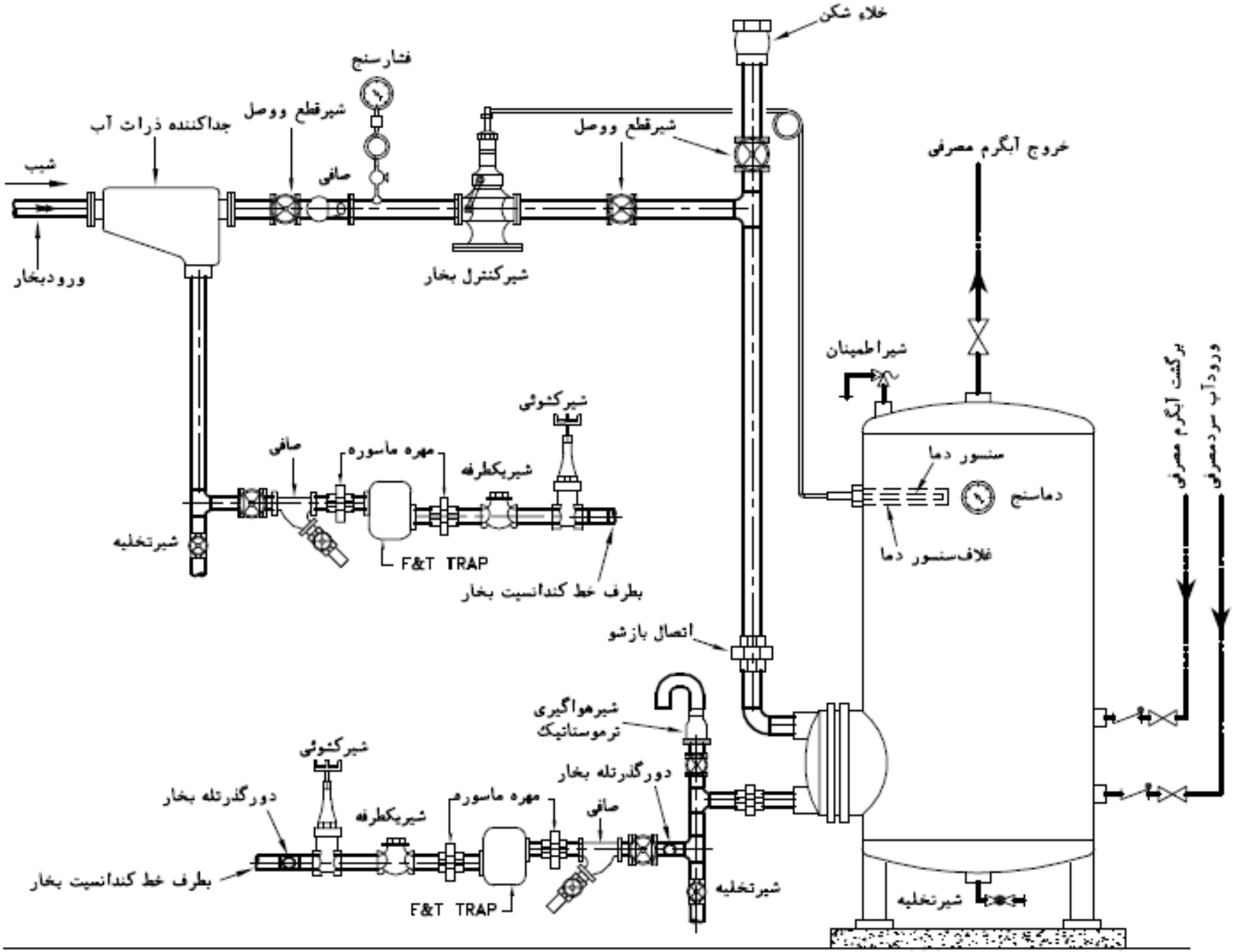
۱-در سیستمهای هوارسانی هرجا که درطرح مشخص شده باشد باید دردستگاه هوارسان رطوبت زن نصب شود. رطوبت زنی ممکن است باتزریق مستقیم بخاربه جریان هوا یانصب طشتک آب وکویل الکتریکی جهت تولید بخار در داخل‌هوارسان انجام شود. همچنین با استفاده ازسیستم پاشش آب نیز می توان به مقدارمحدودی رطوبت هوا را افزایش داد.

۲-این نقشه دو حالت دیاگرام لوله کشی رطوبت زن ازنوع تزریق مستقیم بخار را نشان می‌دهد.

۳-شیرکنترل خودکاررطوبت زن، ازطریق کنترلر وسنسور رطوبت که درداخل فضا یاکانال نصب شده است رطوبت فضای موردنظررا درحدموردنیاز کنترل می‌کند.

۴-رطوبت زن باید طوری نصب شودکه لوله تزریق رطوبت همیشه خشک باقی بماند وآب در آن جمع نشود.

۵-فشاربخار در ورود به رطوبت زن دست کم ۰/۱ بار وحداکثر ۴ بار توصیه می‌شود.


خلاء شکن
فشارسنج
شیرقطع ووصل
جداکننده ذرات آب
شیب
صافی
شیرقطع ووصل
خروج آبگرم مصرفی
ورودبخار
شیرکنترل بخار
شیراطمینان
برگشت آبگرم مصرفی
ورودآب سردمصرفی
شیرکشوئی
صافی
مهره ماسوره
شیریکطرفه
سنسور دما
دماسنج
شیرتخلیه
F&T TRAP
غلاف‌سنسور دما
بطرف خط کندانسیت بخار
اتصال بازشو
شیرهواگیری
ترموستاتیک
شیرکشوئی
دورگذرتله بخار
دورگذرتله بخار
مهره ماسورم
شیریکطرفه
صافی
بطرف خط کندانسیت بخار
F&T TRAP
شیرتخلیه
شیرتخلیه

۱-این نقشه دیاگرام لوله کشی بخار مخزن آب گرم مصرفی را نشان می دهد.

۲-دراین دیاگرام شیرکنترل ازنوع ترموستاتیک (SELF ACTUATED THERMOSTATIC CONTROL VALVE) می‌باشد که سنسور آن در داخل غلاف نصب شده روی مخزن قرار می گیرد.

۳-درصورت استفاده ازشیرکنترل الکتریکی یا نیوماتیکی، دیاگرام لوله کشی بخارتغییر نمی کند.

۴-در طرفین شیرکنترل و کویل بخار، بایداتصال بازشو برای بازکردن شیر یاکویل پیش بینی شود.

۵-صافی قبل ازشیرکنترل باید طوری نصب شودکه محورتوری آن افقی قراربگیرد تا احتمال جمع شدن آب درآن که می تواندبه شیرکنترل صدمه بزند، وجود نداشته باشد.

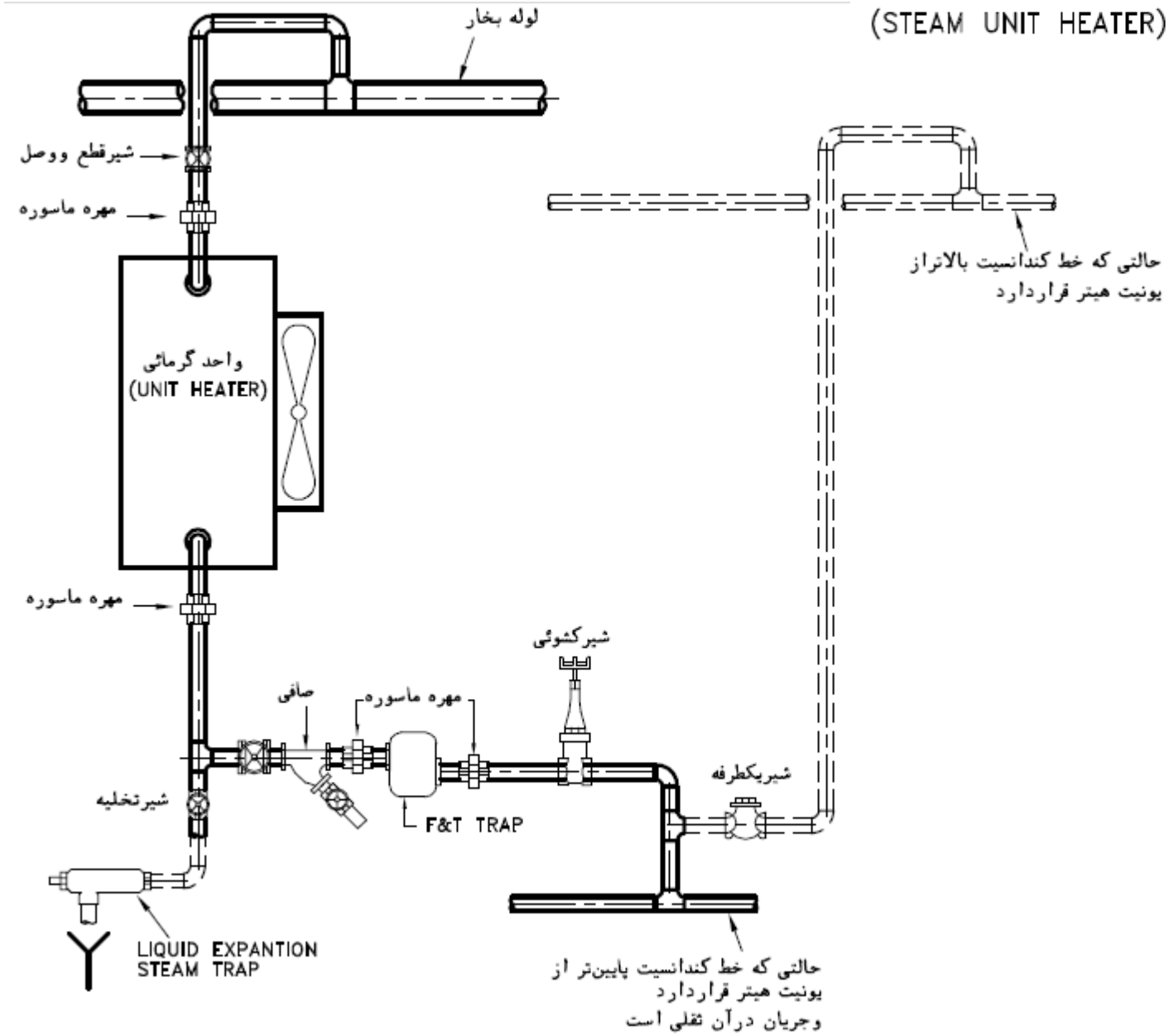
۶-برای تامین بخارخشک درورود به شیرکنترل، نصب جداکننده ذرات آب (MOISTURE SEPARATOR) قبل از شیرکنترل، توصیه می شود.

۷-فشار بخارکویل گرم کننده مخزن آب گرم مصرفی، کم فشار وتخلیه کندانسیت، ثقلی توصیه می شود.

۸-درصورت لزوم می توان ازیک شیرکنترل حدبالا که سنسور آن دربالای مخزن نصب می‌شود برای حفاظت ازبالا رفتن دمای آب داخل مخزن استفاده نمود. شیرکنترل حد بالا قبل ازشیرکنترل اصلی روی خط بخارنصب می شود و درصورت بالارفتن دمای آب داخل مخزن ازحد تنظیم شده، مسیر بخار را می بندد.

۹-درسیستمهائی که کاردائمی و بدون وقفه سیستم لازم باشد، پیش بینی مدار دورگذر (BY PASS) برای تله بخارتوصیه می‌شود. مدار دورگذر بایدافقی قرارگیرد و دارای یک شیر کف فلزی (GLOBE VALVE) باشد.

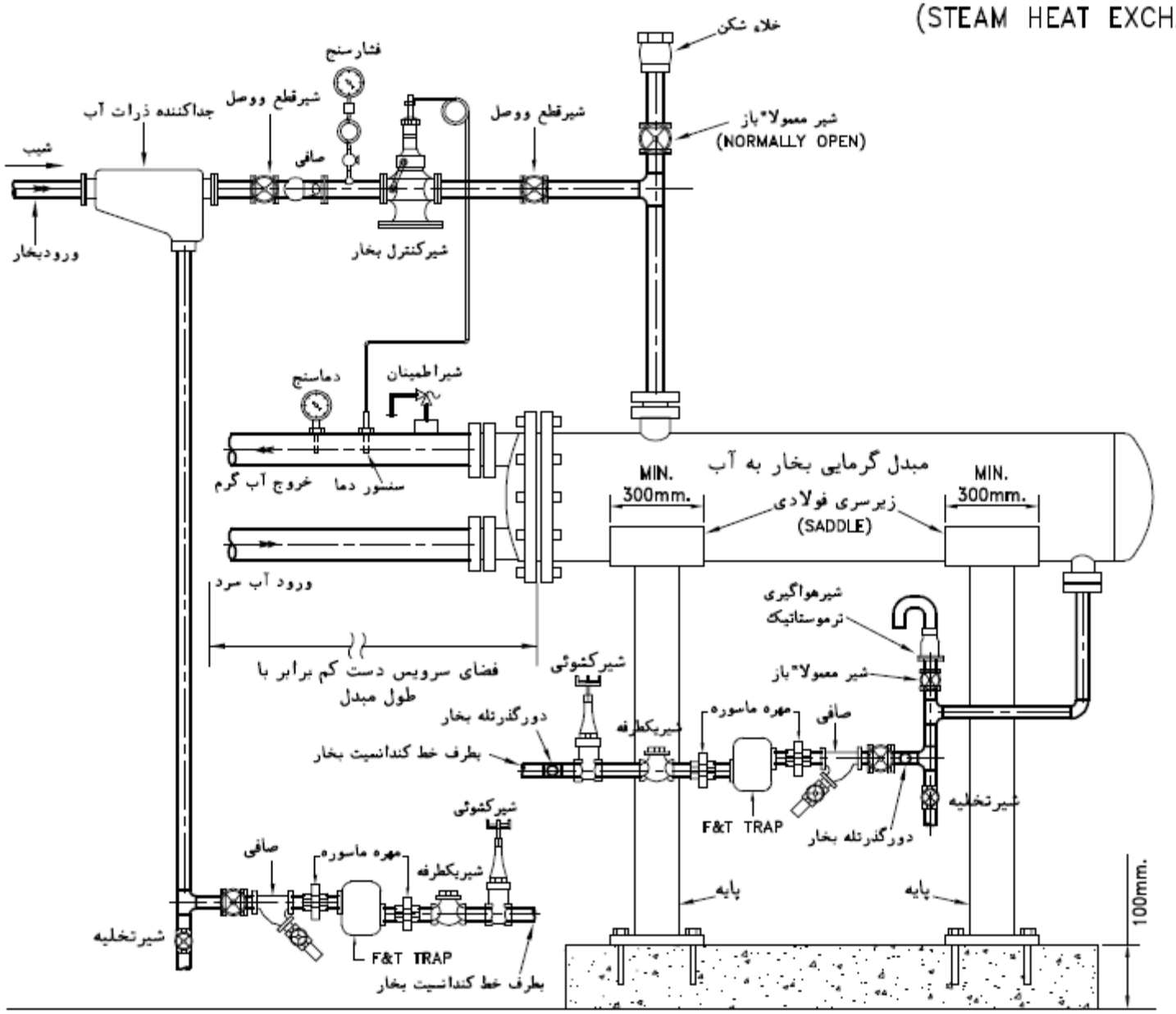
لوله‌کشی بخاربه واحد گرمایی
با کویل بخار (STEAM UNIT HEATER)



۱-این دیاگرام اتصال لوله بخار وبرگشت کندانسیت را به واحدگرم کننده باکویل بخار (STEAM UNIT HEATER) نشان می‌دهد.
۲-برای فشاربخار تا چهار بار، تله بخار ازنوع شناور (FLOAT STEAM TRAP) وبرای فشارهای بالاتر تله بخار ترمودینامیک توصیه می‌شود.
۳-برای تخلیه کویلهای بخاردر موقع قطع جریان بخار، می توان از وسیله‌ای به نام (LIQUID EXPANTION STEAM TRAP) استفاده کرد.
با نصب این‌وسیله درانتهای لوله خروجی کویل، درصورت قطع جریان بخاربه هردلیل، کندانسیت داخل کویل کاملا"تخلیه شده واز آسیب‌دیدن کویل دراثر خوردگی یا یخ زدگی احتمالی جلوگیری می شود.

جزئیات نصب مبدل‌گرمایی بخار به‌آب

(STEAM HEAT EXCHANGER)



۱-این نقشه جزئیات نصب ودیاگرام لوله کشی مبدل گرمائی بخاربه آب را نشان می‌دهد. مبدل معمولا" روی پایه های فولادی یا بتنی نصب می‌شود و درجلوی آن بایدفضای سرویس به طول دست کم برابرباطول مبدل، برای بیرون آوردن کویل پیش بینی شود.

۲-شیرکنترل بخارممکن است ازنوع ترموستاتیک یاموتوری باشد. دراین نقشه شیرکنترل ازنوع ترموستاتیک نشان داده شده است که سنسور آن درداخل غلاف نصب شده روی لوله آب گرم خروجی ازمبدل، قرار دارد.

۳-درطرفین شیرکنترل وتله های بخار، بایداتصال بازشو برای بازکردن آنهادرمواقع لازم، پیش بینی شود.

۴-صافی قبل ازشیرکنترل باید طوری نصب شودکه محورتوری آن افقی قراربگیرد تا احتمال جمع شدن آب درآن که می تواندبه شیرکنترل صدمه بزند، وجود نداشته باشد.

۵-برای تامین بخارخشک درورود به شیرکنترل، نصب جداکننده ذرات آب (MOISTURE SEPARATOR) قبل از شیرکنترل، توصیه می شود.

۶-درسیستمهائی که کاردائمی و بدون وقفه سیستم لازم باشد، پیش بینی مدار دورگذر (BY PASS) برای تله بخارتوصیه می‌شود. مدار دورگذر بایدافقی قرارگیرد و دارای یک شیر کف فلزی (GLOBE VALVE) باشد.

۳۰-دیگ‌های بخار باید دارای کنترل‌های ایمنی زیر باشند: ۱۴-۷-۷-۳

۱) دو عدد کنترل فشار حدبالا و دو عدد کنترل سطح پایین آب

۲) یک عدد کنترل فشار حد بالا و یک عدد کنترل سطح پایین آب

۳) یک عدد کنترل دمای حدبالا و یک عدد کنترل فشار پایین

۴) دو عدد کنترل دمای حدبالا و یک عدد کنترل سطح پایین آب

$Kg = 2.2\ lb$

$m' = 15000\ Kg/h \qquad h_f = 398\ KJ/Kg \qquad h_g = 2732\ KJ/Kg$

۴۷- برای تولید 15000 کیلوگرم بخار اشباع در ساعت، فشار نسبی 250 kPa در یک دیگ بخار با راندمان 85 درصد درصورتی‌که دمای آب تغذیه دیگ 95 درجه سلسیوس باشد، چند مترمکعب گاز در ساعت مصرف می‌شود؟ (ارزش حرارتی گاز 9434 کیلوکالری بر مترمکعب است. آنتالپی آب در 95 درجه سلسیوس و بخار اشباع 250 kPa به ترتیب 398 و 2732 کیلوژول بر کیلوگرم است.)

۱) 2400 ۲) 1040 ✓ ۳) 1200 ۴) 2080

$Q_B = m(h_{out} - h_{in}) \Rightarrow Q_B = 15000(2732 - 398) = 3.501 \times 10^7\ KJ/hr$

$= 8375598\ Kcal/hr$ ✓

$Q_m = \frac{Q_B}{\eta} = \frac{8375598}{0.85} = 9853646$

$G = \frac{Q_m}{L} = \frac{9853646}{9436} = 1046\ m^3/hr$ ✓

$Q_i \rightarrow \boxed{\eta_B} \rightarrow Q_B$

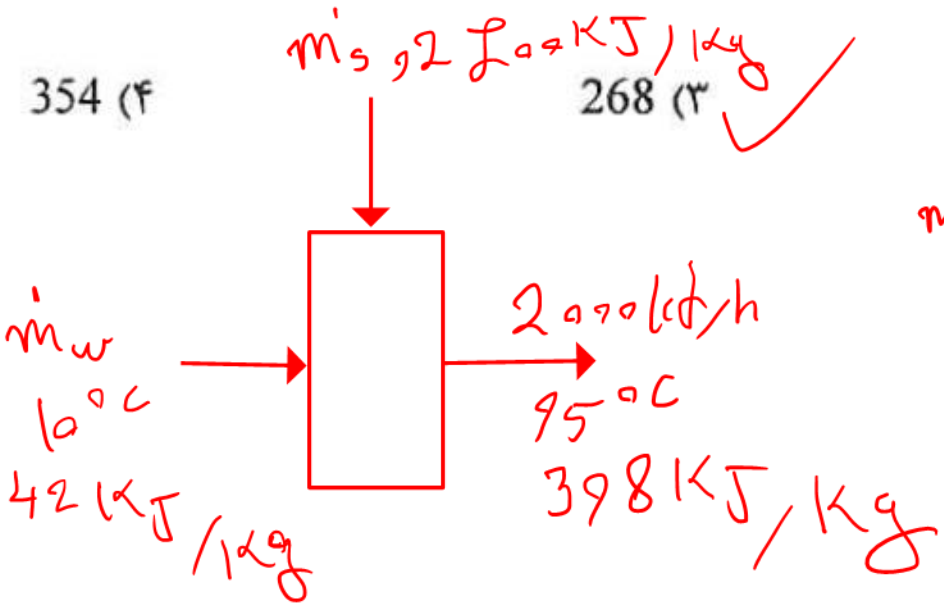
$Q_i = \frac{Q_B}{\eta}$

$V_i = \frac{Q_i}{L}$

$1\ Kg = 500\ Kcal \qquad Kcal/h = 4.2\ KJ/hr$

۴۸- یک سیستم نیاز به 2000 لیتر در ساعت آب گرم مصرفی با دمای 95 درجه سلسیوس دارد. آب با تزریق مستقیم بخار اشباع با فشار نسبی 100 kPa به آن گرم می‌شود. اگر دمای آب ورودی 10 درجه سلسیوس باشد میزان بخار مصرفی چند کیلوگرم در ساعت است؟ (آنتالپی آب 10 درجه و 95 درجه به ترتیب 42 و 398 کیلوژول بر کیلوگرم و آنتالپی بخار اشباع با فشار 100kPa را برابر 2700 کیلوژول بر کیلوگرم در نظر بگیرید.)

۱) 232 ۲) 306 ۳) 268 ۴) 354



$\dot{m}_s + \dot{m}_w = 2000\ lit/hr$

$= 2000\ kg/hr$

$\dot{m}_w = 2000 - \dot{m}_s$

$\dot{m}_s \times 2700 + \dot{m}_w \times 42 =$

$= 2000 \times 398 = 796{,}000\ kJ$

$2700\,\dot{m}_s + (2000 - \dot{m}_s)\,42 = 796{,}000$

$$(2700 - 42)\, m_s + 42 \times 2000 = 796{,}000$$

$$m'_s = \frac{796{,}000 - 84{,}000}{2700 - 42} = 267.8 \ \text{kg/hr}$$

روشهاي جذب انبساط و انقباض لوله كشى:

۱- استفاده از قطعه انبساطى

۲- استفاده از لگ Leg

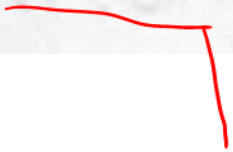
۳- استفاده از خم Z

۴- استفاده از لوپ Loop

حلقهٔ انبساط: تغییر امتداد لوله در یک صفحه با زانوها و خم‌ها، برای جذب حرکات طولی لوله ناشی از تغییر دما و انبساط و انقباض.

لوب

خم انبساط: تغییر امتداد لوله در یک صفحه با یک زانو یا خم، برای جذب حرکات طولی لوله ناشی از تغییر دما و انبساط و انقباض.



خم L

خم Z

جدول ۱۰ــ۶ــ مقدار انبساط لوله‌ها

(Inches per 100 feet)

TEMP RANGE (F)	COPPER TUBING	STEEL PIPE
0	0	0
50	.56	.37
100	1.12	.76
150	1.69	1.15
200	2.27	1.55
250	2.85	1.96
300	3.45	2.38
350	4.05	2.81
400	4.65	3.25
450	5.27	3.70
500	5.89	4.15

NOTE: Above data are based on expansion from 0°F but are sufficiently accurate for all other temperature ranges.

۵-استفاده ازجدول فوق برای لوله فولادی از استانداردهای‌دیگر به‌شرطی‌امکان پذیراست‌که تنش مجازلوله دست کم 103 MPa ومدول الاستیسیته آن حداکثر 193 GPa باشد.

۶-جدول زیرمقدارانبساط لوله رابرحسب میلیمتر برمترطول لوله برمبنای دمای نصب صفردرجه‌سانتیگراد،دردرجه‌حرارتهای‌مختلف به‌دست‌می‌دهد.

دمای لوله °C	0	20	40	60	80	100	120	160	200	300
مقدار انبساط لوله mm./m.	0	0.22	0.45	0.68	0.92	1.15	1.39	1.91	2.43	3.85

۷-نقاط مهار لوله (ANCHOR POINTS) بایدقادر به تحمل نیروی وارد به آن نقاط دراثر انبساط وانقباض لوله باشند.تعیین دقیق نیروی مذکور مستلزم محاسبات نسبتا"پیچیده است ولی درچهارچوب تاسیسات گرمائی وسرمائی ساختمانها، درصورت اجرای زانوی انبساط باشرایط بالا، می‌توان نیروی وارد به نقاط مهار لوله رامعادل ۹۰ نیوتون به ازاء یک میلیمتر قطر خارجی لوله درنظر گرفت.

۸-برای دسترسی به مشخصات فنی بیشتر در رابطه بااین نقشه جزئیات، به نشریه شماره ۱-۱۲۸ ردیف (۲-۲-۱۴-۷)"ب" مراجعه شود.

انبساط و انقباض لوله ها:

۱- انبساط در لوله هاي كربن استيل

$\Delta x = 1.15\ mm / (1\ m - 100°C)$

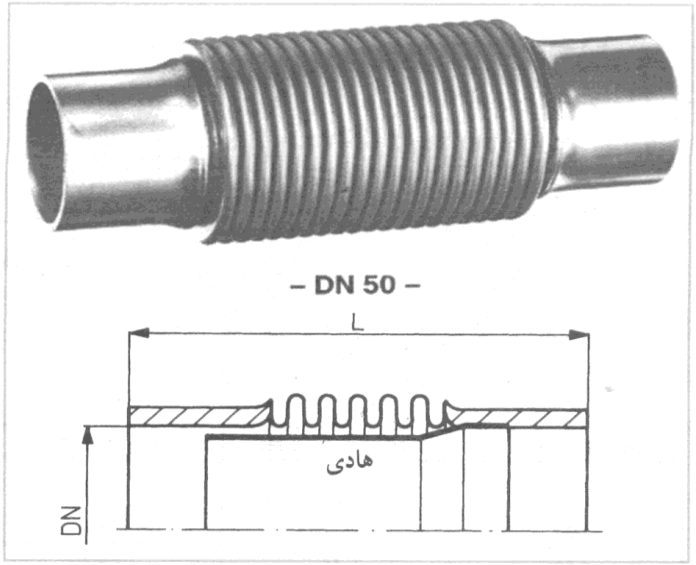
۲- انبساط در لوله هاي استنلس استيل

$\Delta x = 1.3\ mm / (1m - 100°C)$

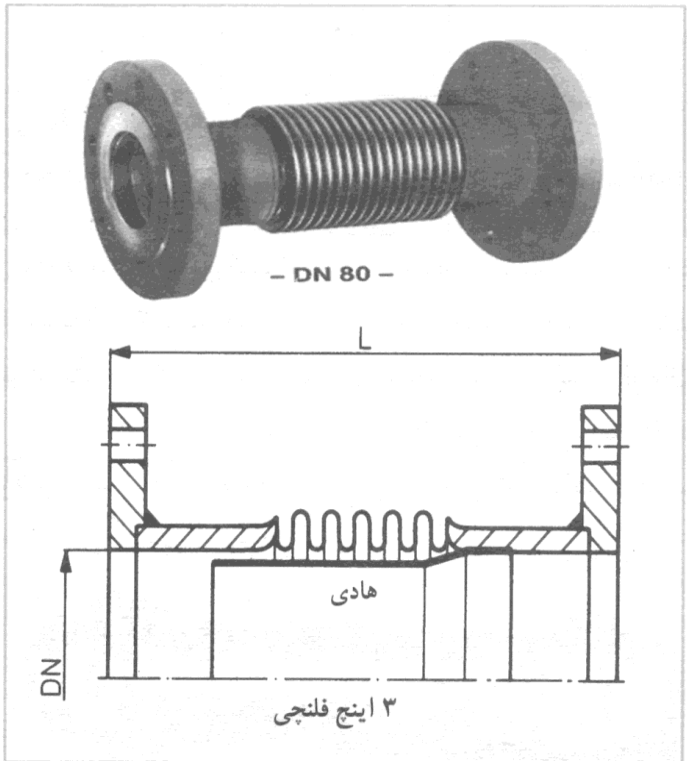
توجه:

- لوله های بخار عموما کربن استیل هستند

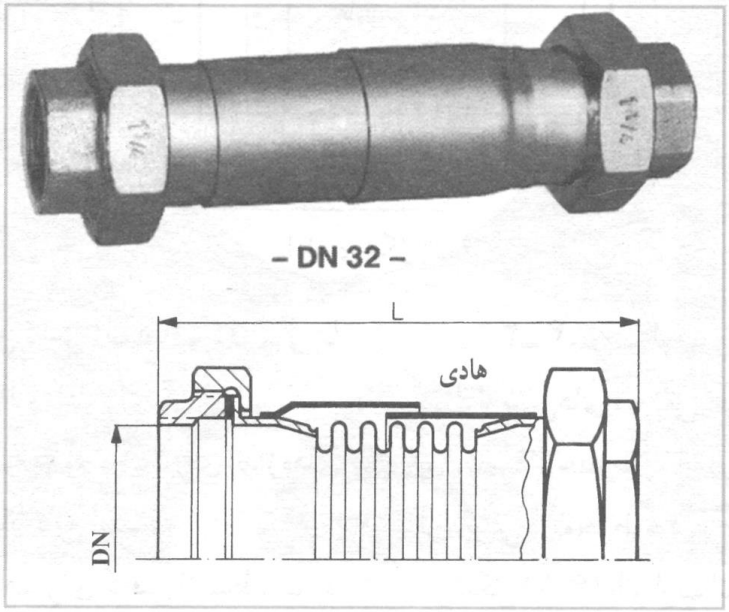
۱- قطعه انبساطی:



۲ اینچ جوشی

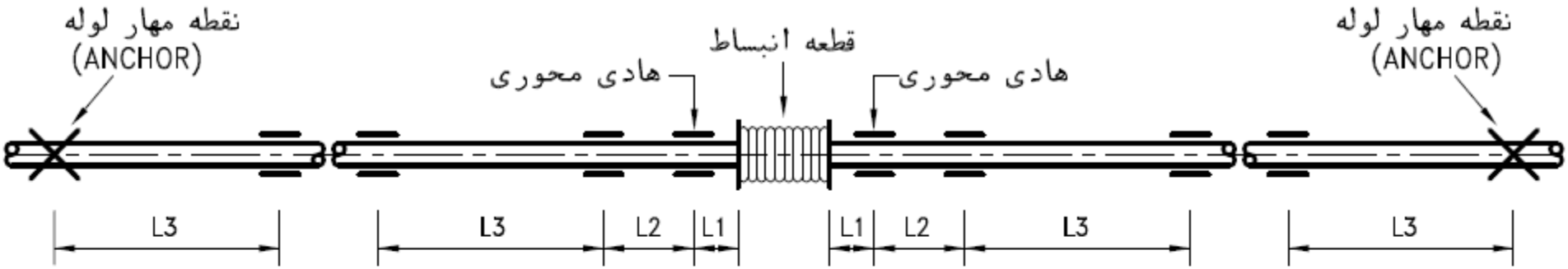


۳ اینچ فلنچی

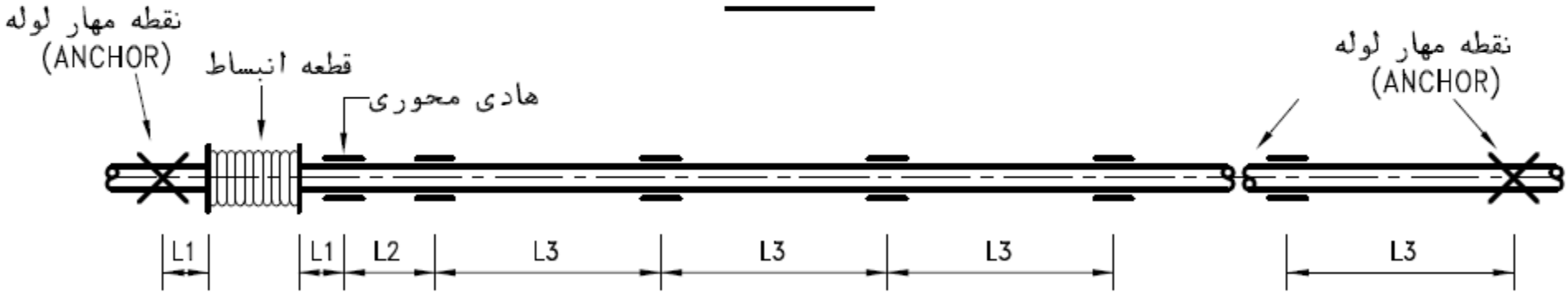


$1\frac{1}{4}$ اینچ دنده‌ای

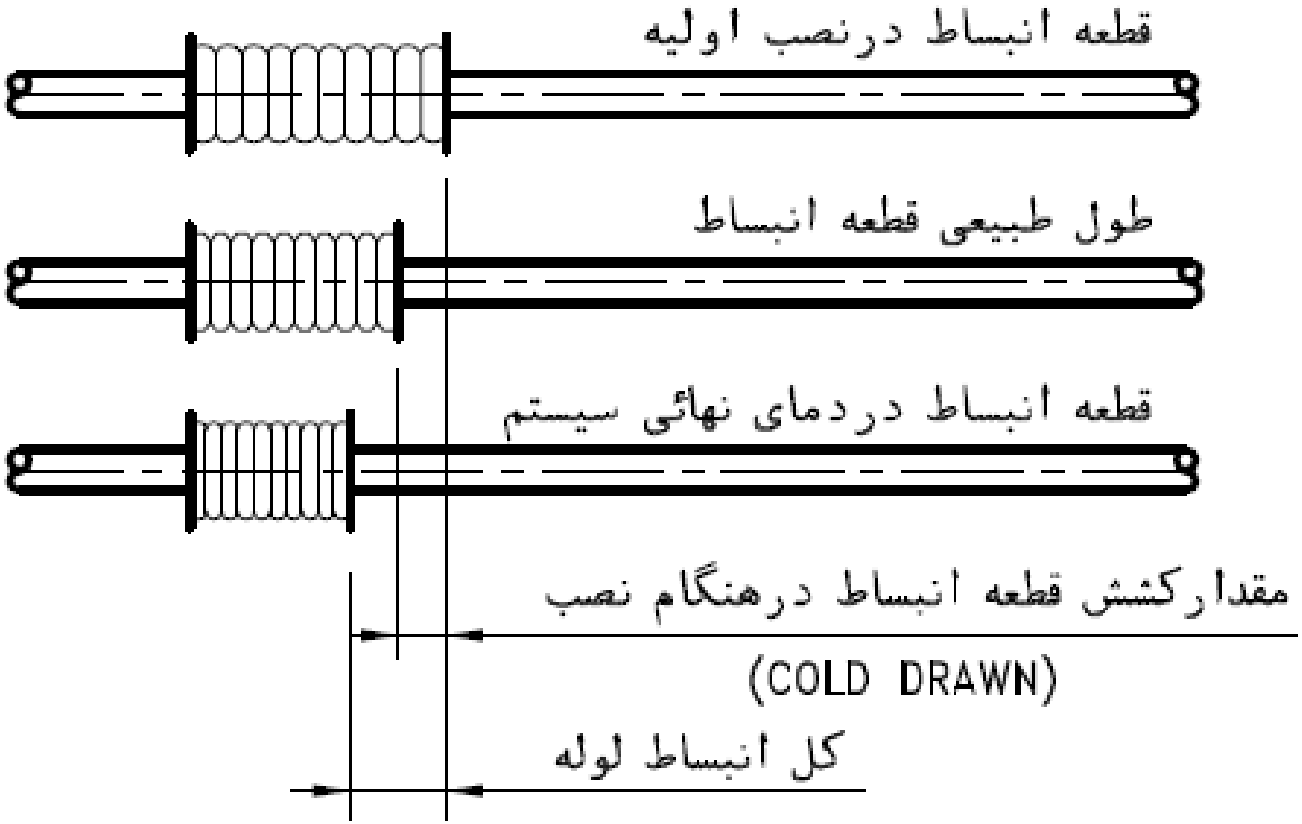
شکل ۵ــ۶ــ چند نمونه قطعه‌ی انبساطی آکاردئونی فلزی


نقطه مهار لوله
(ANCHOR)
هادی محوری
قطعه انبساط
هادی محوری
نقطه مهار لوله
(ANCHOR)
L3
L3
L2
L1
L1
L2
L3
L3

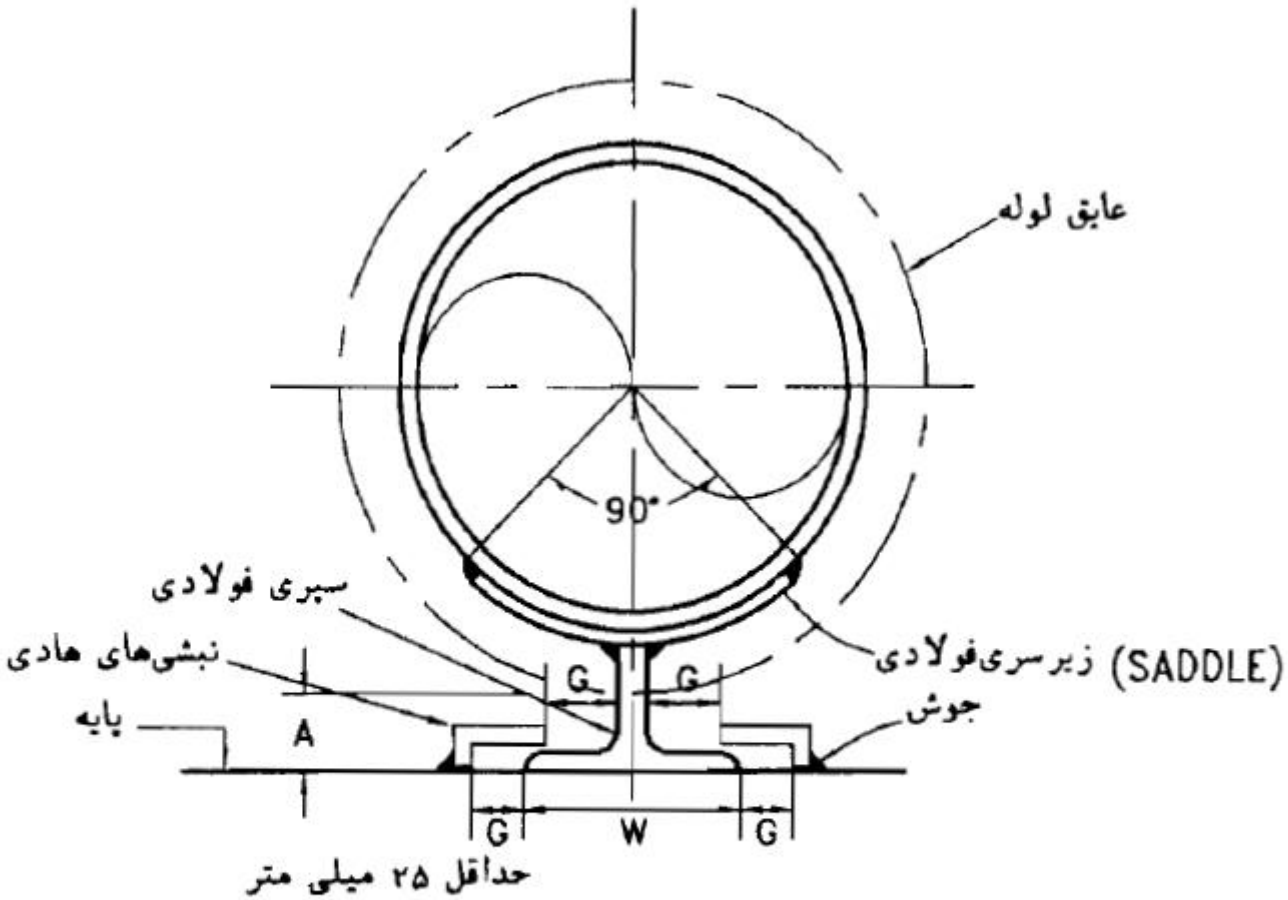
شکل ۱


نقطه مهار لوله
(ANCHOR)
قطعه انبساط
هادی محوری
نقطه مهار لوله
(ANCHOR)
L1
L1
L2
L3
L3
L3
L3

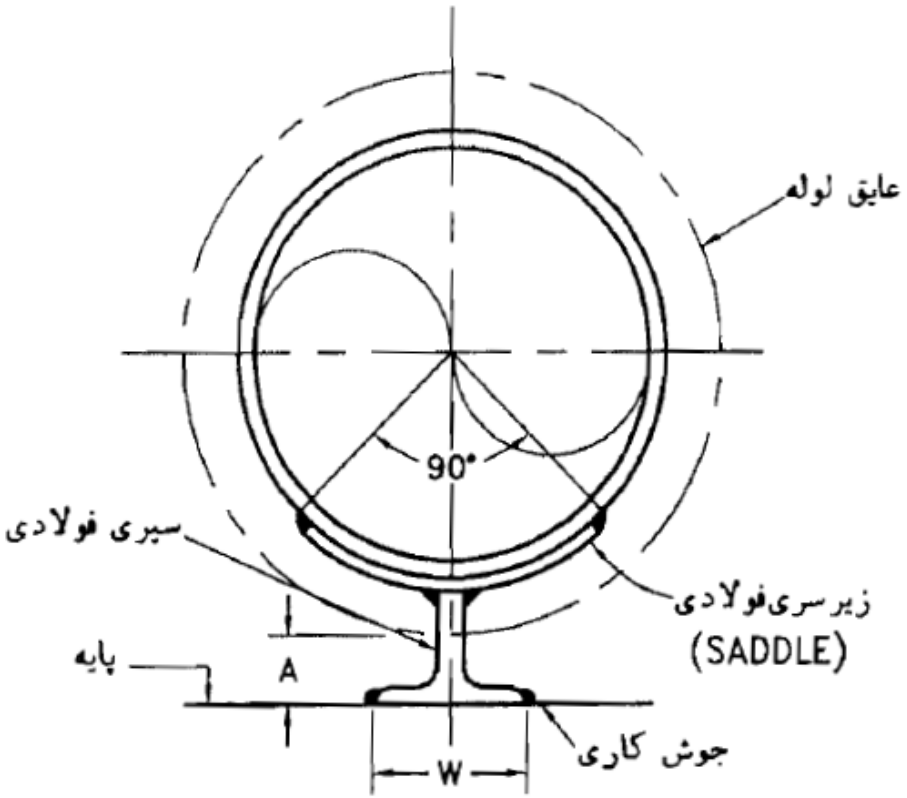
شکل ۲


قطعه انبساط درنصب اولیه
طول طبیعی قطعه انبساط
قطعه انبساط دردمای نهائی سیستم
مقدارکشش قطعه انبساط درهنگام نصب
(COLD DRAWN)
کل انبساط لوله

شکل ۳

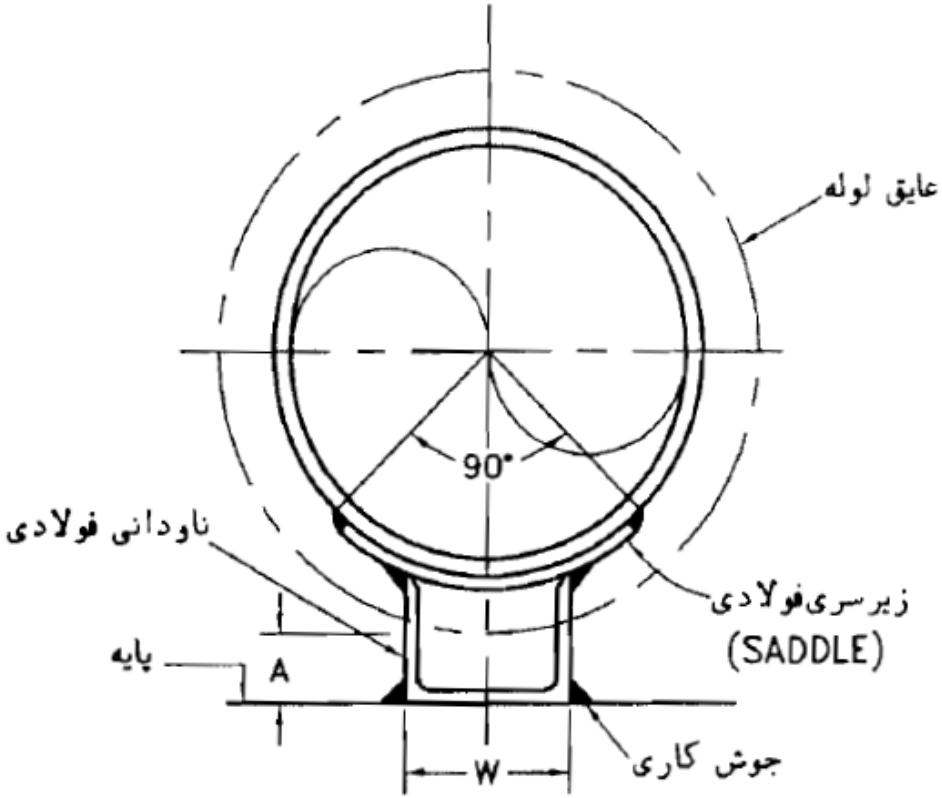


تکیه گاه هادی گشتاوری (MOMENT GUIDE)



تکیه گاه ثابت با سپری فولادی و زیرسری

شکل ۱



تکیه گاه ثابت با ناودانی فولادی و زیرسری

شکل ۲

یادداشت:

۱-درلوله‌کشی تاسیسات گرمائی یاسرمائی، اگرنتوان انبساط وانقباض لوله، ناشی ازتغییردمای سیال داخل لوله رابا ایجاد خمهای انبساط کنترل‌کرد، می توان ازقطعه انبساط برای این منظور استفاده نمود.

۲-جنس ومشخصات قطعه انبساط بایدمتناسب باحداکثردما وحداکثرفشار کار سیستم باشد.

۳-قطعه انبساط باید قادربه جذب حداکثر تغییر طول لوله بین دو مهار، دراثر انبساط یا انقباض باشد.

۴-قطعه انبساط بین دونقطه مهار (ANCHOR POINT) لوله‌کشی نصب می شود.درشکل ۱ قطعه انبساط دروسط لوله ودرشکل ۲ قطعه انبساط دریک انتهای لوله، نزدیک به نقطه مهار لوله نشان داده شده است.

۵-قطعه انبساط ممکن است محوری یا قابل انعطاف باشد.قطعه انبساط قابل انعطاف، به میزان محدود، امکان جذب حرکات عرضی لوله را دارد.

۶-دراستفاده ازقطعه انبساط محوری، ثابت نگه داشتن لوله درامتدادمحورآن بسیار مهم است درغیراینصورت قطعه انبساط صدمه خواهد دید. به این منظور درسرتاسر طول لوله بایداز هادی های محوری (ALIGNMENT GUIDES) به عنوان تکیه گاه لوله استفاده نمود.هادی‌محوری امکان حرکت لوله درامتداد محورآن راممکن نموده ومانع هرگونه حرکت عرضی وبه طرف بالا وپائین لوله می شود.فاصله بین هادی های محوری مطابق شکل، به ترتیب زیر است:

L1 = یک تا یک ونیم برابر قطر لوله

L2 = ۱۵ تا ۲۰ برابر قطر لوله

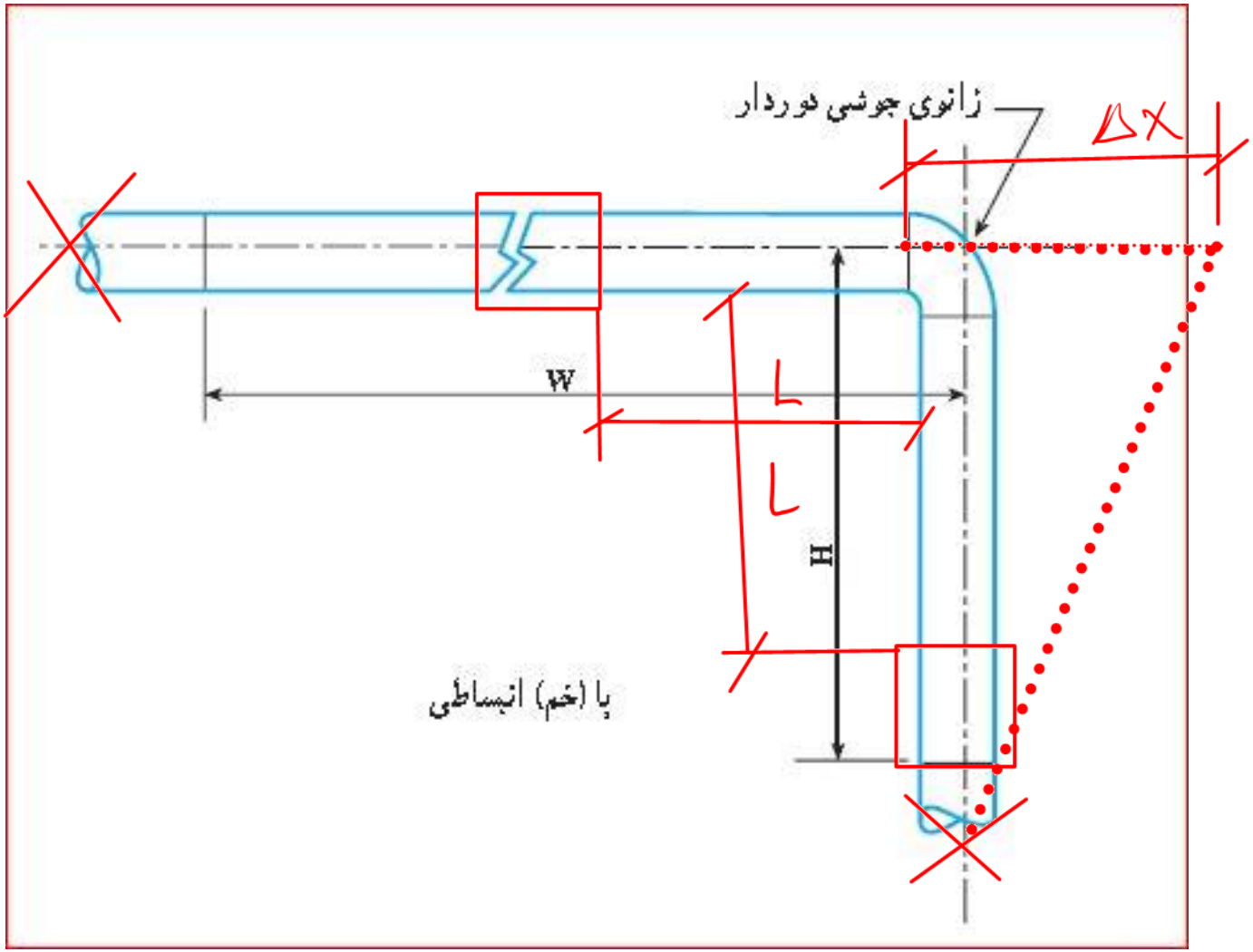
L3 = فاصله استاندارد بین دوتکیه گاه مجاور، متناسب باقطر نامی لوله، وزن سیال وغیره

۷-درصورتیکه بست وتکیه گاه لوله ازنوع آویز باشد، به دلیل عدم امکان کنترل حرکت عرضی لوله، نبایدازقطعه انبساط محوری استفاده شود.

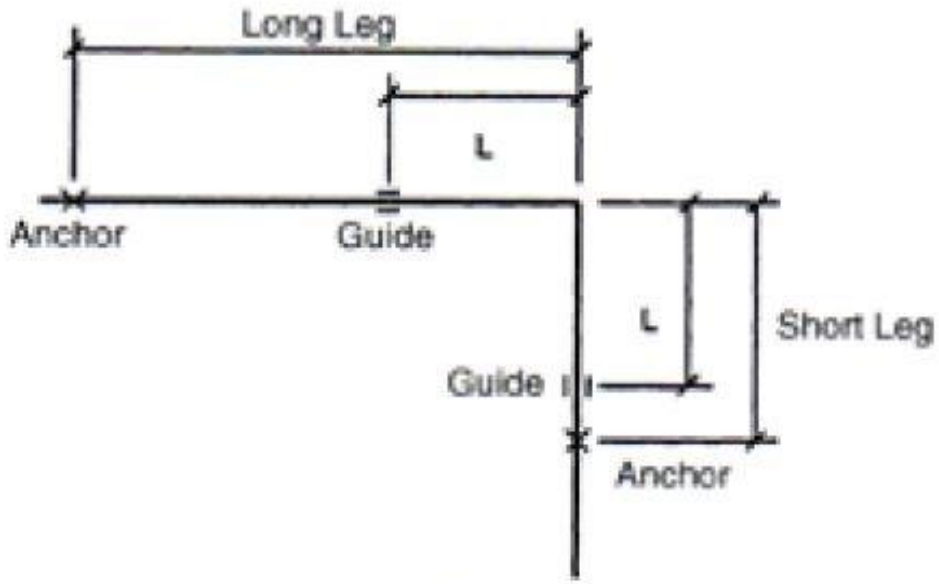
۸-دراستفاده ازقطعه انبساط توصیه می شودهنگام نصب اولیه، قطعه انبساط به اندازه نصف حداکثرتغییر طول محاسبه شده لوله درطرح، کشیده شود (COLD DRAWN) به این ترتیب قطعه انبساط نصف تغییرطول لوله رادرحالت کشش ونصف دیگر آنرا درحالت فشار جذب خواهدنمود وعمر آن حداکثر خواهد شد (شکل ۳).

۹-برای دسترسی به مشخصات فنی بیشتر در رابطه بااین نقشه جزئیات، به نشریه شماره ۱-۱۲۸ ردیف (۲-۲-۱۴-۷)"پ" مراجعه شود.

۲- استفاده از لگ Leg: $L_{(ft)}=6.225\sqrt{(D_{(in)} * \Delta x_{(in)})}$



A. L-Bends:



L-Bends

$L = 6.225 \times \sqrt{\Delta D}$

$F = 500\ LB./PIPE\ DIA. \times PIPE\ DIA.$

L = Length of Leg Required to Accommodate Thermal Expansion or Contraction (Feet)

Δ = Thermal Expansion or Contraction of Long Leg (Inches)

D = Pipe Outside Diameter (Inches)

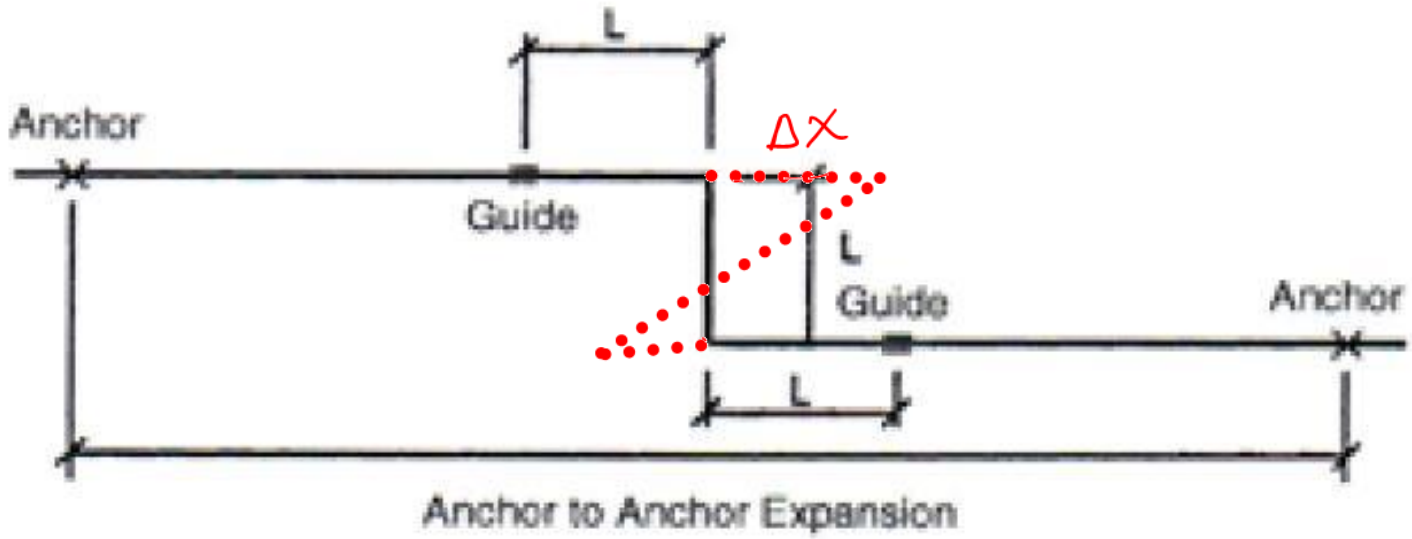
F = Force Exerted by Pipe Expansion or Contraction on Anchors and Supports (Lbs.)

See Tables in Part 32, Appendix D

۳- استفاده از خم Z :

- $L=4\sqrt{(D^* \Delta x)}$

B. Z-Bends:



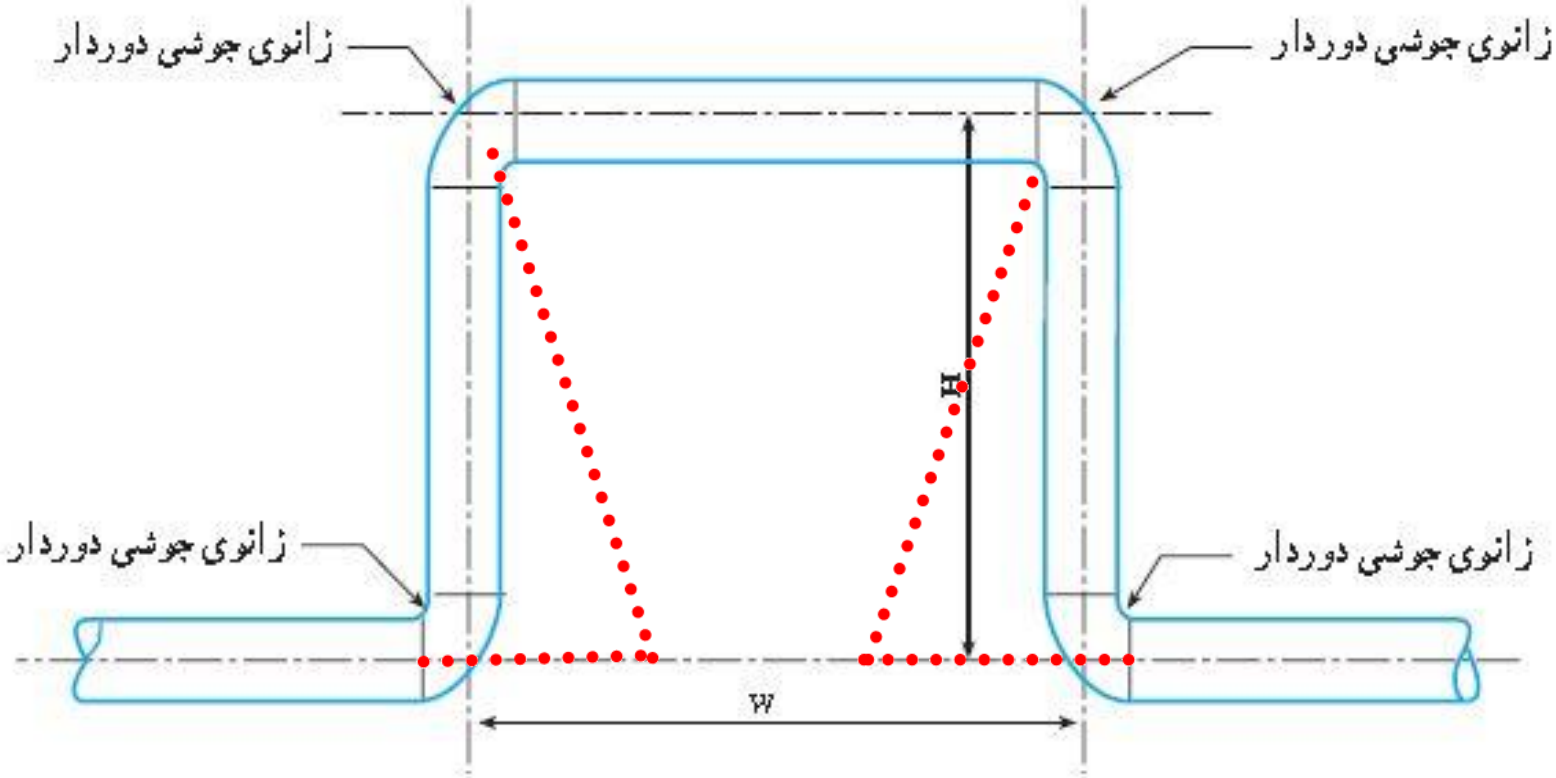
Z-Bends

$$L = 4 \times \sqrt{\Delta D}$$

$$F = 200 - 500\ LB./PIPE\ DIA. \times PIPE\ DIA.$$

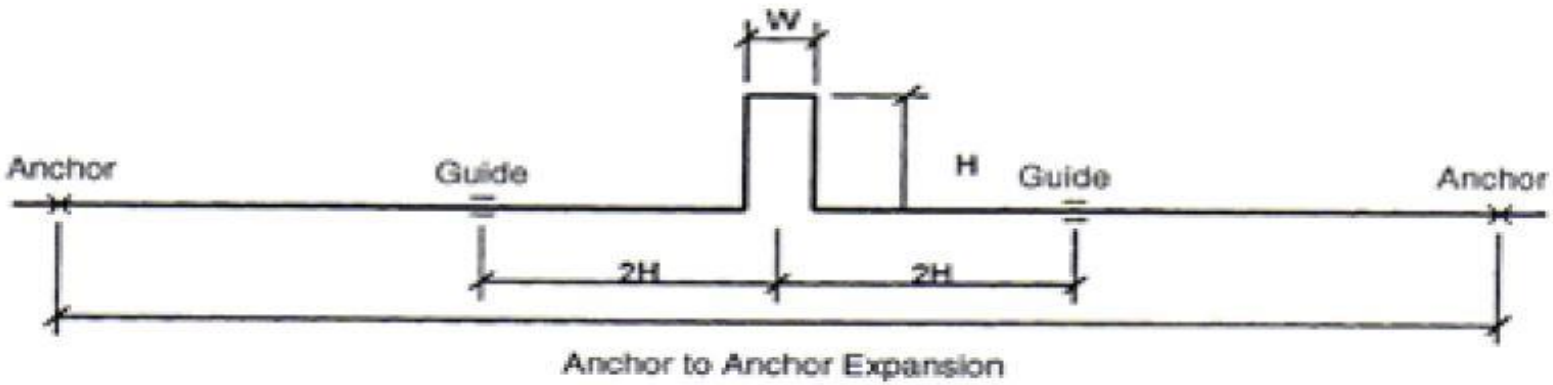
۴- استفاده از لوپ Loop :

- $L=6.225\sqrt{(D^* \Delta x)}$ $W= L/5$



لوپ انبساطی

C. U-Bends or Expansion Loops:



U-Bends or Loops

$L = 6.225 \times \sqrt{\Delta D}$

$F = 200\ LB./PIPE\ DIA. \times PIPE\ DIA.$

$L = 2H + W$

$H = 2W$

$L = 5W$

$W = \frac{L}{5} = \frac{6.225\sqrt{\Delta \cdot D}}{5}$

L = Length of Loop Required to Accommodate Thermal Expansion or Contraction (Feet)

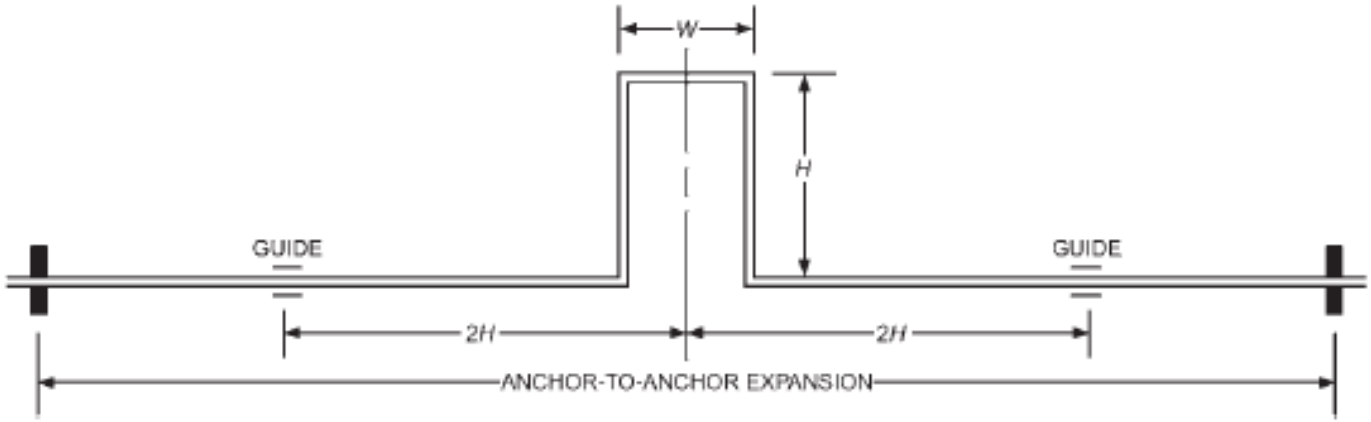
Δ = Anchor to Anchor Expansion or Contraction (Inches)

D = Pipe Outside Diameter (Inches)

F = Force Exerted by Pipe Expansion or Contraction on Anchors and Supports (Lbs.)

See Tables in Part 32, Appendix D.

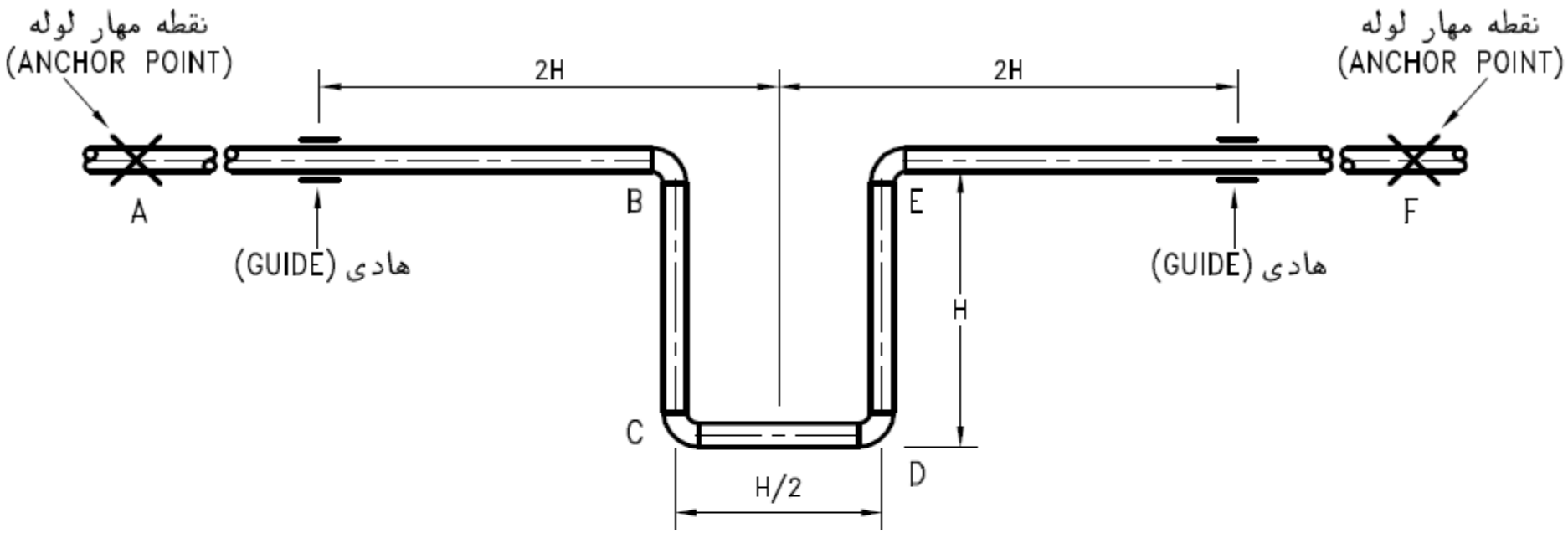
Table 11 Pipe Loop Design for A53 Grade B Carbon Steel Pipe Through 200°C



Pipe Nom., O.D., mm	Anchor-to-Anchor Expansion, mm											
	50		100		150		200		250		300	
	W	H	W	H	W	H	W	H	W	H	W	H
25	0.6	1.2	0.9	1.8	1.1	2.1	1.2	2.4	1.4	2.7	1.5	3.0
50	0.9	1.8	1.2	2.4	1.5	3.0	1.7	3.4	1.8	3.7	2.1	4.3
80	1.1	2.1	1.5	3.0	1.8	3.7	2.0	4.0	2.3	4.6	2.4	4.9
100	1.2	2.4	1.7	3.4	2.0	4.0	2.3	4.6	2.6	5.2	2.7	5.5
150	1.5	3.0	2.0	4.0	2.4	4.9	2.7	5.5	3.0	6.1	3.4	6.7
200	1.7	3.4	2.3	4.6	2.7	5.5	3.2	6.4	3.7	7.3	4.0	7.9
250	1.8	3.7	2.6	5.2	3.0	6.1	3.5	7.0	4.0	7.9	4.3	8.5
300	2.0	4.0	2.7	5.5	3.4	6.7	3.8	7.6	4.3	8.5	4.7	9.4
350	2.1	4.3	2.9	5.8	3.5	7.0	4.0	7.9	4.6	9.1	4.9	9.8
400	2.3	4.6	3.0	6.1	3.8	7.6	4.3	8.5	4.9	9.8	5.3	10.7
450	2.4	4.9	3.4	6.7	4.0	7.9	4.6	9.1	5.2	10.4	5.6	11.3
500	2.6	5.2	3.5	7.0	4.3	8.5	4.9	9.8	5.5	11.0	5.9	11.9
600	2.7	5.5	3.8	7.6	4.4	8.8	5.3	10.7	5.9	11.9	6.4	12.8

Notes: W and H dimensions are metres.
L is determined from Equation (5). W = L/5 H = 2W 2H + W = L

Approximate force to deflect loop = 3.5 N/mm pipe diameter.
For example, 200 mm pipe creates 7600 N of force.



حلقه انبساط (U BEND)

یادداشت:

۱-حلقه انبساط (U BEND) کاربرد نسبتا" زیادی برای کنترل انبساط وانقباض لوله ناشی ازتغییردمای سیال داخل آن دارد.

۲-طول خم های BC ، CD و DE بایدبتواند باتغییر زوایای B ، C ، D و E افزایش یاکاهش طول لوله AF رابه میزان لازم، امکان پذیر کند.

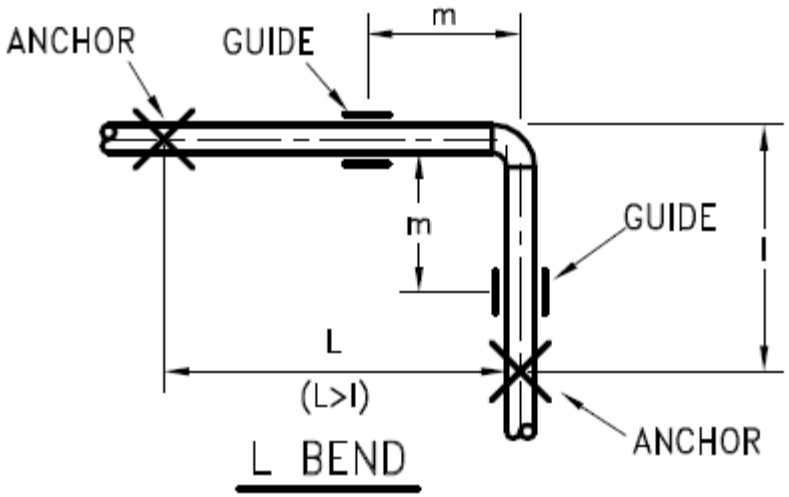
۳-فاصله اولین هادی (GUIDE) درطرفین حلقه، ازمحورتقارن حلقه انبساط، دست کم بایددوبرابر BC یا DE باشد.

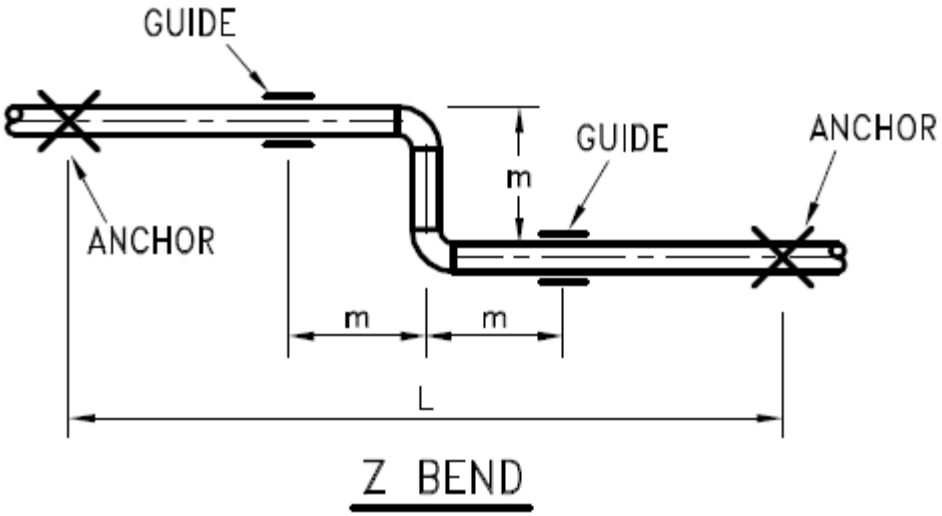
۴-درحدفاصل دوهادی (GUIDE) ،لوله باید روی تکیه گاه ساده با امکان حرکت طولی وعرضی قرارداشته باشد واگرقطعات AB و EF قائم باشند، درصورت نیازبه اجرای بست روی لوله های افقی حلقه انبساط، بست باید ازنوع آویز فنری باشد.

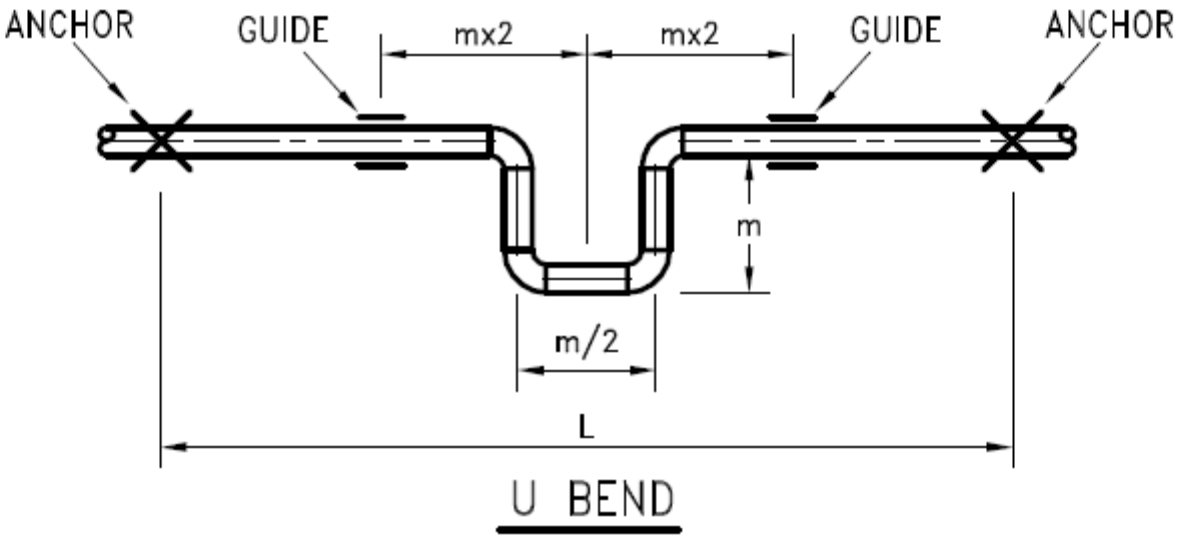
۵-جدول زیرحداقل مقدار H رابرحسب میلیمتر، برای لوله های فولادی ساخته شده طبق استاندارد"B"یا "A" ASTM A53 GRADE متناسب با مقدار انبساط یا انقباض طول لوله AF وقطرنامی لوله درمحل حلقه انبساط به دست می‌دهد:

مقدار انبساط یا انقباض "میلیمتر" / قطرنامی لوله "میلیمتر"	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120
50	1340	1600	1840	2030	2210	2370	2520	2670	2800	3040
65	1460	1760	2010	2230	2420	2600	2770	2920	3070	3330
80	1610	1940	2210	2450	2660	2860	3040	3210	3370	3660
100	1810	2180	2490	2760	3000	3230	3430	3620	3800	4130
125	2010	2420	2760	3060	3330	3570	3800	4010	4210	4580
150	2180	2630	3000	3330	3620	3880	4130	4360	4580	4980
200	2480	2980	3410	3780	4110	4410	4690	4950	5190	5650
250	2750	3320	3790	4200	4570	4900	5210	5500	5770	6280
300	2990	3600	4110	4560	4950	5320	5660	5970	6270	6820

-استفاده ازجدول فوق برای لوله فولادی از استانداردهای‌دیگر به‌شرطی‌امکان پذیراست‌که تنش مجازلوله دست کم 103 MPa ومدول الاستیسیته آن حداکثر 193 GPa باشد.


ANCHOR
GUIDE
m
m
GUIDE
L
(L>I)
ANCHOR
L BEND


GUIDE
GUIDE
ANCHOR
m
ANCHOR
m
m
L
Z BEND


ANCHOR
GUIDE
mx2
mx2
GUIDE
ANCHOR
m
m/2
L
U BEND

یادداشت:

۱-هرنوع لوله، دراثر تغییر دما دچارانبساط یا انقباض می شود واگرامکان جابجائی لوله‌پیش بینی نشده باشد تنش ناشی ازانبساط یا انقباض لوله، به سیستم لوله‌کشی واجزای متصل به آن صدمه خواهدزد.بهترین روش برای کنترل‌انبساط وانقباض لوله‌ها، فراهم نمودن شرایط انعطاف پذیری کافی درلوله‌ها، باتغییرامتداد وایجاد خم های گوناگون درلوله‌کشی می باشد.در شرایطی که امکان ایجاد خم انبساط درلوله‌کشی وجود نداشته باشد، بایداز قطعات انبساط پیش ساخته(EXPANSION JOINT)استفاده شود.

۲-خم های انبساط بطور معمول به صورت زانوی ساده (L BEND)، دوخم (OFFSET یا Z BEND) وحلقه (LOOP یا U BEND)می‌باشد.

۳-نقاط مهار لوله‌کشی (ANCHOR POINTS) باید طوری باشد که درمقابل حداکثرنیروی وارده ناشی ازانبساط وانقباض لوله، مقاوم بوده و هیچگونه جابجائی لوله‌درآن نقاط اتفاق نیفتد.درسایر نقاط، بانصب هادی های مناسب (GUIDE)، جابجائی بدون مانع لوله‌درجهات تعیین شده باید فراهم شود.

۴-مقدارانبساط یا انقباض لوله، به ضریب انبساط طولی آن بستگی دارد.ضریب انبساط طولی موادر دماهای مختلف متفاوت است. این ضریب در محدوده تغییرات دمائی رایج درتاسیسات گرمائی وسرمائی، برحسب میلیمتر برمتر درمقابل یک درجه سانتیگرادتغییر دما، برای لوله فولادی 0.0114 وبرای لوله ساخته شده ازفولادزنگ ناپذیرتیپ 304 برابر 0.0168 و برای لوله مسی 0.017 می‌باشد.

۵-در حدفاصل دوهادی (GUIDE) لوله‌باید روی تکیه گاه ساده با امکان حرکت طولی وعرضی قرار داشته باشد.

۶-محاسبه دقیق خم های انبساط دراختلاف دماهای مختلف مستلزم محاسبات مفصل وتجزیه وتحلیل دقیق تنش های وارد به لوله‌می باشد ولی درتاسیسات گرمائی وسرمائی ساختمانها که تغییرات دما بسیارمحدود می‌باشد، باتقریب قابل قبول می توان ازفرمولهای خلاصه شده در جدول زیر برای محاسبه مقدارخم درلوله‌های فولادی استفاده نمود:

۷-اندازه خم انبساط برای بعضی حالات درنقشه های M.D. 301-03-2~4 جدول شده است.

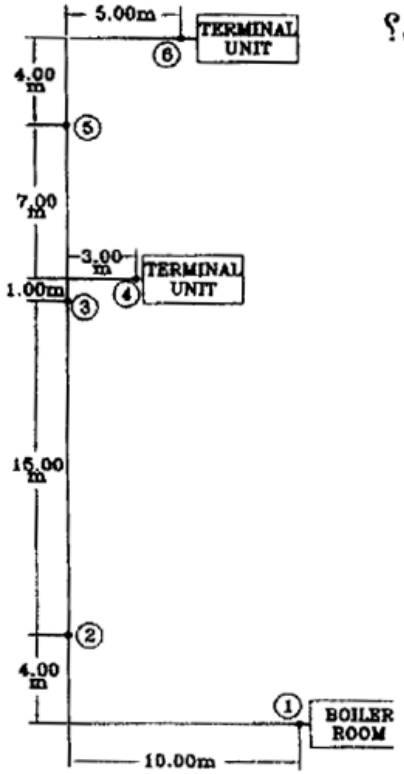
نوع خم انبساط	D= قطرخارجی لوله فولادی (میلیمتر) L= طول مطابق شکل (متر) T.D.= حداکثرتغییردرجه حرارت لوله (درجه سانتیگراد) m= حداقل اندازه خم مطابق شکل (میلیمتر)	D= قطرخارجی لوله فولادی (اینچ) L= طول مطابق شکل (فوت) T.D.= حداکثرتغییردرجه حرارت لوله (درجه فارنهایت) m= حداقل اندازه خم مطابق شکل (اینچ)
L BEND	$m=6.86\sqrt{D \times L \times T.D.}$	$m=0.56\sqrt{D \times L \times T.D.}$
Z BEND	$m=4.42\sqrt{D \times L \times T.D.}$	$m=0.36\sqrt{D \times L \times T.D.}$
U BEND	$m=6 \times D^{0.48} \times L^{0.46} \times T.D.^{0.46}$	$m=0.492 \times D^{0.48} \times L^{0.46} \times T.D.^{0.46}$

- درمورد لوله‌های‌ساخته شده ازفولادزنگ ناپذیرتیپ 304 ولوله های‌مسی، مقدار (m) بدست آمده ازفرمولهای فوق باید در ضریب ۱٫۲ ضرب شود.

۸-برای دسترسی به مشخصات فنی بیشتر در رابطه بااین نقشه جزئیات، به نشریه شماره ۱-۱۲۸ ردیف (۲-۲-۱۴-۷)"ب" مراجعه شود.

معاونت برنامه‌ریزی ونظارت‌راهبردی ریاست‌جمهوری	مشخصات فنی‌عمومی تاسیسات مکانیکی ساختمان نقشه های جزئیات	تاریخ:	مقیاس: ندارد
معاونت نظارت راهبردی دفتر نظام فنی اجرایی	عنوان نقشه: خم‌انبساط برای لوله‌های فلزی	طراح:	تصویب:
		شماره نقشه: M.D. 301-03-1	

۵۴- برای مهار انبساط و انقباض لوله‌کشی آب گرم‌کننده به قطر نامی حداکثر ۳ اینچ طبق دیاگرام نشان داده شده در شکل و بدون استفاده از قطعات انبساط (Expansion joint) کدام نقاط را برای نصب تکیه‌گاه ثابت لوله (Fix point یا Anchor) مناسب می‌دانید؟



۱) ۱ و ۳ و ۶ تشکیل دو عدد خم leg را می‌دهد

۲) ۱ و ۲ و ۵

۳) ۲ و ۳ و ۵

۴) ۱ و ۲ و ۳ و ۶

شماره	شرح	واحد	بهای واحد (ریال)	مقدار	بهای کل (ریال)
۰۸۰۱۰۱	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۱۵.	عدد	۶۷۱,۰۰۰		
۰۸۰۱۰۲	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۲۰.	عدد	۶۸۱,۵۰۰		
۰۸۰۱۰۳	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۲۵.	عدد	۶۸۹,۵۰۰		
۰۸۰۱۰۴	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۳۲.	عدد	۷۱۳,۵۰۰		
۰۸۰۱۰۵	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۴۰.	عدد	۷۱۹,۰۰۰		
۰۸۰۱۰۶	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۵۰.	عدد	۹۸۰,۰۰۰		
۰۸۰۱۰۷	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۶۵.	عدد	۱,۲۲۸,۰۰۰		
۰۸۰۱۰۸	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۸۰.	عدد	۱,۴۳۹,۵۰۰		
۰۸۰۱۰۹	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۱۰۰.	عدد	۱,۶۹۲,۰۰۰		
۰۸۰۱۱۰	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۱۲۵.	عدد	۳,۰۰۶,۵۰۰		
۰۸۰۱۱۱	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۱۵۰.	عدد	۳,۴۸۱,۵۰۰		
۰۸۰۱۱۲	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۲۰۰.	عدد	۴,۰۹۱,۰۰۰		

۰۸۰۱۱۲	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۲۰۰.	عدد	۴,۰۹۱,۰۰۰		
۰۸۰۱۱۳	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۲۵۰.	عدد	۵,۶۹۴,۰۰۰		
۰۸۰۱۱۴	قطعه انبساط، نوع جوشی، به قطر نامی ۳۰۰.	عدد	۷,۷۲۴,۵۰۰		
۰۸۰۲۰۱	قطعه انبساط، نوع فلنج دار، به قطر نامی ۶۵.	عدد	۱,۸۸۸,۵۰۰		
۰۸۰۲۰۲	قطعه انبساط، نوع فلنج دار، به قطر نامی ۸۰.	عدد	۲,۲۹۲,۰۰۰		
۰۸۰۲۰۳	قطعه انبساط، نوع فلنج دار، به قطر نامی ۱۰۰.	عدد	۲,۵۸۴,۰۰۰		
۰۸۰۲۰۴	قطعه انبساط، نوع فلنج دار، به قطر نامی ۱۲۵.	عدد	۴,۰۴۸,۵۰۰		
۰۸۰۲۰۵	قطعه انبساط، نوع فلنج دار، به قطر نامی ۱۵۰.	عدد	۵,۰۹۴,۵۰۰		
۰۸۰۲۰۶	قطعه انبساط، نوع فلنج دار، به قطر نامی ۲۰۰.	عدد	۶,۲۷۷,۵۰۰		
۰۸۰۲۰۷	قطعه انبساط، نوع فلنج دار، به قطر نامی ۲۵۰.	عدد	۸,۶۶۹,۰۰۰		
۰۸۰۲۰۸	قطعه انبساط، نوع فلنج دار، به قطر نامی ۳۰۰.	عدد	۱۱,۳۳۳,۰۰۰		
۰۸۰۲۰۹	قطعه انبساط، نوع فلنج دار، به قطر نامی ۳۵۰.	عدد			
۰۸۰۲۱۰	قطعه انبساط، نوع فلنج دار، به قطر نامی ۴۰۰.	عدد			

شماره	شرح	واحد	بهای واحد (ریال)	مقدار	بهای کل (ریال)
۰۹۰۱۰۱	لرزه گیر، به قطرنامی ۳۲ (یک و یک چهارم اینچ).	عدد	۷۱۸,۵۰۰		
۰۹۰۱۰۲	لرزه گیر، به قطرنامی ۴۰ (یک و یک دوم اینچ).	عدد	۷۷۷,۰۰۰		
۰۹۰۱۰۳	لرزه گیر، به قطرنامی ۵۰ (دو اینچ).	عدد	۸۵۹,۵۰۰		
۰۹۰۱۰۴	لرزه گیر، به قطرنامی ۶۵ (دو و یک دوم اینچ).	عدد	۱,۰۲۲,۵۰۰		
۰۹۰۱۰۵	لرزه گیر، به قطر نامی ۸۰ (سه اینچ).	عدد	۱,۱۴۷,۰۰۰		
۰۹۰۱۰۶	لرزه گیر، به قطر نامی ۱۰۰ (چهار اینچ).	عدد	۱,۳۷۵,۵۰۰		
۰۹۰۱۰۷	لرزه گیر، به قطرنامی ۱۲۵ (پنج اینچ).	عدد	۱,۹۲۴,۰۰۰		
۰۹۰۱۰۸	لرزه گیر، به قطرنامی ۱۵۰ (شش اینچ).	عدد	۲,۶۹۰,۵۰۰		
۰۹۰۱۰۹	لرزه گیر، به قطر نامی ۲۰۰ (هشت اینچ).	عدد	۴,۱۳۸,۵۰۰		
۰۹۰۱۱۰	لرزه گیر، به قطر نامی ۲۵۰ (ده اینچ).	عدد	۶,۵۴۸,۰۰۰		
۰۹۰۱۱۱	لرزه گیر، به قطر نامی ۳۰۰ (دوازده اینچ).	عدد	۷,۶۳۶,۵۰۰		
۰۹۰۱۱۲	لرزه گیر، به قطر نامی ۳۵۰ (چهارده اینچ).	عدد			

شماره	شرح	واحد	بهای واحد (ریال)	مقدار	بهای کل (ریال)
۱۱۰۱۰۱	صافی دنده‌ای، به قطر نامی ۱۵ (یک دوم اینچ).	عدد	۲۴۸,۵۰۰		
۱۱۰۱۰۲	صافی دنده‌ای، به قطر نامی ۲۰ (سه چهارم اینچ).	عدد	۳۷۵,۵۰۰		
۱۱۰۱۰۳	صافی دنده‌ای، به قطر نامی یک اینچ.	عدد	۵۰۷,۰۰۰		
۱۱۰۱۰۴	صافی دنده‌ای، به قطرنامی ۲۵ (یک اینچ).	عدد	۷۶۶,۵۰۰		
۱۱۰۱۰۵	صافی دنده‌ای، به قطر نامی ۴۰ (یک و یک دوم اینچ).	عدد	۱,۰۸۲,۵۰۰		
۱۱۰۱۰۶	صافی دنده‌ای، به قطر نامی ۵۰ (دو اینچ).	عدد	۱,۶۱۶,۰۰۰		
۱۱۰۱۰۷	صافی دنده‌ای، به قطر نامی ۶۵ (دو و یک دوم اینچ).	عدد	۲,۹۱۵,۵۰۰		
۱۱۰۲۰۱	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۵۰ (دو اینچ).	عدد	۱,۹۹۰,۵۰۰		
۱۱۰۲۰۲	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۶۵ (دو و یک دوم اینچ).	عدد	۲,۳۴۱,۰۰۰		
۱۱۰۲۰۳	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۸۰ (سه اینچ).	عدد	۲,۹۸۶,۵۰۰		
۱۱۰۲۰۴	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۱۰۰ (چهار اینچ).	عدد	۳,۶۳۵,۵۰۰		
۱۱۰۲۰۵	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۱۲۵ (پنج اینچ).	عدد	۴,۷۵۹,۰۰۰		

۱۱۰۱۰۷	صافی دنده‌ای، به قطر نامی ۶۵ (دو و یک دوم اینچ).	عدد	۲,۹۱۵,۵۰۰		
۱۱۰۲۰۱	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۵۰ (دو اینچ).	عدد	۱,۹۹۰,۵۰۰		
۱۱۰۲۰۲	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۶۵ (دو و یک دوم اینچ).	عدد	۲,۳۴۱,۰۰۰		
۱۱۰۲۰۳	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۸۰ (سه اینچ).	عدد	۲,۹۸۶,۵۰۰		
۱۱۰۲۰۴	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۱۰۰ (چهار اینچ).	عدد	۳,۶۳۵,۵۰۰		
۱۱۰۲۰۵	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۱۲۵ (پنج اینچ).	عدد	۴,۷۵۹,۰۰۰		
۱۱۰۲۰۶	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۱۵۰ (شش اینچ).	عدد	۵,۹۴۶,۰۰۰		
۱۱۰۲۰۷	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۲۰۰ (هشت اینچ).	عدد	۹,۹۸۸,۰۰۰		
۱۱۰۲۰۸	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۲۵۰ (ده اینچ).	عدد	۱۵,۲۰۰,۰۰۰		
۱۱۰۲۰۹	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۳۰۰ (دوازده اینچ).	عدد	۲۱,۷۰۶,۵۰۰		
۱۱۰۲۱۰	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۳۵۰ (چهارده اینچ).	عدد	۳۲,۶۸۶,۰۰۰		
۱۱۰۲۱۱	صافی فلنج دار، به قطر نامی ۴۰۰ (شانزده اینچ).	عدد	۲۶,۸۷۴,۰۰۰		

۱. دیگ‌های موضوع این فصل، باید مطابق با استاندارد شماره ۴۲۳۱ موسسه استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران، یا یکی از استانداردهای معتبر دیگر و دارای گواهی بازرسی کیفیت باشد.

۲. ظرفیت‌های اعلام شده توسط سازنده باید گواهی آزمایش، طبق یکی از استانداردهای معتبر را دارا باشد.

۳. دیگ‌های بخار موضوع این فصل، یکپارچه، تمام خودکار، بالوله‌های دود (fire tube)، فشار ۱۰ بار، با لوله‌های فولادی دود و پوسته فولادی (که لوله‌ها و فضای احتراق را در برمی‌گیرد)، روپوش و درهای لولایی، شیر اطمینان، شیر قطع بخار، شیرهای تغذیه و جداکننده، فشارسنج پمپ تغذیه، کنترل سطح آب، سیستم خودکار کنترل فشار و تابلوی برق، شامل کلیه فیوزها، رله‌ها، کلیدها و غیره و نیز سیستم احتراق شامل پمپ سوخت، پایه و بادزن رانشی(forced draft fan) و تمامی لوازم کنترل و ایمنی، برای سوخت گازوییل است.

۴. در مورد دیگ‌های با سوخت گاز یا گاز و گازوئیل، هزینه لوله‌کشی گاز با مقدار و فشار تعیین شده، تا نقطه‌ای نزدیک دیگ، در این فصل پیش‌بینی نشده است. هزینه شبکه کامل گازرسانی (gas train)، مورد تایید شرکت گاز ایران، شامل شیرها، لوله‌کشی و متعلقات دیگر به استثنای رگولاتور، از این نقطه تا اتصال به‌مشعل، و تفاوت بهای مشعل‌های گازسوز و دوگانه‌سوز با مشعل‌های گازوییل‌سوز به شرح زیر محاسبه و پرداخت می‌شود:

۴-۱. اضافه‌بها نسبت به‌ردیف‌های دیگ‌های بخار، در صورتی که مشعل گازسوز باشد، دوازده (۱۲) درصد ردیف مربوط.

۴-۲. اضافه‌بها نسبت به‌ردیف‌های دیگ‌های بخار، در صورتی که مشعل دوگانه سوز (گاز و گازوییل) باشد، بیست (۲۰) درصد ردیف مربوط.

شماره	شرح	واحد	بهای واحد (ریال)	مقدار	بهای کل (ریال)
۱۳۰۱۰۱	دیگ بخار، به ظرفیت ۴۵۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۳۰۴,۳۳۸,۰۰۰		
۱۳۰۱۰۲	دیگ بخار، به ظرفیت ۱۱۵۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۴۲۲,۹۱۳,۰۰۰		
۱۳۰۱۰۳	دیگ بخار، به ظرفیت ۱۶۰۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۴۷۰,۶۴۶,۰۰۰		
۱۳۰۱۰۴	دیگ بخار، به ظرفیت ۲۰۵۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۶۵۹,۰۱۷,۰۰۰		
۱۳۰۱۰۵	دیگ بخار، به ظرفیت ۲۷۰۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۸۷۱,۴۶۹,۰۰۰		
۱۳۰۱۰۶	دیگ بخار، به ظرفیت ۴۱۰۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۱,۰۳۸,۹۳۱,۵۰۰		
۱۳۰۱۰۷	دیگ بخار، به ظرفیت ۴۵۵۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۱,۱۳۲,۴۴۷,۰۰۰		
۱۳۰۱۰۸	دیگ بخار، به ظرفیت ۵۰۰۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۱,۲۰۸,۳۹۵,۵۰۰		
۱۳۰۱۰۹	دیگ بخار، به ظرفیت ۶۳۵۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۱,۵۳۲,۷۸۵,۰۰۰		
۱۳۰۱۱۰	دیگ بخار، به ظرفیت ۷۲۵۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۱,۶۹۰,۳۶۰,۰۰۰		
۱۳۰۱۱۱	دیگ بخار، به ظرفیت ۸۱۵۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۱,۸۴۸,۱۰۴,۵۰۰		
۱۳۰۱۱۲	دیگ بخار، به ظرفیت ۱۰۰۰۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۲,۱۹۷,۱۶۴,۵۰۰		

۱۳۰۱۰۲	دیگ بخار، به ظرفیت ۱۱۵۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۴۲۲,۹۱۳,۰۰۰		
۱۳۰۱۰۳	دیگ بخار، به ظرفیت ۱۶۰۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۴۷۰,۶۴۶,۰۰۰		
۱۳۰۱۰۴	دیگ بخار، به ظرفیت ۲۰۵۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۶۵۹,۰۱۷,۰۰۰		
۱۳۰۱۰۵	دیگ بخار، به ظرفیت ۲۷۰۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۸۷۱,۴۶۹,۰۰۰		
۱۳۰۱۰۶	دیگ بخار، به ظرفیت ۴۱۰۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۱,۰۳۸,۹۳۱,۵۰۰		
۱۳۰۱۰۷	دیگ بخار، به ظرفیت ۴۵۵۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۱,۱۳۲,۴۴۷,۰۰۰		
۱۳۰۱۰۸	دیگ بخار، به ظرفیت ۵۰۰۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۱,۲۰۸,۳۹۵,۵۰۰		
۱۳۰۱۰۹	دیگ بخار، به ظرفیت ۶۳۵۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۱,۵۳۲,۷۸۵,۰۰۰		
۱۳۰۱۱۰	دیگ بخار، به ظرفیت ۷۲۵۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۱,۶۹۰,۳۶۰,۰۰۰		
۱۳۰۱۱۱	دیگ بخار، به ظرفیت ۸۱۵۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۱,۸۴۸,۱۰۴,۵۰۰		
۱۳۰۱۱۲	دیگ بخار، به ظرفیت ۱۰۰۰۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۲,۱۹۷,۱۶۴,۵۰۰		
۱۳۰۱۱۳	دیگ بخار، به ظرفیت ۱۱۸۰۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۲,۲۹۸,۶۶۹,۵۰۰		
۱۳۰۱۱۴	دیگ بخار، به ظرفیت ۱۳۶۰۰کیلو گرم بخار در ساعت.	دستگاه	۲,۵۶۵,۲۷۸,۵۰۰		

باتشکراز توجه شما

مهندس رحمت اله یوسفی