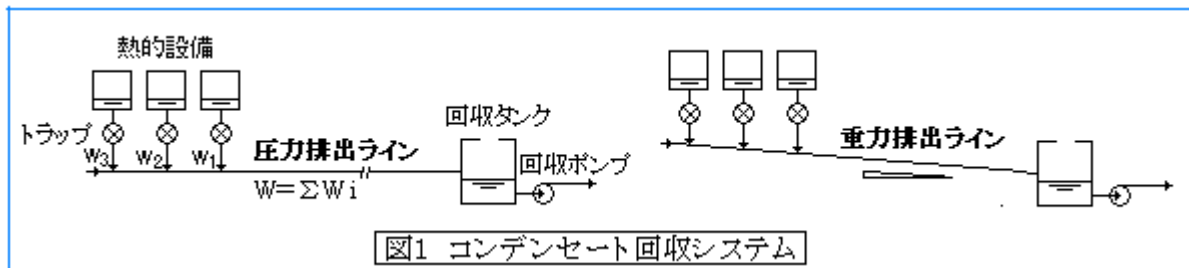


【整番】 FE-03-TM-092	【標題】 コンデンセート排出ラインのサイジングについて
分類：流れ(2相流)/種別：技術メモ	作成年月：H21.10/改訂：Ver0.0(21. 11) 作成者：N.Miyamoto

全 18 枚

0. 熱交/タービン/蒸気ヘッダなどの熱的設備の底部に蓄積された蒸気ドレン(コンデンセート)は、通常トラップを介して回収系(排出ライン/回収槽/回収ポンプ)に排出されるが、蒸気ドレンは飽和していることが多くトラップの減圧によってフラッシュして排出ラインは気液二相流になる。然るにこのラインは、図1に示すように自圧による圧力排出か、勾配による重力排出のいずれかによるため、ポンプ輸送に比べ安定性が欠ける。また管には保温がない場合が多く凝縮傾向になって、水撃(ハンマリング)を起こし易い(補足説明1.参照)。



本 TS ではこれらの設備特性を考慮して、コンデンセート排出ラインのサイジング方法を議論する。

## 1. ハンマリング発生限界基準

ハンマリングはスラギングともいわれ、分離流(層状流/軽微な波状流)が、間欠流(スラグ流/顕著なプラグ流)に転じる時に発生する。即ち、下図のように単成分の二相流(例えば水-蒸気)が平坦な界面をもって流れているとき、何らかの変化で液相流速あるいは気相流速が増加すると、界面に波がたまって液スラグが形成され、これが相互に(あるいは管壁に)衝突することで、急激な圧力上昇と著しい騒音が発生する。この場合、流況に即して管サイズに余裕をもたせて多少の変化があっても分離流から逸脱しないようにすれば、この状態を回避することができる。

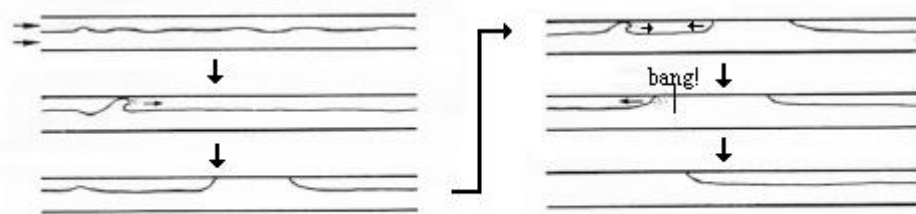


図2 水撃のフローパターン

ハンマリング発生クライテリアとしては、次の3つが挙げられる。

### (1) TLV(トラップメーカー)の推奨基準<sup>(1)</sup>

見掛け蒸気速度  $> V_a$  → ハンマリング発生の可能性あり。

$$R_v < 0.0015 \quad \rightarrow \quad V_a = 0.3$$

$$0.0015 \leq R_v < 0.01 \quad \rightarrow \quad V_a = 200R_v \quad \text{但し} \quad R_v = \{v_f^2(C_T - S_T) + v_g^2 S_T\} / (v_f C_T)$$

$$0.01 \leq R_v < 0.24 \quad \rightarrow \quad V_a = 1 + 100R_v$$

$$R_v \geq 0.24 \quad \rightarrow \quad V_a = 25$$

ここで  $v_f$ =飽和水の比容積( $m^3/kg$ )、 $v_g$ =フラッシュ蒸気の比容積( $m^3/kg$ )  
 $C_T$ =フラッシュ前コンデンサートの全質量流量( $kg/s$ )  
 $S_T$ =フラッシュ蒸気的全質量流量( $kg/s$ )、 $V_a$ =許容蒸気流速( $m/s$ )---見掛け流速

### (2) Taitel- Duckler の遷移条件<sup>(2)</sup>

$N_{TD} = \Phi F_r^2 / (1 - y/d)^2 \geq 1 \rightarrow$  ハンマリング発生の可能性あり。

$$\Phi = \{(1 - \alpha) / \alpha\} (\rho_g / \rho_l) (U_g / U_l)^2, \quad F_r = U_l / (gD)^{0.5}$$

ここで  $N_{TD}$ =Taitel-Duckler の安定性パラメータ、 $\Phi$ =無次元パラメータ、  
 $F_r$ =フルード数(-)、 $\alpha$ =ボイド率(-)、 $\rho_g$ =フラッシュ蒸気密度( $kg/m^3$ )、  
 $\rho_l$ =飽和水密度( $kg/m^3$ )、 $g$ =重力加速度( $9.807m/s^2$ )  
 $U_g$ =蒸気速度( $m/s$ )、 $U_l$ =飽和水速度( $m/s$ )、 $d$ =管内径( $m$ )  
 $D$ =水力径= $(1/8)\{(\theta - \sin \theta) / \sin(\theta/2)\} d$ 、 $\theta$ =液面角( $rad.$ )----図 3 参照、

### (3) Weisman らの遷移条件<sup>(3)</sup>

$V_1 / V_{lc} = (1 - x)(G / \rho_l) / \{0.0284(gd)^{0.455} V_g^{0.091}\} > 0.5 \rightarrow$  間欠流になる可能性あり。

ここで  $V_g$ =見掛け気相速度( $m/s$ )= $xG / \rho_g$ 、 $V_l$ =見掛け液相速度( $m/s$ )= $(1 - x)G / \rho_l$   
 $x$ =二相流のクオリティ(-)、 $G$ =全質量流束( $kg/m^2s$ )  
 $\rho_g$ 、 $\rho_l$ 、 $g$ 、 $d$ =前に同じ、

(1)は TLV 社の技術資料で採られている式であるが、出典は不明。多分、Mandhane タイプのフローパターン図でその流域が層状流及び波状流に収まるように設定されたものではないかと推測される。この式から設定される管内径  $d$  はかなり裕度があるようで、技術資料ではライン長が 100m 以内では圧損計算不要となっている。

(2)は分離流において波が初生し間欠流に遷移する時の条件を示すもの。別途 TS [FE-03-RP-012 蒸気の凝縮による水撃発生限界の予測]を参照されたし。

(3)は HTFS の技術シートに示される式。分離流と間欠流の遷移境界 条件を示している。

(1)~(3)式を変形すると、次の最小内径  $d_{min}$  の式が得られる。

$$(1)の場合: \quad d_{min.} = 1.128 \{x W / (\rho_g V_a)\}^{0.5}$$

$$(2)の場合: \quad d_{min.} = 1.1 \{x^2 W^2 / (\rho_g \rho_l)\}^{0.2} (x / \alpha)^{0.4} \{(1 - \alpha) / \alpha\}^{0.2} / (g C_1 C_2^2)$$

$$(3)の場合: \quad d_{min.} = 1.678 \{(1 - x) W / \rho_l\}^{0.44} \{\rho_g / (x W)\}^{0.04}$$

ここで  $W$ =全質量流量( $kg/s$ )、 $x$ =クオリティ(-)、 $\alpha$ =ボイド率(-)、  
 $\rho_g$ =フラッシュ蒸気密度( $kg/m^3$ )、 $\rho_l$ =飽和水密度( $kg/m^3$ )、 $g$ =重力加速度( $m/s^2$ )  
 $C_1$ 、 $C_2$ =係数(液面角  $\theta$  の関数、チャート 1 参照)

排出ライン内径が最小管径  $d_{min}$  以上であれば、流動様式は分離流(層状流/波状流)になり、安定した流れが得られる。

【 間欠流を回避する意図であれば気泡流/環状流でもよいが、通常ライン差圧は余り高くとれず、必然

的に分離流に落ち着くことが多い。ただフラッシュ率が高いケースで、十分なライン差圧がとれれば環状流で輸送することも可能である。】

## 2. 排出ラインのサイジング手順(案)

(1)ハンマリング防止/流れの安定化をメインとした排出ラインのサイジング手順は以下のようなになる。

- ステップ 1： まず、上流の熱的設備からの凝縮ドレン発生量を推算する。更に圧力排出ラインではライン圧損を粗く見積もってトラップ 2 次側(出口側)の圧力を設定する。重力排出ラインではトラップ 2 次側を大気圧とする。
- ステップ 2： トラップの前後差圧から各トラップの排出量を求め、ドレンの発生状況やトラップの作動条件等から、排出ラインの排出流量を設定する。
- ステップ 3： トラップ 2 次側フラッシュ率及びライン始端の気相流量/液相流量を求める。
- ステップ 4： ハンマリングの発生限界基準に基づくラインの最小内径を求める。
- ステップ 5： 圧力排出ラインでは、ライン圧損がステップ 1 の想定圧損と合致するように、またステップ 4 で得られた最小径以上になるようにライン径を選ぶ。重力排出ラインでは、ライン圧損が、管路の始端と終端の位置ヘッド差に等しくなるようにライン勾配を選ぶ。

ステップ 4 では前項で示した 3 つのクライテリアの何れかを用いる。なお**いずれが最適であるかは今後の検討課題である**。ここでは **Taitel-Duckler** の遷移条件を用いた排出ラインのサイジング手順を、**チャート 1** に例示する。

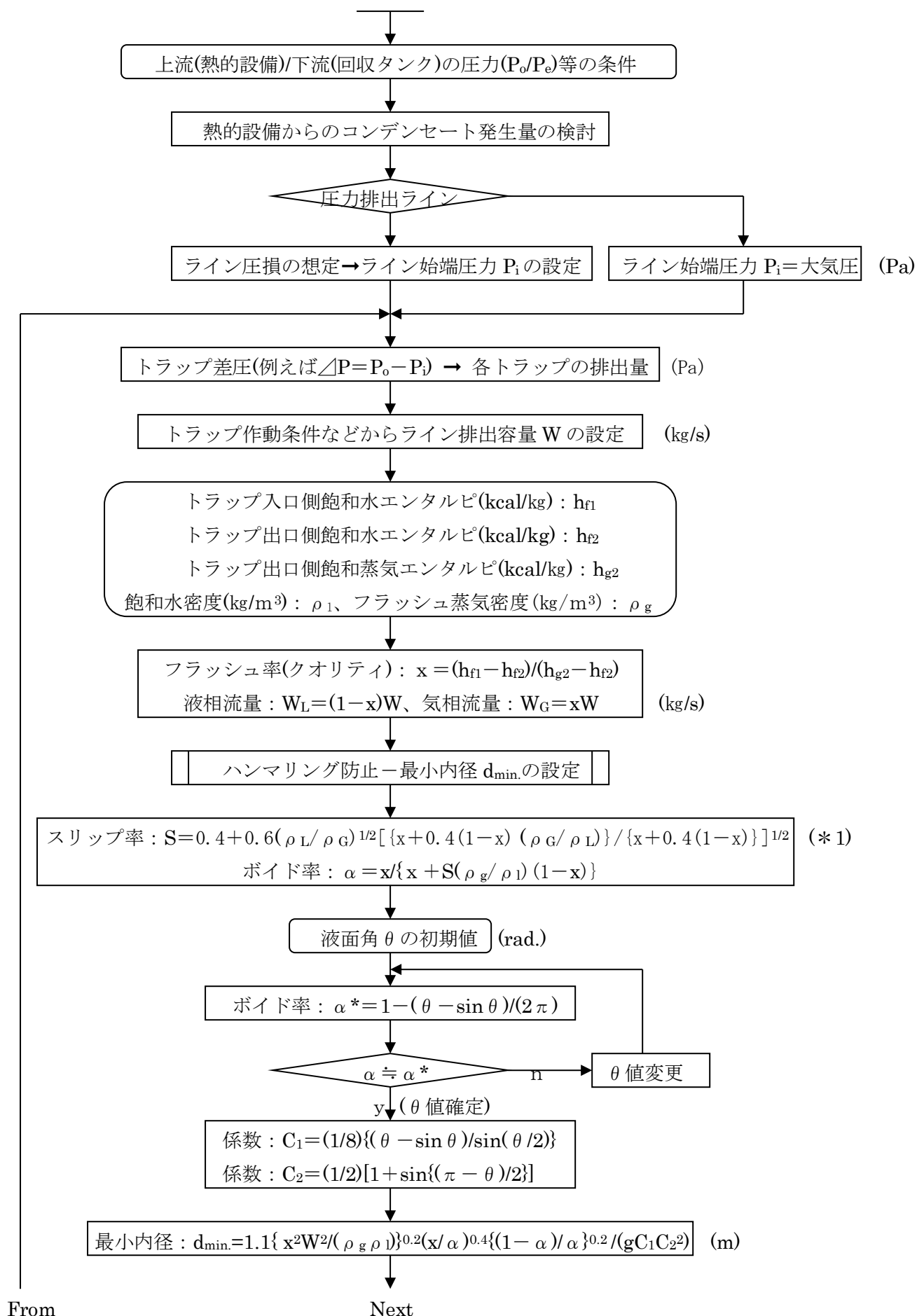
(2) ステップ 5 では気液二相流の圧損計算が主になる。排出ラインは通常保温が割愛され、内外の温度差で凝縮伝熱になるので、本来、凝縮によるクオリティ変化を考慮した圧損計算がフィットする。しかし、ライン長が短い時は変化が少ないので、通常の断熱 2 相流の圧損計算でも大きな逸脱はないと思われる。また、凝縮によってボリュームが減少して実際の圧損は低下するので断熱二相流の圧損計算は、多分に安全側になると思われる。**ただどの程度の逸脱か？は今後の検討課題である**。具体的な圧損計算法としては下記のような **TS** があるので参照されたい。

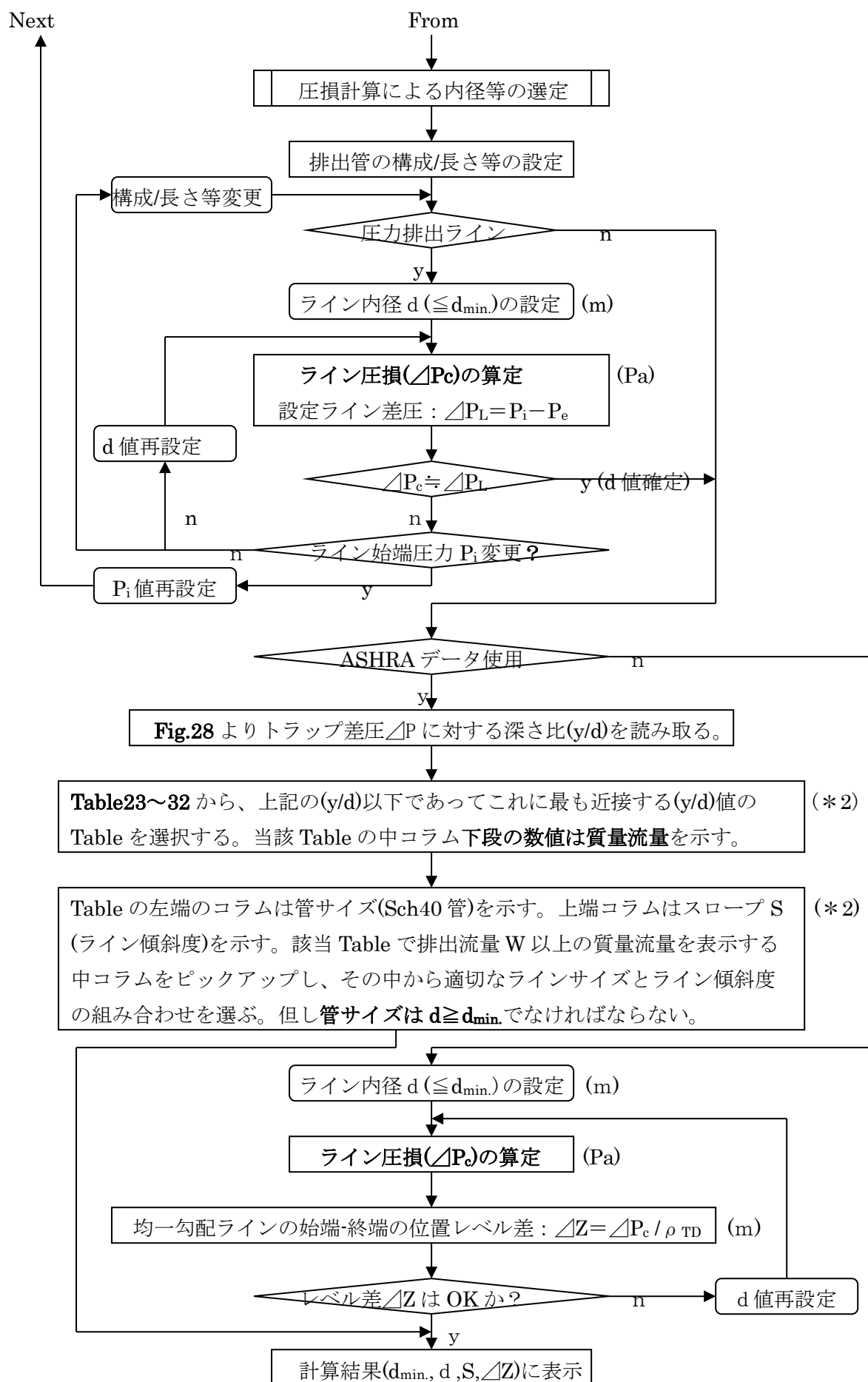
【FE-03-RP-001 等温気液 2 相流の圧損計算】

【FE-03-RP-013 管内凝縮流の摩擦圧損計算】

(3) 重力排出ラインについては、これを自由表面をもった開水路として扱ったデータ<sup>(4)</sup>が **ASHRA**(米国加熱冷凍空調技術協会) から出されている。二相流と開水路流れには、幾つかの致命的な相違があり仮説としては無理があると思われる。ただ実験を基に作成された図表は利用できる所以、**チャート 1** でも代替案として、この開水路近似のデータを利用してライン径/ライン勾配を選ぶ方法を加えた。

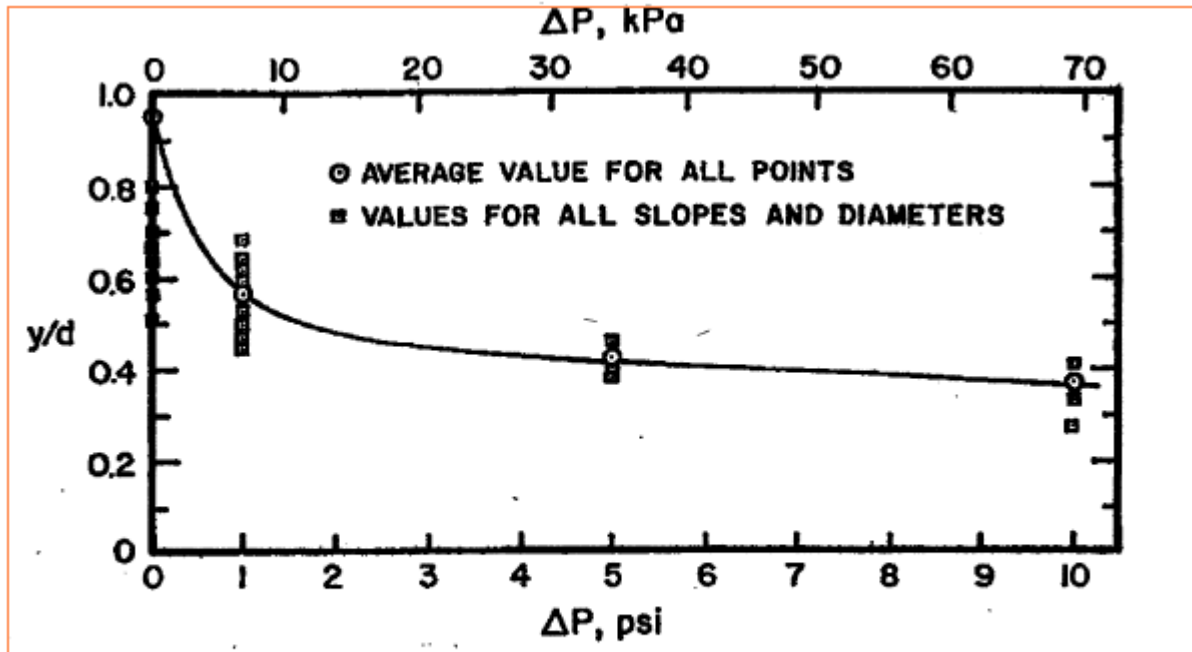
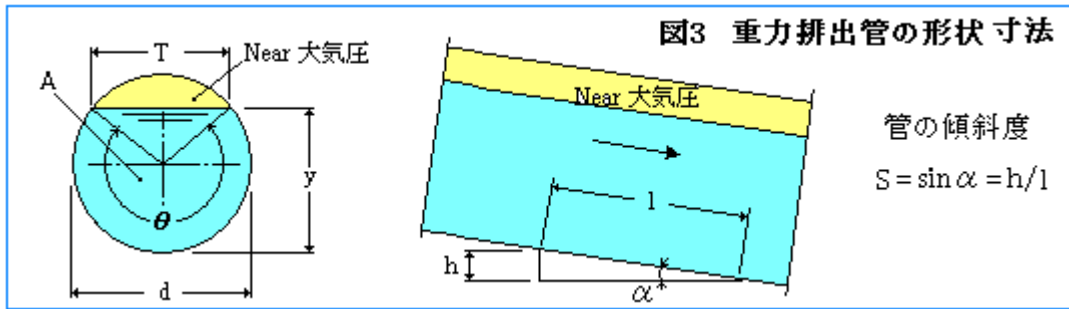
チャート1 圧力排出ラインにサイジング手順





注記 : (\*1) 最も精度が高いとされる Smith の式を使用

(\*2) 面倒になるが、むしろ中間挿入や軽い外挿によって求めるのがよい。



液深さ比(y/d)と蒸気トラップ通過圧損(ΔP)の相関関係(全ての管径・スロープについて)

TABLE 23 Condensate Flowrate (lbm/hr) and y/d critical for Roughness Coefficient of .012 and  $y/d = 0.1$

d (IN) NOMINAL (y/d) crit	SLOPE (IN/10')							
	1/2	1	1½	2	3	4	5	
1/2	4 0.072	6 0.086	7 0.096	8 0.103	10 0.114	12 0.123	13 0.130	
3/4	9 0.074	12 0.088	15 0.098	18 0.105	22 0.117	25 0.126	28 0.133	
1	17 0.076	24 0.090	29 0.100	34 0.108	41 0.120	48 0.128	53 0.136	
1½	44 0.078	62 0.093	76 0.103	87 0.111	107 0.123	123 0.132	138 0.140	
2	103 0.080	145 0.096	178 0.106	205 0.114	251 0.126	290 0.136	324 0.144	
3	294 0.083	416 0.099	509 0.110	588 0.118	720 0.131	832 0.141	930 0.149	
4	607 0.085	859 0.101	1052 0.112	1214 0.121	1487 0.134	1717 0.144	1920 0.153	
5	1109 0.086	1568 0.103	1920 0.114	2217 0.123	2716 0.136	3136 0.147	3506 0.155	
6	1811 0.088	2560 0.105	3136 0.116	3621 0.125	4435 0.139	5121 0.149	5725 0.158	

上段: コンデンサート流量(lbm/hr)      下段:(y/d)の限界値-(y/d)crit.

TABLE 24 Condensate Flowrate (lbm/hr) and  $y/d$  critical for Roughness Coefficient of .012 and  $y/d = 0.2$

d (IN) NOMINAL (y/d) <sub>crit</sub>	SLOPE (IN/10')						
	1/2	1	1½	2	3	4	5
1/2	18 0.150	25 0.179	30 <u>0.199</u>	35 0.214	43 0.237	49 0.255	55 0.270
3/4	37 0.154	52 0.184	64 0.204	74 0.219	91 0.243	105 0.262	117 0.277
1	71 0.157	100 0.188	122 0.208	141 0.224	173 0.248	199 0.267	223 0.283
1½	183 0.162	259 0.193	317 0.214	366 0.231	448 0.256	518 0.275	579 0.291
2	430 0.166	609 <u>0.199</u>	745 0.220	861 0.237	1054 0.263	1217 0.283	1361 0.300
3	1234 0.172	1745 0.205	2137 0.228	2467 0.245	3022 0.272	3489 0.293	3901 0.310
4	2546 0.176	3601 0.210	4411 0.233	5093 0.251	6237 0.278	7202 0.299	8053 0.317
5	4650 0.180	6576 0.214	8054 0.238	9300 0.256	11390 0.284	13152 0.305	14705 0.323
6	7594 <u>0.182</u>	10740 0.218	13154 0.241	15188 0.260	18602 0.288	21480 0.310	24015 0.328

TABLE 25 Condensate Flowrate (lbm/hr) and  $y/d$  critical for Roughness Coefficient of .012 and  $y/d = 0.3$

d (IN) NOMINAL (y/d) <sub>crit</sub>	SLOPE (IN/10')						
	1/2	1	1½	2	3	4	5
1/2	39 0.227	55 0.270	68 <u>0.300</u>	78 0.323	96 0.358	111 0.385	124 0.408
3/4	83 0.232	117 0.277	143 0.307	166 0.331	203 0.367	234 0.395	262 0.418
1	158 0.237	223 0.283	273 0.314	315 0.337	386 0.374	446 0.403	499 0.426
1½	409 0.244	579 0.292	709 0.323	819 0.348	1003 0.386	1158 0.415	1294 0.440
2	962 0.251	1361 <u>0.300</u>	1667 0.332	1925 0.358	2357 0.396	2722 0.427	3043 0.452
3	2759 0.260	3902 0.310	4779 0.344	5518 0.370	6758 0.410	7803 0.441	8724 0.467
4	5694 0.266	8053 0.317	9863 0.352	11389 0.378	13948 0.420	16106 0.452	18007 0.478
5	10399 0.271	14706 0.323	18011 0.358	20797 0.386	25472 0.428	29412 0.460	32884 0.487
6	16983 <u>0.275</u>	24017 0.328	29415 0.364	33965 0.392	41599 0.435	48034 0.468	53704 0.495

TABLE 26 Condensate Flowrate (lbm/hr) and y/d critical for Roughness Coefficient of .012 and  $y/d = 0.4$

d (IN) NOMINAL (y/d) crit	SLOPE (IN/10')						
	1/2	1	1½	2	3	4	5
1/2	67 0.299	95 0.357	117 0.396	135 0.426	165 0.472	190 0.508	213 0.538
3/4	143 0.306	202 0.365	247 0.405	285 0.436	349 0.484	403 0.521	451 0.551
1	271 0.313	384 0.373	470 0.414	543 0.445	665 0.494	768 0.531	858 0.562
1½	704 0.322	996 0.385	1220 0.426	1409 0.459	1725 0.509	1992 0.548	2227 0.580
2	1656 0.331	2342 0.395	2869 0.438	3312 0.472	4057 0.523	4684 0.563	5237 0.596
3	4748 0.342	6714 0.409	8223 0.453	9495 0.488	11629 0.541	13428 0.582	15013 0.616
4	9799 0.350	13858 0.418	16972 0.464	19598 0.499	24003 0.554	27716 0.560	30987 0.631
5	17894 0.357	25306 0.426	30994 0.473	35788 0.509	43832 0.564	50613 0.607	56587 0.643
6	29224 0.363	41329 0.433	50617 0.480	58447 0.517	71583 0.573	82657 0.617	92414 0.653

TABLE 27 Condensate Flowrate (lbm/hr) and y/d critical for Roughness Coefficient of .012 and  $y/d = 0.5$

d (IN) NOMINAL (y/d) crit	SLOPE (IN/10')						
	1/2	1	1½	2	3	4	5
1/2	100 0.366	141 0.436	173 0.484	200 0.521	245 0.578	283 0.622	316 0.656
3/4	212 0.375	299 0.447	366 0.496	423 0.533	518 0.592	598 0.637	669 0.674
1	403 0.382	569 0.456	697 0.506	805 0.544	986 0.604	1139 0.650	1273 0.688
1½	1045 0.394	1478 0.470	1810 0.522	2090 0.561	2560 0.622	2956 0.670	3305 0.709
2	2457 0.405	3475 0.483	4256 0.536	4915 0.577	6019 0.640	6950 0.688	7771 0.729
3	7044 0.419	9962 0.500	12201 0.554	14088 0.560	17255 0.662	19924 0.712	22276 0.754
4	14539 0.429	20562 0.512	25183 0.567	29079 0.610	35614 0.677	41123 0.729	45977 0.771
5	26551 0.437	37548 0.521	45987 0.578	53101 0.622	65035 0.690	75096 0.743	83960 0.786
6	43361 0.444	61321 0.530	75103 0.587	86722 0.632	106212 0.701	122643 0.754	137119 0.799



TABLE 28 Condensate Flowrate (lbm/hr) and  $y/d$  critical for Roughness Coefficient of .012 and  $y/d = 0.6$

d (IN) NOMINAL (y/d) crit	SLOPE (IN/10')						
	1/2	1	1½	2	3	4	5
1/2	134 0.425	190 0.507	233 0.563	269 0.606	329 0.672	380 0.723	425 0.765
3/4	284 0.435	402 0.520	492 0.576	568 0.620	696 0.688	804 0.740	899 0.784
1	541 0.444	765 0.530	937 0.588	1082 0.633	1325 0.702	1530 0.756	1711 0.800
1½	1404 0.458	1986 0.547	2432 0.606	2808 0.653	3439 0.724	3972 0.779	4440 0.825
2	3302 0.471	4669 0.562	5719 0.623	6604 0.671	8088 0.744	9339 0.800	10441 0.844
3	9465 0.487	13386 0.581	16394 0.644	18930 0.694	23185 0.769	26771 0.828	29931 0.867
4	19536 0.498	27628 0.595	33838 0.660	39072 0.710	47854 0.787	55257 0.844	61779 0.881
5	35675 0.508	50453 0.606	61792 0.672	71351 0.724	87386 0.802	100905 0.857	112815 0.893
6	58263 0.516	82396 0.616	100914 0.683	116526 0.735	142714 0.815	164792 0.867	184243 0.902

TABLE 29 Condensate Flowrate (lbm/hr) and  $y/d$  critical for Roughness Coefficient of .012 and  $y/d = 0.7$

d (IN) NOMINAL (y/d) crit	SLOPE (IN/10')						
	1/2	1	1½	2	3	4	5
1/2	167 0.476	237 0.568	290 0.630	335 0.678	410 0.751	473 0.809	529 0.851
3/4	354 0.487	501 0.581	613 0.645	708 0.694	868 0.770	1002 0.828	1120 0.867
1	674 0.497	954 0.594	1168 0.658	1349 0.708	1652 0.786	1907 0.843	2132 0.880
1½	1750 0.513	2475 0.612	3031 0.679	3500 0.730	4286 0.810	4949 0.863	5534 0.898
2	4115 0.527	5819 0.629	7127 0.697	8229 0.750	10079 0.832	11638 0.881	13012 0.913
3	11795 0.545	16681 0.650	20430 0.721	23590 0.776	28892 0.855	33362 0.901	37300 0.923
4	24346 0.558	34430 0.666	42168 0.738	48691 0.794	59634 0.870	68860 0.913	76988 0.940
5	44458 0.568	62873 0.678	77004 0.752	88916 0.810	108899 0.882	125746 0.923	140589 0.948
6	72606 0.577	102681 0.689	125757 0.764	145212 0.822	177848 0.892	205361 0.930	229601 0.953

TABLE 30 Condensate Flowrate (lbm/hr) and  $y/d$  critical for Roughness Coefficient of .012 and  $y/d = 0.8$

d (IN) NOMINAL (y/d) crit	SLOPE (IN/10')						
	1/2	1	1½	2	3	4	5
1/2	195 0.515	276 0.614	338 0.681	391 0.733	478 0.813	552 0.866	618 0.901
3/4	414 0.527	585 0.629	716 0.698	827 0.751	1013 0.832	1170 0.881	1308 0.914
1	787 0.538	1113 0.642	1363 0.712	1574 0.767	1928 0.847	2226 0.893	2489 0.924
1½	2043 0.555	2889 0.662	3538 0.734	4086 0.790	5004 0.867	5778 0.911	6460 0.938
2	4804 0.570	6794 0.680	8320 0.755	9608 0.812	11767 0.884	13587 0.924	15191 0.949
3	13771 0.590	19475 0.704	23852 0.780	27541 0.838	33731 0.904	38950 0.940	43547 0.960
4	28423 0.603	40196 0.720	49230 0.799	56846 0.854	69622 0.916	80393 0.949	89882 0.966
5	51904 0.615	73404 0.734	89901 0.814	103808 0.867	127139 0.926	146807 0.955	164135 0.970
6	84767 0.625	119878 0.746	146820 0.827	169533 0.877	207635 0.933	239756 0.960	268056 0.973

TABLE 31 Condensate Flowrate (lbm/hr) and  $y/d$  critical for Roughness Coefficient of .012 and  $y/d = 0.9$

d (IN) NOMINAL (y/d) crit	SLOPE (IN/10')						
	1/2	1	1½	2	3	4	5
1/2	213 0.538	301 0.642	369 0.712	426 0.766	522 0.846	602 0.893	674 0.924
3/4	451 0.551	638 0.658	781 0.729	902 0.785	1104 0.862	1275 0.907	1426 0.935
1	858 0.562	1214 0.671	1487 0.744	1717 0.801	2102 0.876	2428 0.918	2714 0.944
1½	2228 0.580	3150 0.692	3858 0.767	4455 0.826	5456 0.894	6300 0.932	7044 0.955
2	5238 0.596	7407 0.711	9072 0.789	10476 0.846	12830 0.909	14815 0.944	16564 0.963
3	15015 0.616	21235 0.735	26007 0.816	30030 0.868	36779 0.927	42469 0.956	47482 0.971
4	30992 0.631	43829 0.753	53679 0.834	61983 0.882	75914 0.937	87658 0.963	98004 0.975
5	56594 0.643	80037 0.767	98024 0.847	113189 0.894	138627 0.945	160073 0.968	178967 0.978
6	92427 0.653	130711 0.779	160087 0.858	184853 0.903	226398 0.951	261422 0.971	292278 0.980

TABLE 32 Condensate Flowrate (lbm/hr) and y/d critical for Roughness Coefficient of .012 and  $y/d = 1.0$

SLOPE (IN/10')	1/2	1	1½	2	3	4	5
d (IN) NOMINAL (y/d) crit							
1/2	200 0.521	283 0.622	346 0.689	400 0.742	490 0.823	565 0.873	632 0.907
3/4	423 0.533	598 0.637	733 0.706	846 0.760	1036 0.841	1197 0.888	1338 0.920
1	805 0.545	1139 0.650	1395 0.721	1611 0.776	1973 0.855	2278 0.900	2547 0.930
1½	2090 0.561	2956 0.670	3621 0.743	4181 0.800	5120 0.874	5913 0.917	6611 0.943
2	4915 0.577	6952 0.688	8514 0.764	9831 0.822	12040 0.891	13903 0.930	15544 0.953
3	14091 0.597	19928 0.712	24406 0.790	28182 0.846	34516 0.910	39855 0.944	44560 0.963
4	29084 0.611	41131 0.729	50375 0.808	58168 0.862	71241 0.922	82262 0.953	91972 0.969
5	53111 0.622	75110 0.743	91991 0.824	106222 0.874	130095 0.931	150221 0.959	167952 0.973
6	86738 0.632	122666 0.754	150234 0.836	173476 0.884	212463 0.938	245332 0.963	274289 0.976

### 3. 例題

下記仕様の蒸気トラップが 20 個ある。集合排出ラインの最小内径を選定せよ。

1 次側圧力 10barg 2 次側圧力 0.5barg / 排出量 100 kg/hr

\*\*\*\*\*

蒸気表より  $h_{f1} = 781$  kJ/kg、 $h_{f2} = 467$ kJ/kg、 $h_{g2} = 2693$ kJ/kg であるから、

フラッシュ率(2次側クオリティ) :  $x = (h_{f1} - h_{f2}) / (h_{g2} - h_{f2}) = (781 - 467) / (2693 - 467) = 0.1411$

2 次側の流体密度は蒸気表より、 $\rho_l = 1000$  kg/m<sup>3</sup>、 $\rho_g = 0.863$  kg/m<sup>3</sup>

ライン排出量  $W$  は、 $W = 20 \times 100 = 2000$  kg/hr = 0.5556 kg/s

まず、TLV の推奨基準の場合。

$$R_v = \{v_f^2(C_T - S_T) + v_g^2 S_T\} / (v_f C_T) = \{(1-x)W / \rho_l^2 + xW / \rho_g^2\} / (W / \rho_l)$$

$$= \{(1-0.1411) \times 0.5556 / 1000^2 + 0.1411 \times 0.5556 / 0.863^2\} / (0.5556 / 1000) = 189.5$$

$R_v > 0.24$  であるから、許容蒸気流速  $V_a$  は 25m/s になる。従って、管の最小内径  $d_{min}$  は、

$$d_{min} = 1.128 \{xW / (\rho_g V_a)\}^{0.5} = 1.128 \{0.1411 \times 0.5556 / (0.863 \times 25)\}^{0.5} = \mathbf{0.068m}$$

次に Taitel-Duckler の遷移条件の場合。

$$\text{スリップ率 } S = 0.4 + 0.6(\rho_L / \rho_G)^{1/2} [ \{x + 0.4(1-x)(\rho_G / \rho_L)\} / \{x + 0.4(1-x)\} ]^{1/2}$$

$$= 0.4 + 0.6(1000 / 0.863)^{1/2} [ \{0.1411 + 0.4(1-0.1411)(0.863 / 1000)\} / \{0.1411 + 0.4(1-0.1411)\} ]^{1/2} = 0.4 + 20.4x(0.1414 / 0.48466)^{0.5} = 11.4$$

$$\text{ボイド率 : } \alpha = x / \{x + S(\rho_g / \rho_l)(1-x)\} = 0.1411 / \{0.1411 + 11.4x(0.863 / 1000)(1-0.1411)\}$$

$$= 0.1411 / 0.1495 = 0.9435$$

液面角  $\theta = 1.32$ rad. とすれば  $\alpha^* = 1 - (\theta - \sin \theta) / (2\pi) = 0.9440 \rightarrow$  ほぼ  $\alpha$  に同じ。

$$\text{係数 : } C_1 = (1/8) \{(\theta - \sin \theta) / \sin(\theta/2)\} = (1/8) \{(1.32 - \sin 1.32) / \sin(0.66)\} = 0.07163$$

$$\text{係数 : } C_2 = (1/2) [1 - \sin\{(\pi - \theta)/2\}] = (1/2) [1 - \sin\{(\pi - 1.32)/2\}] = 0.895$$

従って、最小内径は

$$\begin{aligned} d_{\min.} &= 1.1 \{ x^2 W^2 / (\rho_g \rho_l) \}^{0.2} (x / \alpha)^{0.4} \{ (1 - \alpha) / \alpha \}^{0.2} / (g C_1 C_2^2) \\ &= 1.1 x \{ 0.1411^2 x 0.5556^2 / (0.863 x 1000) \}^{0.2} x (0.1411 / 0.9435)^{0.4} \{ (1 - 0.9435) / 0.9435 \}^{0.2} \\ &\quad / (9.807 x 0.07163 x 0.895^2) \\ &= 0.02736 / 0.5627 = \mathbf{0.049m} \end{aligned}$$

次に Weisman らの遷移条件。

$$\begin{aligned} d_{\min.} &= 1.678 \{ (1 - x) W / \rho_l \}^{0.44} \{ \rho_g / (x W) \}^{0.04} \\ &= 1.678 x \{ (1 - 0.1411) x 0.5556 / 1000 \}^{0.44} \{ 0.863 / (0.1411 x 0.5556) \}^{0.04} \\ &= 1.678 x 0.03456 x 1.1 = \mathbf{0.064m} \end{aligned}$$

以上より、TLV→0.068m、Taitel-Duckler→0.049m、Weisman ら→0.064m

TLV と Weisman の結果はほぼ同じだが、Taitel-Duckler は小さい即ち 1 サイズダウンになる。

[ 今後、全域にわたって比較して傾向をみる必要がある。 ]

### 【 補足説明－ASHRA の重力排出ラインのサイジング 】

- (1) コンデンセート排出ラインには、一般傾向としてハンマリングが頻発する。この原因は、排出ライントラップ個々の作動遅れや断熱不十分によって放熱が著しく、軽微なサブクール状態が常在して蒸気が凝縮し易くなっているためと思われる。この状態では図 2 のように液スラグが成長して互いに押し合うと、あるいは液スラグによって蒸気スラグが曲がり部分等の管壁に押しつけられると、蒸気が瞬時に凝縮して、液スラグ同士が激しく衝突し、あるいは液スラグが激しく管壁に衝突すると思われる。

これを緩和するには、管の曲率を大きくしたり、ストレートなティ結合を Y 結合に変えたり、断熱を(遮音もかねて)強化するなどの措置が考えられるが、抜本的には、液相のスラグ化(いわゆるスラギング)防止ということになる。

スラギング防止策としては、管径を小さくして環状噴霧流にするのが一般的と思われるが、必然流速がアップして、圧損/騒音も著しくなると思われる。そのため、むしろ管径を大きくして層状流あるいは軽微な波状流にする方法が採られることが多いと思う。

- (2) しかし管サイズのアップは、コストアップを招く。むしろ、ハンマリング発生を黙認して、コストを下げたいという考えは必然的に存在する。特に設備業者にすれば然りではないかと思う(ラギングをすればいいではないか！)。

ASHRA は蒸気コンデンセート回収システムに関して次のようなレポートを出している。

ASHRA RP-167 “ Pipe sizing of steam condensate system ” (March 3, 1980)

このレポートでは、重力排出ラインを開水路流れに近似し、コンデンセート排出量と管路形状の相関から開水路の限界流れを下限界としたサイジング用の Table が作成されている。

気液二相流を開水路流れで扱うことにはもちろん疑問が多い。しかし管径はダウン傾向になる。以下、ハンマリングの発生を無視した ASHRA の考えを紹介する。

(3) ASHRA・RP167に基づく重力排出ラインのサイジング(管径/傾斜度の選定)手順をチャート S1 に示す。このチャートは下記のステップから構成される。

ステップ 1： 排出ライン入口の条件即ち排出流量/トラップ差圧などを設定する。

ステップ 2： Fig.28 から液深さ比(y/d)を求める。

ステップ 3： 当該排出流量における限界液深さ比 $(y/d)_{crit}$ を求め、ステップ 2 で得られた(y/d)と比較し、 $(y/d) < (y/d)_{crit}$ であれば安定した流れ(等流)として、次のステップへ進む。  
 $(y/d) > (y/d)_{crit}$ であれば、内径を大きくして $(y/d)_{crit}$ が(y/d)を下回るまで繰り返す。

ステップ 4： (y/d)から液面角 $\theta$ を求め、 $\theta$ , d, Q から、Manning 公式を用いて傾斜度 S を求める。  
もし傾斜度が不適切であれば、内径 d をリセットして調整する。

(4) RP167 は多分、チャート S1 と同じような方法で、サイジング用の Table(Table23~32)を作成している。この Table の使用法は以下の通りである。

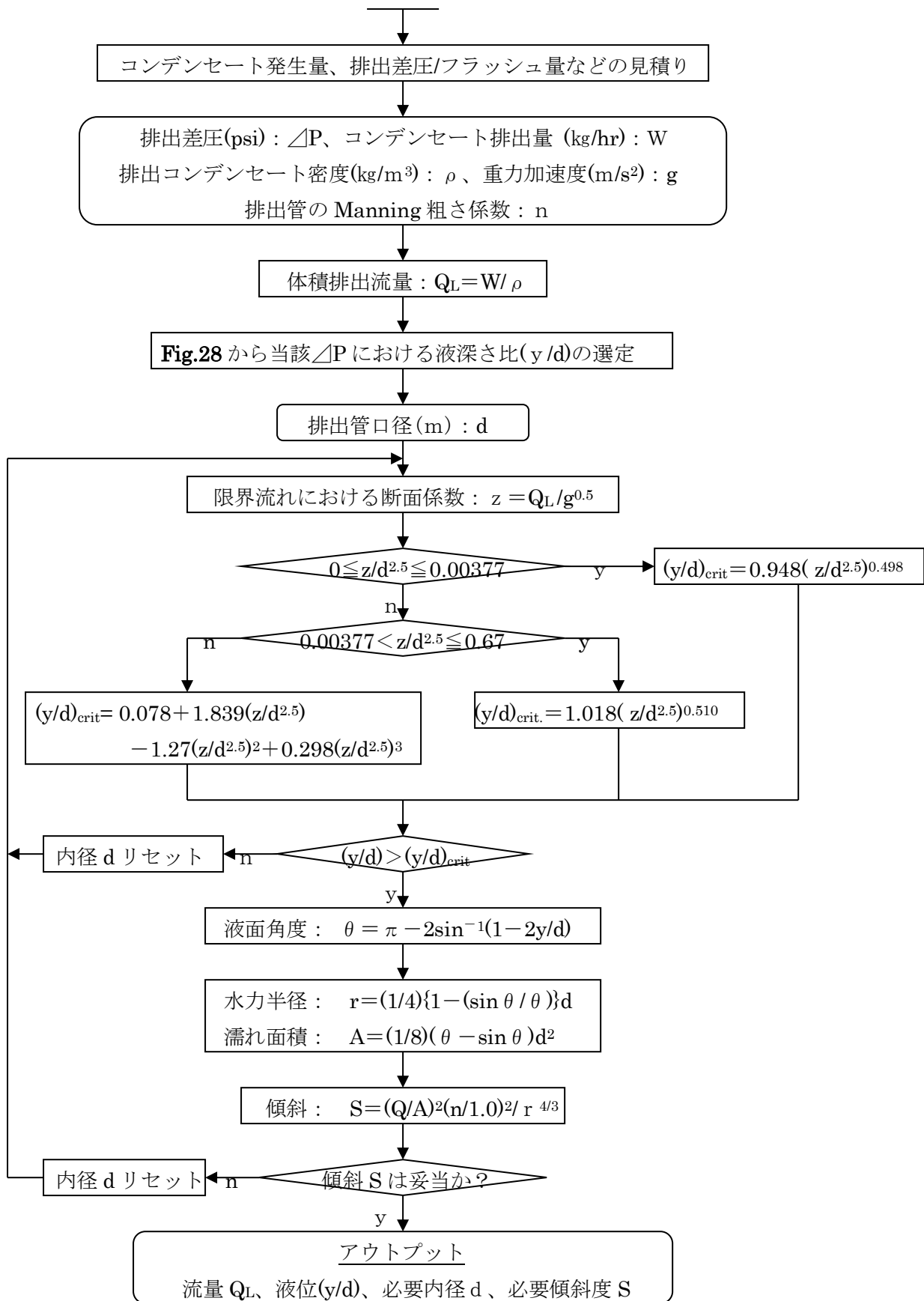
(i) Fig.28 を用いて、トラップ差圧 $\Delta P$ に対する[y/d]値を求め、これより低くてこれに近い[y/d] (=0.1,0.2,0.3,0.4,0.5,0.6,0.7,0.8,0.9 or 1.0) の Table を選ぶ。

(ii) Table のコラムの上段は流量(lbm/hr)、下段は(y/d)の下限界値 [(y/d)<sub>crit</sub>]である。安定流れは $(y/d) > (y/d)_{crit}$ のときに得られるので、下段の(y/d)<sub>crit</sub>が選択した(y/d)を下回るようなコラム域の中から、排出流量より高くより近い流量が記されたコラムを選ぶ。そして、そのコラムをアドレス先とする左端コラムから管呼び径を、同じく上端コラムから傾斜度を読み取る。

なお、Table23~32 を使用する上で、下記の点に留意のこと。

- 総じてフラッシュ率は極く小さく設定されているのでフラッシュ蒸気分は無視されていると推測される。故に、Table で示される排出流量は実際の排出流量より多少低めになっていると思われる(安全側と思う)。
- 対象となる排出管は ANSI・Sch40 パイプであるから、異なる管種を用いるときは内径がマッチするようにサイズを調整する。
- この Table の中コラム上段の表示流量は Manning の粗さ係数 n を 0.012 に採って計算されている。従って n が 0.012 から大きくずれるときは誤差が大きいので、チャート S1 の使用が望ましい。

チャート S1 重力排出ラインのサイジング



(3) RP167の方法は、開水路流れのサイジング方法をベースにしておりその意味では参考になる。以下 RP167の議論/考えの概要を示しておく。

開水路の基本的な形状ファクタは次の通り。図3を参照のこと。

$$\text{濡れ面積：} \quad A = (1/8)(\theta - \sin \theta) d_0^2$$

$$\text{自由表面長さ：} \quad T = d_0 \sin(\theta/2) = 2\{y(d_0 - y)\}^{0.5}$$

$$\text{濡れ縁長さ：} \quad P = (1/2) \theta d_0$$

$$\text{水力半径：} \quad r = A/P = (1/4)\{1 - (\sin \theta / \theta)\} d_0$$

$$\text{水力深さ：} \quad D = A/T = (1/8)\{(\theta - \sin \theta) / \sin(\theta/2)\} d_0$$

$$\text{断面係数：} \quad z = AD^{0.5} = 2^{0.5} d_0^{2.5} (\theta - \sin \theta)^{1.5} / [32\{\sin(\theta/2)\}^{0.5}]$$

$$\text{平均流速：} \quad U = (1/n) r^{2/3} S^{1/2} \quad (\text{Manning 式}) \quad \text{-----}(oc1)$$

ここで、 $d_0$ =排出管内径(m)、 $n$ =粗さ係数(-)、 $\theta$ =液面角度(rad.)、 $S$ =傾斜度(= $\sin \alpha$ )、 $\alpha$ =水路の水平から傾き角(rad.)

開水路の流れには等流と不等流がある。等流の場合、

(1)深さ  $y$ 、濡れ面積  $A$ 、平均流速  $U$ 、排出量  $Q$  は各断面で一定

(2)エネルギーライン、水表面、水路底は平行

になる。しかし深さがある限界を下回ると、流れが不安定になり不等流になる。通念ではこの状態は好ましいものではない(RP167も然り)。等流から不等流への遷移状態の流れを限界流という。限界流の基準は以下のように導かれる。

スロープが余り大きくない開水路の比エネルギー式は、

$$E = y + V^2/(2g) = y + Q^2/(2gA^2)$$

この式を深さについて微分すると、

$$dE/dy = 1 - \{Q^2/(2gA^3)\}(dA/dy) = 1 - V^2/(gA)(dA/dy)$$

$y$ が表面付近では微少面積  $dA$  は  $Tdy$  に等しいので  $dA/dy = T$  になる。また  $D = A/T$  であるから、

$$dE/dy = 1 - V^2T/(gA) = 1 - V^2/(gD)$$

$dE/dy = 0$  のとき、比エネルギー  $E$  は最小であるから、

$$V^2/(2g) = D/2$$

限界流は、与えられた流量で比エネルギーが最小のときに生じる。従って、この式は限界流の発生基準を与えることになる。更にこの式を変形すると、

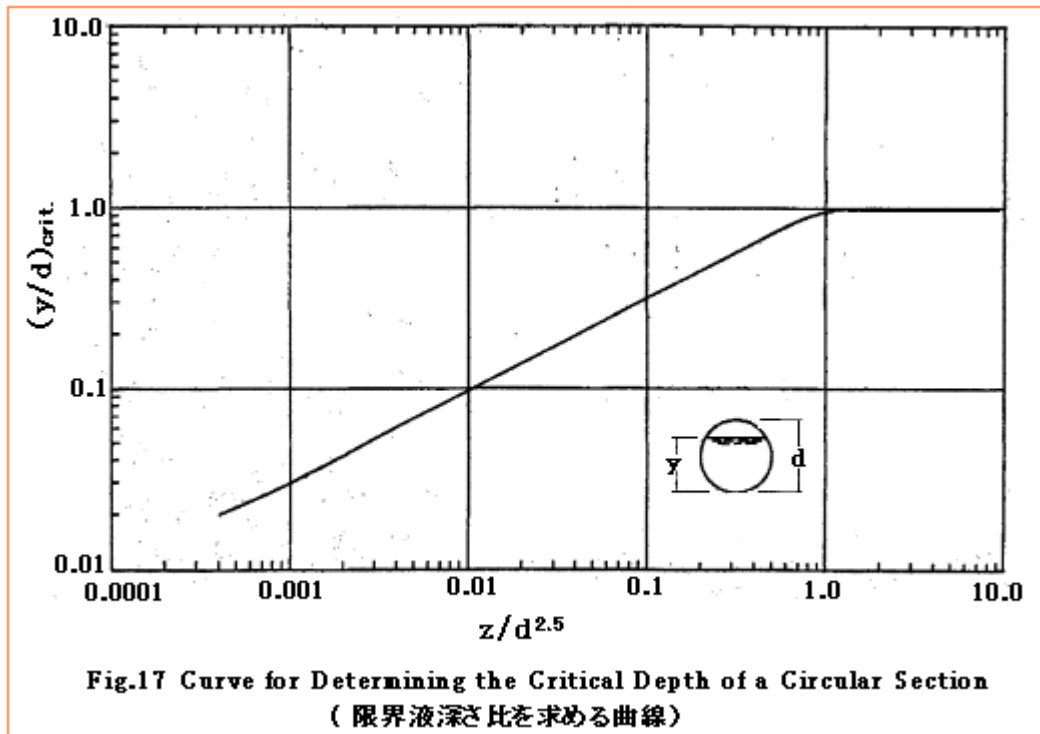
$$\boxed{V/(gD)^{0.5} = 1 \rightarrow F_r = 1} \quad \text{-----}(oc2)$$

ここで  $V/(gD)^{0.5}$  はフルード数  $F_r$  である。フルード数が 1 のとき限界流が発生する。この式に  $V = Q/A$  を代入して変形すると、 $Q/g^{0.5} = AD^{0.5}$  になる。ここで  $AD^{0.5} = Z$  なので、

$$\text{限界流を生じる断面係数：} \quad z = Q/g^{0.5} \quad \text{-----}(oc3)$$

断面係数  $z$  は液面角  $\theta$  の関数であるから  $z$  は液深さ比  $[y/d]$  の関数でもある。逆に限界断面係数  $z$  から得られる  $[y/d]$  は、限界流における液深さ比 即ち限界深さ比  $[y/d]_{crit.}$  になる。この相関関係は結構複雑になるのでグラフ化すると Fig.17 のようになる。そしてこのグラフで表わされる相関曲線は次のような比較的シンプルな近似式で表わすことができる。

$$\begin{aligned} 0 \leq z/d^{2.5} \leq 0.00377 : & \quad (y/d)_{crit.} = 0.948 (z/d^{2.5})^{0.498} \\ 0.00377 < z/d^{2.5} \leq 0.67 : & \quad (y/d)_{crit.} = 1.018 (z/d^{2.5})^{0.510} \\ 0.67 < z/d^{2.5} < \infty : & \quad (y/d)_{crit.} = 0.078 + 1.839(z/d^{2.5}) - 1.27(z/d^{2.5})^2 + 0.298(z/d^{2.5})^3 \end{aligned} \quad \text{---(oc4)}$$



以上の(oc3)(oc4)を用いれば、ある排出流量に対する限界液深さ比  $[y/d]_{crit.}$  がわかるので、実際の液深さ比  $[y/d]$  をチェックしそれが限界深さを上回るのであれば、その流れは等流になり受容できる。逆に下回るのであれば、不等流になるので受容できない。この場合、どうするか？

$[y/d]_{crit.}$  は  $z(Q)$ ,  $d$  の関数であるから、もし不都合であれば内径  $d$  を変更すればよい。 $d$  をアップすれば、 $[y/d]_{crit.}$  はダウンする。然るに  $d$  をアップすれば、 $[y/d]$  もダウンする可能性があり更には傾斜度  $S$  の変更も必要になり、ややこしくなる。ところが RP167 の実験結果では、実際の液深さ比  $[y/d]$  は内径  $d$  あるいは傾斜度  $S$  の影響を余り受けることなく、ほぼ一意的にトラップ差圧によって決まることがわかった。

これは排出管のサイジングにとって大変、好都合である。即ち 等流の成立条件  $[y/d] > [y/d]_{crit.}$  から内径  $d$  を決め、流量  $Q$  を満足するように傾斜度  $S$  を決めればよい。

[ 何故、液深さ  $[y/d]$  がトラップ差圧で決まるのか？ RP167 ではストレートには説明されていないが



これはトラップ差圧によって、フラッシュ率(排出側クオリティ  $x$ )が決まるためだと思う。即ちボイド率は、 $\alpha = x / \{x + S(\rho_G / \rho_L)(1-x)\}$ で定義されるが、スリップ率  $S$  は、例えば Smith 式では次式で表わされ、 $(\rho_G / \rho_L)$ 一定であって  $x$ が決まっているので、スリップ率  $S$  は Fix される。

$$S = 0.4 + 0.6(\rho_L / \rho_G)^{1/2} [\{x + 0.4(1-x)(\rho_G / \rho_L)\} / \{x + 0.4(1-x)\}]^{1/2}$$

従って、この  $S$  と  $(\rho_G / \rho_L)$ ,  $x$  に由るボイド率  $\alpha$  もまた Fix される。即ちボイド率に依存する液深さ  $y$  は、 $d$  や  $S$  に係わりなくトラップ差圧(フラッシュ率)によって決まる。]

RP167 のサイジングについての議論はだいたい以上のようなものである。この議論において、次の2つの疑問が残ると思う。

- ① 何故、不等流ではなく等流でなければならないか？
- ② 気液2相流を開水路流れて近似化できるのか？

①について。排出ラインは総じて緩やかな傾斜管であるため、流れるには比較的穏便であるので浅い不等流でも構わないと思われる。ただ、きつい曲がり部や合流部があれば、流れが不定になり間欠的なサージがおきるのかも知れない。しかしそれが致命的になるとも思えない。むしろこれは無用に大きな排出管を選ばないための規約として理解できると思う。

②について。開水路に近いフローパターンは分離流(層状流,波状流)である。0.2m/s以下の遅い液相見掛け流速、15m/s以下の遅い気相見掛け流速であれば、分離流になる可能性がある。緩やかな傾斜管の重力流れではコンデンセート流速はさほど高くないので、トラップ差圧が小さくて、フラッシュ率が高くない限りでは、分離流かこれに近い状態が期待できる。実際、Fig.28では差圧は10psi(0.7 kg/cm<sup>2</sup>)までになっている(ただ、本文では~0.1MPaまで外挿できるとした)。

RP167の実験で、計測された排出管断面の温度計測結果を下図に示す。

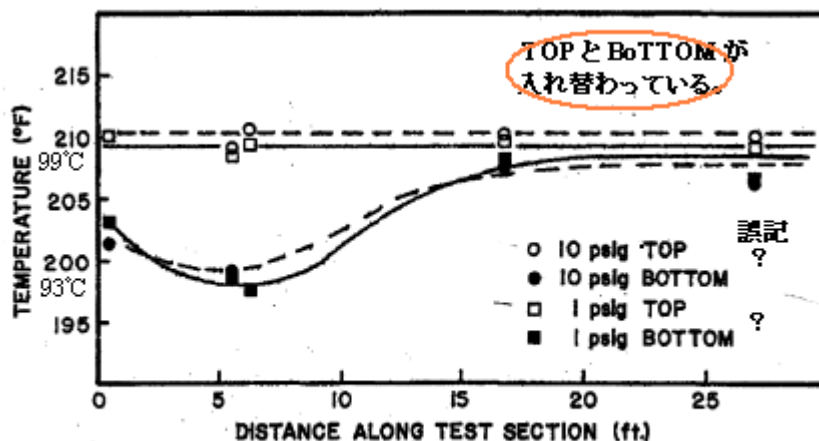


Figure 24. Temperature Profile Along Test Section for Tests III-27 and III-25 - 1/4" Pipe (38.1 mm)

排出始めは、管底でほぼ 100°C、管頂でほぼ 90°C ぐらいである。これは管底が液相、管頂が気相になっている、即ち分離流になっているためである(伝熱に違いがあり)。然るに下流になるにつれ管頂の温度が上がってくる。この理由として、[保温がないので凝縮して液位が上がった]、あるいは[フローパターンが環状噴霧流あるいはプラグ/スラグ流に遷移した]と考えられる。

このような排出始端の分離流から下流の非分離流への推移はごく頻繁に起きているような気が

する。しかしサイジングにおいて、分離流であるか、非分離流であるかは、それほど致命的な問題ではないと思う。非分離流であろうがなかろうが、これを分離流即ち自由表面を有する流れと見なして相応のスロープ(重力)を与えればいい。完全に保温されていないなら、凝縮が進み、流体抵抗は低下して流れはスムーズに保たれるだろう。

総括として、**RP167**の重力排出流れのサイジング方法は、決して理論に即したものではないが、エンジニアリング的には十分成立するのではないかと思う。但しハンマリングは排除されない。

引用文献)

- (1) TLV 社技術資料—Condensate Management Principles
- (2) 「Initiation of Waterhammer in Horizontal and Mearly Horizontal Pipes Containing Steam and Subcooled Water」 by R. W. Bjorge, P. Griffith  
Trans. ASME ( J of Heat Transfer ) Vol.106 Nov. 1984
- (3) HTFS TM15 “ Transition from stratified and wavy flow to intermittant flow in horizontal two-phase flow in a tube ”
- (4) ASHRA RP-167 “ Pipe sizing of steam condensate system” (March 3, 1980)