

CHƯƠNG 6
CUNG CẤP NƯỚC
(The Water Supply)

MỤC LỤC

Mục tiêu	81
Phần 1 – Thủy lực cơ bản cho PCCC	82
- Áp suất do độ cao (Elevation Pressure)	82
Phần 2 – Độ mất ma sát (Friction Loss)	85
Phần 3 – Nước xả từ vòi phun (Discharge of Water from Nozzles)	93
- Đầu Vòi phun (Nozzles)	93
- Ống Pitot và Áp kế (The Pitot and Gauge)	94
Phần 4 – Thử nguồn cấp nước (Testing of Water Supply)	97
- Tổng quát	97
- Thiết bị cần thiết để thử	97
Bài tập kiểm tra	116
Phần 5 – Đầu nối bơm PCCC	120
Phần 6 – Tải nước yêu cầu cho hệ thống Pipe Schedule	123
(Water Demand of Pipe Schedule Systems)	
Phần 7 – Tóm lược các công thức dùng trong thủy lực	128
(Summary of Formulae Used in Hydraulics)	

CHƯƠNG 6

NGUỒN CUNG CẤP NƯỚC

(The Water Supply)

Cấp nước là một trong các phần quan trọng nhất trong hệ thống phun nước. Không có nước cung cấp thì hệ thống sẽ không thể hoạt động được. Còn nếu nước cung cấp mà không thích đáng và tin cậy được, thì sẽ không làm việc đủ tốt để khống chế và dập tắt được gì cả, ngoại trừ các đám cháy nhỏ.

Chương này, sẽ bàn về thủy lực cơ bản cần thiết để hiểu cung cấp nước, yêu cầu với cung cấp (demand versus supply, các phương tiện dụng cụ cung cấp nước qua đầu nối bơm, và các phương pháp thử nghiệm về cấp nước của thành phố, để xác định thích hợp thế nào cho hệ thống tiến hành.

MUC TIÊU : Cuối chương này, ta sẽ nắm được :

- Thủy lực cơ bản, áp suất, lưu lượng, độ mất ma sát, ảnh hưởng của độ cao
- Các phương pháp để thử nước cung cấp.
- Phân tích biểu đồ kết quả từ thử nước
- Cách xếp đặt đầu nối bơm của PCCC.
- Phương pháp tính cung cấp và tải yêu cầu cho một hệ thống schedule và hose streams.

PHẦN 1
THUYẾT CƠ BẢN
CHO HỆ THỐNG CHỮA CHÁY
(Basic Hydraulics for Fire Systems)

Phần này bàn về các đặc tính của nước khi chảy qua ống, hay khi chứa trong thùng.

Áp suất và lưu lượng của nước liên hệ với ba yếu tố là :

- Độ cao (elevation)
- Ma sát (friction)
- Nước xả từ vòi phun (discharge)

Các yếu tố này gộp lại làm tăng hay giảm hiệu quả từ một hệ thống phun. Ta sẽ bàn từng phần sau .

Áp suất từ độ cao (Elevation Pressure)

Áp suất đứng yên trong thùng chứa, trong hồ, hay ống tạo một áp lực lên thành của thùng chứa bởi trọng lượng của nó. Áp suất này được tác dụng lên tất cả các mặt của thùng chứa tiếp xúc với nước đứng yên.

Tại mặt nước, không có áp suất nào tác dụng. Ở chiều sâu nào đó, áp suất là

$$P_E = H_t \times 0,433$$

H_t : độ cao hay độ sâu của nước (ft)

P_E : áp suất ở độ sâu đó (psi)

Ví dụ : 1) Áp suất tác dụng tại đáy thùng nước khi độ sâu là 20ft

$$20' \times 0,433 = 8,66\text{psi}$$

Ví dụ : 2) Áp suất tại đáy của một ống đứng đầy nước ở chiều sâu 68ft là

$$68' \times 0,433 = 29,4\text{psi}$$

Chú ý : Diện tích bề mặt hay cỡ của thùng chứa không ảnh hưởng gì lên áp suất cả

– chỉ có chiều cao thẳng đứng của bề mặt đối với điểm qui chiếu mà thôi.

Ví dụ : Áp suất trong ống hình 6 – 1, tại điểm A và tại điểm B là :

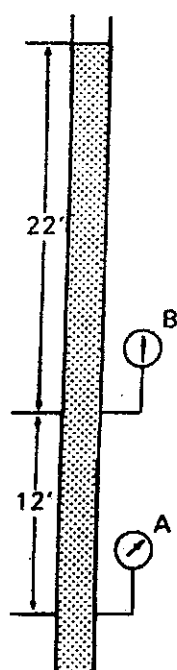
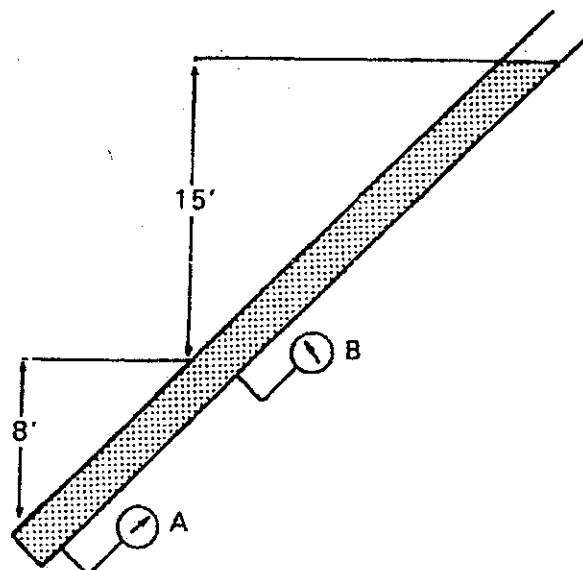


Figure 6.1

- * Tại A : Độ sâu là : $22' + 12' = 34'$
- Áp suất là : $34' \times 0,433 = 14,7\text{psi}$
- * Tại B : Độ sâu là : $22' \times 0,433 = 9,5\text{psi}$
- Áp suất là : $22' \times 0,433 = 9,5\text{psi}$



Hh – 6 – 2

Nếu ống đặt nghiêng như hình 6-2, chiều cao thẳng đứng thay đổi. Bây giờ áp suất tại A, B sẽ là :

- Tại A : $(15' + 8') \times 0,433 = 10\text{psi}$

- Tại B : $15' \times 0,433 = 6,5\text{psi}$

Điều ngược lại vẫn đúng. Nếu biết áp suất tại một điểm trong ống, ta có thể xác định sự sai biệt áp suất do độ cao tại bất kỳ điểm nào khác.

Ví dụ : Một ống như hình 6 – 3

Áp suất tại A là 100psi. Áp suất tại B được tính như sau :

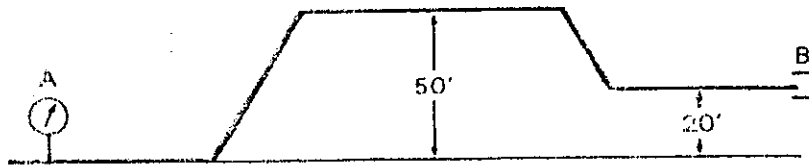


Figure 6.3

- Tại A, áp suất 100psi, thì áp suất tại đỉnh của vòng là :

$$100 - (50' \times 0,433) = 78,4 \text{ psi}$$

- Khi ống xuống thấp thì áp suất tăng lên :

$$50' - 20' = 30'$$

$$30' \times 0,433 = 13 \text{ psi}$$

- Vậy áp suất tại B là : $78,4 + 13 = 91,4 \text{ psi}$

• Ta có thể tính từ sai biệt cao độ giữa A và B là 20' : $20 \times 0,433 = 8,6\text{psi}$

Vậy áp suất tại B là : $100 - 8,6 = 91,4 \text{ psi}$

PHẦN 2

ĐỘ MẤT MA SÁT

(Friction Loss)

Khi có nước chảy trong ống, phải để ý tới yếu tố khác, đó là ma sát (friction).

Nước chảy trong ống sẽ chà xát lên thành ống, một số năng lượng bị mất để vượt qua sự ma sát gây nên sự chà này. Độ mất năng lượng này được biểu thị theo độ mất ma sát.

Sự ma sát tùy thuộc vào nhiều điều kiện :

- Số lưu lượng (gpm)
- Độ nhám của ống (C)
- Đường kính trong của ống (I.D)
- Số đổi chiều của đường chảy
- Chiều dài tương đương (equivalent length) của ống

* **Độ nhám của ống** : tùy thuộc tình trạng bên trong của ống, có cặn rỉ gì không ? Hai nhà nghiên cứu về hiện tượng chảy của nước đã đưa ra “hệ số ma sát” để chỉ độ nhám của ống, biểu thị bằng hệ số C, từ 60 (cho ống rất nhám) tới 160 (cho ống rất nhẵn). Ví dụ :

- Ống thép, gang còn mới có C là 120.
- Sau 15 năm, nó xuống còn 100 (trở nên nhám hơn vì rỉ sét)
- Sau 30 năm, có thể xuống còn 80 hay hơn nữa. Vì khó xác định chắc chắn trị số C, hay ống cũ bao lâu, nên ta chỉ ước tính bảo thủ mà thôi. Các trị số C cho theo bảng 6.1.

Table 6.1
Friction Loss Factors in Pipe

Type of Pipe	C Factor After Years						
	New	10	15	20	30	50	75
Cast iron, or malleable iron pipe	120	110	100	90	80	70	60
Plastic pipe	150	140	135	130	130	120	100
Enamel-lined pipe	140	130	115	100	90	80	70
Brass, copper or lead	150	135	125	110	100	90	75
Cement-lined pipe	140	130	115	100	90	80	70
Asbestos-cement pipe	140	130	115	100	90	80	70
Rubber-lined hose	140	130	115	100	90	80	70
Unlined linen hose	90	90	90	----- do not use -----			

Table 6.2
Pipe Inside Diameters

Nominal Pipe Size	Steel			Copper		Cast Iron Pipe						Asbestos-Cement		Plastic		Ductile Iron	
	S-10	S-40	S-30	Typ K	Typ L	Enamel-lined		Cement-lined		Unlined		C1.150	C1.250	Perma-stran	Blue Brute	ID	Min. Tol.
						C1.150	C1.250	C1.150	C1.250	C1.150	C1.250						
3/4"				0.745	0.785												
1"	1.097	1.049		0.950	1.024												
1 1/4"	1.442	1.380		1.245	1.265												
1 1/2"	1.682	1.610		1.481	1.505												
2"	2.157	2.067		1.959	1.985												
2 1/2"	2.635	2.469		2.435	2.465												
3"	3.260	3.068		2.907	2.945												
3 1/2"	3.760	3.548		3.385	3.425												
4"	4.260	4.026		3.857	3.905	3.98	3.98	3.85	3.85	4.1	4.1	3.95	3.95	4.230	4.266	4.10	0.125
5"	5.295	5.047		4.805	4.875												
6"	6.357	6.065	6.249	5.741	5.845	6.02	6.02	5.89	5.89	6.14	6.14	5.85	5.70	6.297	6.134	6.38	0.125
8"			8.071			8.11	8.11	7.98	7.98	8.23	8.23	7.85	7.60	8.229	8.044	8.43	0.125
10"			10.136			10.10	10.10	9.97	9.97	10.22	10.22	10.00	9.63	10.560	9.866	10.40	0.125
12"			12.090			12.12	12.04	11.99	11.91	12.24	12.16	12.00	11.56	12.550	11.734	12.46	0.125
14"						14.09	13.93	13.90	13.74	14.28	14.12	14.00	13.59				
16"						16.13	15.95	15.94	15.76	16.32	16.14	16.00	15.50				
18"						18.15	17.95	17.96	17.76	18.34	18.14						
20"						20.17	19.97	19.98	19.79	20.36	20.16						
24"						24.15	24.03	23.96	23.84	24.34	24.22						

86

Các ghi chú về bảng 6.2 :

- Ống thép, chỉ thị bằng S – 10, S – 40, S – 30 tức pipe “schedule”, cho biết chiều dày của ống.

- Schedule 40 là ống thép đen thường được dùng trong các hệ thống phun

- Schedule 10 và Schedule 30 là ống tường mỏng ; đôi khi cũng dùng trong hệ thống phun.

- Tất cả các ví dụ trong chương trình này, ống đi dưới đất (U/G) là ống ductile iron và trên đất là ống Schedule 40 (S - 40).

* Chiều dài tương đương của một ống là chiều dài thực của ống thẳng (ft) cộng với chiều dài tương đương của các phụ tùng như van, tê, cút.

Bảng 6.3 cho chiều dài tương đương của các phụ tùng. Thông thường, dùng nối góc “tiêu chuẩn” cho ống 4”, và nối góc rộng (long – turn elbow) cho cỡ ống lớn hơn. Nếu không biết loại nào, thì dùng cỡ “tiêu chuẩn” để tính toán.

Table 6.3
Friction Loss in Pipe Fittings and Valves
in Equivalent Feet of Straight Pipe

Pipe Size	¾	1	1¼	1½	2	2½	3	3½	4	5	6	8	10	12
Std. EL	2	2	3	4	5	6	7	8	10	12	14	18	22	17
Med. Turn EL	2	2	3	3	4	5	6	6	8	10	12	16	19	22
Long Turn EL	1	2	2	2	3	4	5	5	6	8	9	13	16	18
45 EL	1	1	1	2	2	3	3	3	4	5	7	9	11	13
Tee-Flow Turn 90	4	5	6	8	10	12	15	17	20	25	30	35	50	60
Gate Valve	-	-	-	-	1	1	1	1	2	2	3	4	5	6
Check Valve	4	5	7	9	11	14	16	19	22	27	32	45	55	65

** Use with Hazen and Williams C = 120 only

Ghi chú : Các nối chữ thập (cross fittings) không được dùng trong hệ thống phun.

Ví dụ : Hai ống cỡ 3”, dài 20ft mỗi ống, được nối bằng nối góc tiêu chuẩn 90°, C = 120. Chiều dài tương đương tổng cộng của ống và phụ tùng là :

- Theo bảng 6.3, cỡ 3" nối góc tiêu chuẩn có chiều dài tương đương là 7'. Vậy chiều dài tương đương tổng cộng là : $20' + 20' + 7' = 47'$

Ví dụ : Trong hình 6.4 tìm chiều dài tương đương của hình từ A đến B.

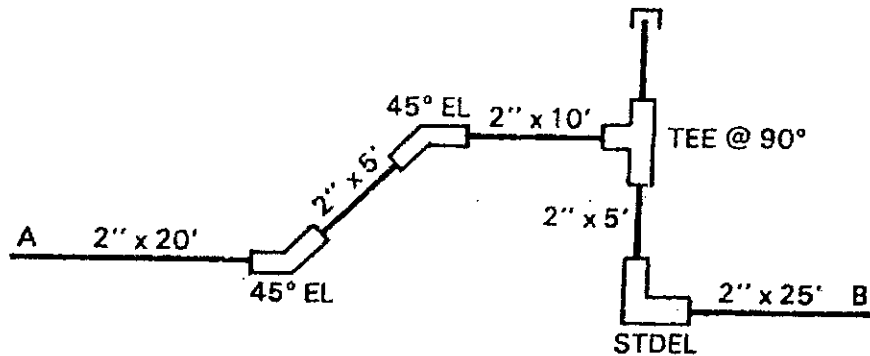


Figure 6.4

$$\begin{aligned}
 \text{Chiều dài tổng cộng ống 2"} &: 20' + 5' + 10' + 5' + 25' &= & 65' \\
 & 2 \times 45^{\circ}L (2 \times 2') &= & 4' \\
 & 1 \times 90^{\circ} \text{ Tee} &= & 10' \\
 & 1 \times \text{Std L} &= & 5' \\
 \text{Chiều dài tương đương tổng cộng} & &= & 84'
 \end{aligned}$$

Bảng 6.3 cho biết chiều dài tương đương của các phụ tùng với hệ số C = 120.

Nếu hệ số C khác đi, phải điều chỉnh theo bảng 6.4.

Bảng 6.4

C	80	90	100	110	120	125	130	135	140
Hệ số nhân	0,47	0,58	0,713	0,85	1,00	1,08	1,16	1,24	1,32

Ví dụ : Tính chiều dài tương đương của ống và phụ tùng trong hình 6.5 (từ A-B), ống có C = 100.

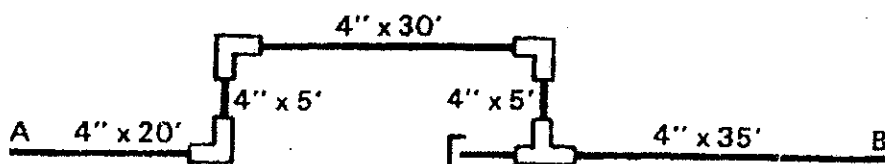


Figure 6.5

Giả sử góc tiêu chuẩn (Std El) và T 90⁰. Ta có : chiều dài tổng cộng 4'

$$20' + 5' + 30' + 5' + 35' = 95'$$

$$3\text{Std EL @}10' = 30'$$

$$1\text{T@}90^0 = 20$$

Chiều dài tương đương các phụ tùng = 50' (C = 120)

Với C ở ví dụ là 100, thì chiều dài tương đương sẽ là : 50' x 0,713 = 35,7ft

Vậy chiều dài tương đương tổng cộng từ A – B là : 95' + 35,7' = 130,7'

Ghi chú : Nếu phụ tùng là 1 phụ tùng thu nhỏ (reducing), thì tính theo cỡ nào nhỏ hơn.

Khi đã biết các hệ số, độ mất ma sát Pf được tính theo công thức Hanzen – William :

$$Pf = \frac{4,52 \times Q^{1,85} \times L}{C^{1,85} \times D^{4,87}}$$

Pf : Độ mất ma sát (psi)

Q : Lưu lượng nước (USgpm)

L : Chiều dài tương đương tổng cộng (ft)

C : Hệ số ma sát Hanzen – Williams

D : Đường kính trong thực sự của ống (in)

Ví dụ : Tìm độ mất ma sát khi nước chảy qua một ống thép Sch.40, dài 80 ft, cỡ 4" ở lưu lượng 700gpm. Ống có C = 100.

Giải : Dùng công thức

$$Pf = \frac{4,52 \times Q^{1,85} \times L}{C^{1,85} \times D^{4,87}}$$

Bảng 6.2 ống có I.D = 4,026"

Thay vào pt ta có :

$$\begin{aligned} Pf &= \frac{4,52 \times 700^{1,85} \times 80}{100^{1,85} \times 4,026^{4,87}} \\ &= \frac{4,52 \times 183413,5 \times 80}{5,011,87 \times 882,54} = 15 \text{ psi (14,9973)} \end{aligned}$$

Ghi chú : - Đường kính trong I.D thực sự cho từ bảng 6.2

- Trong thép tính, lấy số nguyên .

Ví dụ : Nước chảy trong ống thép sch. 40 ,6" với lưu lượng 1200gpm. Ống dài 250', có C = 120. Tại giữa là nối góc 90⁰ tiêu chuẩn. Nếu áp suất tại một đầu nguồn là 76psi, thì áp suất đầu kia bao nhiêu ?

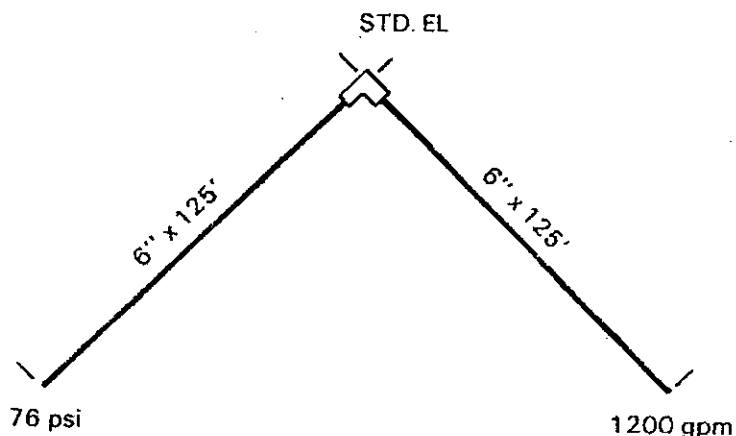


Figure 6.6
Plan View

Giải : Đây chỉ là bài toán cổ điển .

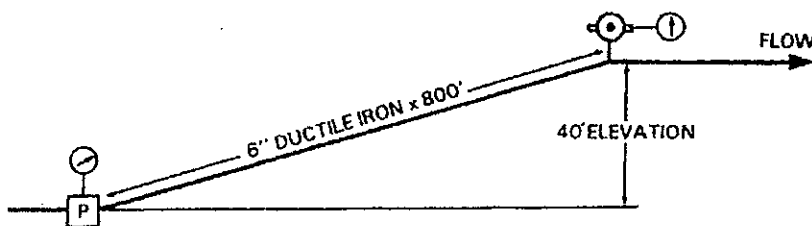
- Đã biết áp suất 1 đầu
- Tính độ mất áp trên đường ống
- Dem trừ ra là có áp suất đầu kia :

$$Pf = \frac{4,52 \times 1200^{1,85} \times (250' + 15')}{120^{1,85} \times 6,065^{4,87}}$$

$$= Pf = \frac{4,52 \times 497147,55 \times 265}{7,022,40 \times 6,492,11} = 13,01 \text{ psi}$$

Vậy áp suất tại đầu kia ;à : 76 – 13 = 63psi

Ví dụ : một ống thép ductile iron chạy từ trạm bơm lên tới đồi cao 40' như hình.



- C = 100

Figure 6.7

- Bơm có lưu lượng 1500US gpm
- Áp suất tại ngõ ra của bơm là 120psi
- Tìm áp suất tại hydrant (không phải discharging) ở đỉnh đồi, cao 40'.

Giải : - Đây cũng là bài toán tiêu biểu .

- Áp suất khởi sự là 120psi
- I.D của ống ductile iron là 6,38"
- Chiều dài 800'
- C = 100
- Lưu lượng 1500gpm

Ta có : áp suất tại đỉnh đồi = áp suất khởi sự - (độ mất ma sát + độ cao)

- Độ mất ma sát tính theo công thức

$$P_f = \frac{4,52 \times 1500^{1,85} \times 800'}{100^{1,85} \times 6,38^{4,87}} = 65 \text{ psi}$$

- Độ mất vì độ cao :

$$P_e = 40' \times 0,433 = 17 \text{ psi}$$

- Độ mất tổng cộng : 65psi + 17psi = 82psi
- Vậy áp suất tại hydrant B là : 120 - 82 = 38psi

Ví dụ : Nếu bơm nằm tại đỉnh đồi và hydrant tại đáy, có số liệu đều như nhau, thì áp suất cuối là bao nhiêu ?

- Giải :**
- Bắt đầu áp suất tại bơm là 120psi. Cao hơn hydrant 40'.
 - Đường kính ống I.D = 6,38"
 - C = 100
 - Lưu lượng 1500gpm

Ta có áp suất cuối tại hydrant là :

- Áp suất bơm 120psi
- Trừ đi mất áp ma sát
- Cộng thêm áp suất do độ cao

Vì vậy, độ mất ma sát giống như trên,

$$P_f = \frac{4,52 \times 1500^{1,85} \times 800'}{100^{1,85} \times 6,38^{4,87}} = 65 \text{ psi}$$

$$P_e = 40' \times 0,433 = 178 \text{ psi}$$

Và áp suất tại hydrant là : $120 - 65 + 17 = 72 \text{ psi}$

- Về elevation pressure, mất áp (loss) tại điểm cuối cao hơn , và tăng áp (gain) khi điểm cuối thấp hơn.
- Nguyên tắc của hydraulics là : “lượng nước chảy vào hệ thống ống bằng lượng chảy ra”. Ngược lại cũng đúng : “Lượng nước xả ra từ hệ thống ống phải chảy vào tại một điểm khác ”.

Nói khác đi, nếu xả ra 1000 gpm từ hydrant, phải có gpm chảy theo đường ống trong một hệ thống kín. Nếu hai hydrant chảy ở cuối đường ống, một xả ở 1200 gpm và một xả ở 1000gpm thì tổng cộng của lượng chảy 2200 gpm phải chảy tại nơi bắt đầu ống (nếu không sẽ có xì nơi nào).

PHẦN 3

NƯỚC XẢ TỪ VÒI PHUN

(Discharge of water From Nozzles)

Trước đây ta đã nói áp suất nước và lưu lượng liên quan tới 3 yếu tố, đó là elevation, friction và discharge. Ta đã nói về elevation pressure và friction loss. Phần này, ta sẽ nói về discharge of water của nước.

Khi nước chảy trong 1 ống đi tới vòi phun mở (open nozzles), nước sẽ xả ra (discharge) lượng xả đó có thể tính được nếu ta biết vài sự kiện :

- Áp suất tại miệng vòi (psi)
- Đường kính thực của miệng (in)
- Hệ số xả ("coefficient of discharge") hay hệ số vòi ("nozzle coefficient ")

gọi là c (không phải C).

$c = 1.0$ đối với miệng lỗ hoàn chỉnh (perfect, round , sharp-edged orifice). Thực sự điều này không thể có. Hầu các vòi phun có trị số c từ 0,99 khi miệng vòi rất smooth, sharp – edged, tới 0,5 trở lại cho miệng vòi rough.

ĐẦU VÒI (Nozzles)

Một hydrant butt như hình 6.8 (a) theo thiết kế mới sẽ có hệ số $c = 0,9$. Các hình dạng khác kém hơn như hình (ii) và (iii).

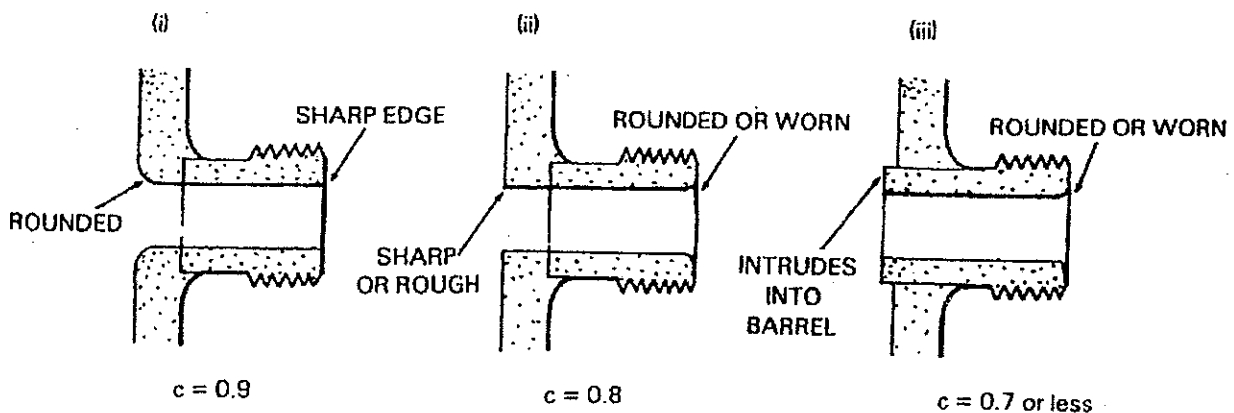


Figure 6.8(a)

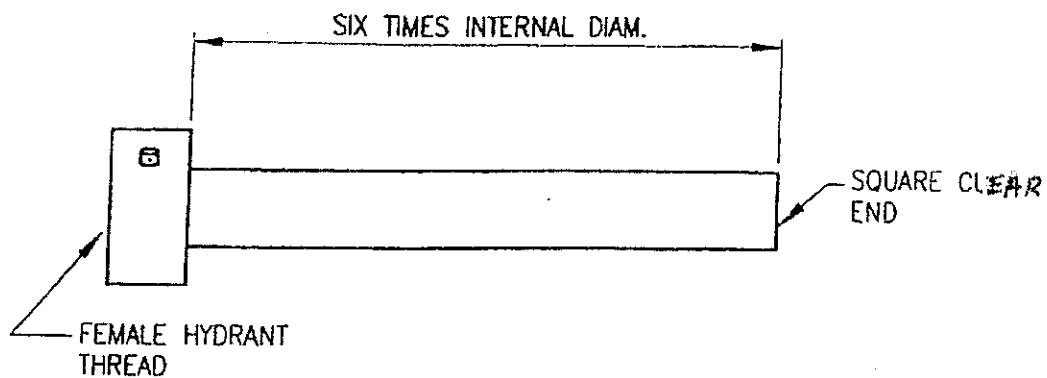


Figure 6.8(b)
Well-Designed Flow Nozzle

Một đầu vòi lý tưởng cho nước chảy là cái có lỗ tròn, cạnh cắt sắc bén (sharp-edged orifice), muốn được vậy thì cần nối dài một ống nhẵn, dũa sạch tất cả ba vớ (burrs) có chiều dài tối thiểu là 6 lần đường kính trong. Đầu vòi này sẽ cho nước xả như một “Thanh thủy tinh” tròn cứng, nghĩa là nó nhẵn giống như một khúc thủy tinh, không phun hay không bẽ vỡ ra. Khi thử, “smooth discharge” là tối cần để có kết quả chính xác. Cần chiều dài của đầu vòi để tránh sự xáo trộn quá đáng, và làm thẳng dòng chảy. Đầu vòi ngắn và hydrant butts thì không thể làm được như vậy ở lưu lượng cao (H6-8b).

ỐNG PITOT VÀ ÁP KẾ (The Pitot and Gauge)

Dụng cụ dùng để đo áp suất động của nước xả ra khỏi đầu vòi được gọi là “pitot” (đọc peeto) có gắn một áp kế chính xác (H.69(a)). Pitot là một ống đường kính nhỏ, được tăng cường bằng một cánh đỡ để khỏi bị cong do dòng nước xả mạnh được đưa vào đường nước đang xả chảy. Nước xả này gây áp lực lên ống, và ta được áp suất trên áp kế. Lượng nước xả chảy ra từ vòi vì vậy sẽ được tính toán.

Ống pitot được dùng như hình 6.9(c)

Đặt pitot vào tại tâm của dòng nước, đầu ống cách đầu vòi khoảng nửa đường kính dòng. Ta sẽ xác định được áp suất cao nhất. Khi lượng chảy lớn ở áp suất cao, kim đồng hồ sẽ rung, làm khó đọc chính xác.

Cầm tay nắm của ống cao hơn đầu ống pitot, vì bên trong tay nắm rỗng, tác động như một phòng gió đệm giúp tránh cho kim đồng hồ không di động thường thường ở cuối tay nắm có một van xả gió (bleed valve) và được mở để thỉnh thoảng xả nước ra trong lúc đang thử.

Trị số áp suất đọc được cho từ đầu vòi thường không thấp hơn 10psi, vì thấp hơn áp suất này, các trị số đó không tin cậy được.

Hầu hết các ống pitot có sẵn trên thị trường với áp kế , từ 0 đến 200psi. Các loại này không chính xác. Phải thay loại cỡ từ 0 đến 100psi.

Cỡ áp kế phải đọc được từng 1psi, và phải có nút để điều chỉnh kim được. Hàng năm phải cân điều chỉnh lại (recalibration), hay sau 10 lần sử dụng .

Áp kế không chính xác có thể sẽ cho kết quả là hệ thống phải “có bơm” trong khi thực sự không cần. Hay tệ nhất là hệ thống “không có bơm” trong khi thực tế lại cần !

Ống pilot và áp kế, đặc biệt là áp kế thử khá chính xác, rất đắt tiền. Khi bị đông lạnh thì coi như là hư. Vì khi bị đông lạnh như vậy, không thể dùng được nữa. Ngay cả trong ngày nắng của mùa đông, để áp kế trong xe sẽ bị đông lạnh “frozen”. Một khi bị đông lạnh như vậy, không thể sửa chữa được !.

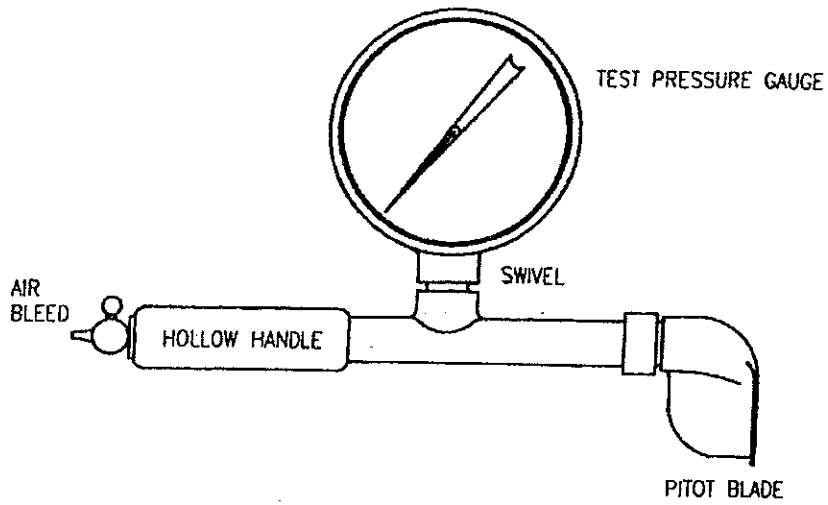


Figure 6.9(a)
Pitot and Gauge

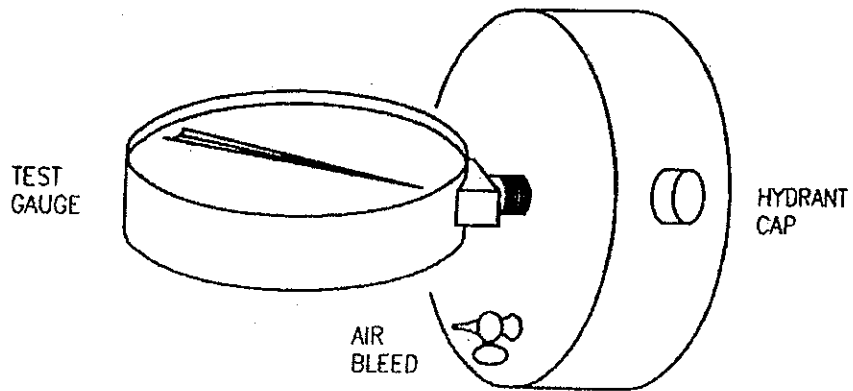


Figure 6.9(b)
Hydrant Cap and Gauge

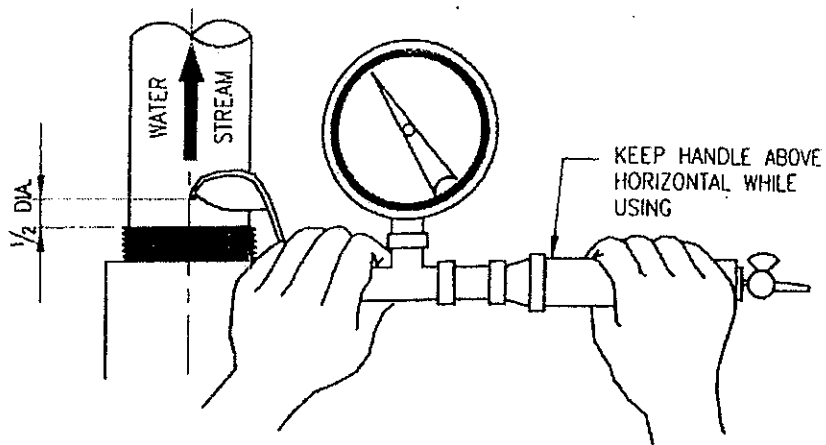


Figure 6.9(c)
Use of Pitot and Gauge

PHẦN 4

THỬ NƯỚC CUNG CẤP

(Testing of water supplies)

1. Tổng quát :

Nước dùng cho chữa cháy, từ nguồn thành phố hay riêng, phải được xác định bằng thử thực tế.

Phần thử này gồm có :

- Khi cho nước chảy, đo độ giảm áp và lượng nước đã chảy ra.
- Lập thành bảng kết quả.
- Ghi lại dữ liệu về nơi chỗ , thời gian và ngày của sự thử để tham khảo về sau .

Các kết quả thử nước chảy thường được vẽ trên giấy biểu đồ đặc biệt , như thế kết quả có thể được diễn dịch ra một cách dễ hiểu. Các mẫu giấy này được cung cấp sẵn.

Chú ý là các kết quả về thử nước chảy không phải luôn luôn chính xác , vì ta không thể luôn tiên đoán hệ số C thực sự của ống. Cũng như không thể xác định áp suất chính xác đọc được trên áp kế. Tuy nhiên, nó cũng biểu thị hợp lý về số cung cấp có sẵn.

2. Thiết bị cần thiết để thử :

Số thiết bị tối thiểu cần thiết để làm một cuộc thử nước chảy như sau :

- Một ống pitot và áp kế thử chính xác
- Một nắp đậy hydrant và một áp kế thử chính xác có van xả gió (air bleed valve) ở nắp (xem hình 6.9(b)).
- Một thước đo để đo được đường kính trong lỗ xả nước (discharge)
- Một chìa khóa đặc biệt (hydrant wrench)
- Giấy biểu đồ như hình 6.12 và ở cuối chương. Nếu muốn có được kết quả tốt hơn, có thể cần thêm hai, ba đầu vòi nhẵn (smooth nozzles) có chiều dài của ống ít nhất bằng 6 lần đường kính trong của đầu vòi , và lỗ xả có cỡ là $2\frac{1}{2}$ " , hay ít nhất là

$1\frac{3}{4}$ " .

Phương pháp :

Trước khi tiến hành thử, ta cần định chiều chảy của nước trong ống chính, không có vấn đề.

Tuy nhiên trong một hệ thống mạng lưới (grid system), phải xác định và thường đi từ ống chính cung cấp lớn tới ống chính nhỏ hơn trong mạng.

Nếu ống nước thử được cấp từ ống chính 12" tại một đầu và 6" ở đầu kia. Thì thường là chảy từ đầu 12" tới 6" (h.6-10).

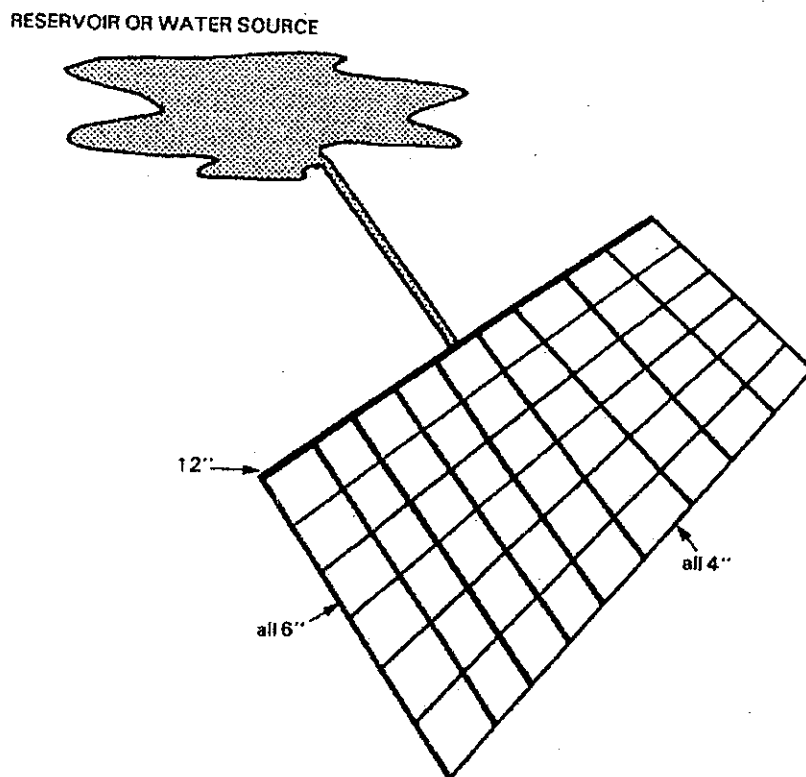


Figure 6.10
Example of a Water Supply Grid

Ghi chú :

Khi làm việc suốt phần này, phải bám sát qua tất cả các ví dụ theo từng bước và tự xác minh các tính toán của riêng mình. Đây là cách duy nhất để có thể hoàn tất các tính toán yêu cầu trong bài tập hoặc bài thi.

Bắt đầu :

1) Khi định được chiều chảy, mở outlet cap $2\frac{1}{2}$ " ra và thay vào hydrant cap ở hydrant thượng dòng (upstream hydrant) và mở air bleed valve ra rồi mở lớn hydrant.

2) Một khi đã mở lớn hydrant rồi, và nước chảy ra đường air bleed valve, thì khoá van air này lại, và ghi nhận áp suất để dùng về sau.

Trong khi thử, khi nước chảy tới hydrant khác, trị số áp suất đọc được ở hydrant này được gọi là residual pressures (áp suất dư).

3) Tại hydrant hạ dòng kế tiếp, mở nắp "cap" ra, và nếu dùng đầu vòi nozzles, thì bắt một hay hai nozzles lên hydrant. Với lưu lượng lớn (trên 1000 gpm), phải cần tới 2 nozzles, còn lưu lượng nhỏ chỉ cần 1 nozzle là đủ.

Một người đứng ở static hydrant để đọc đồng hồ, và một người kia tại flowing hydrant (có nozzles) để đọc lượng chảy. Hình 6-11.

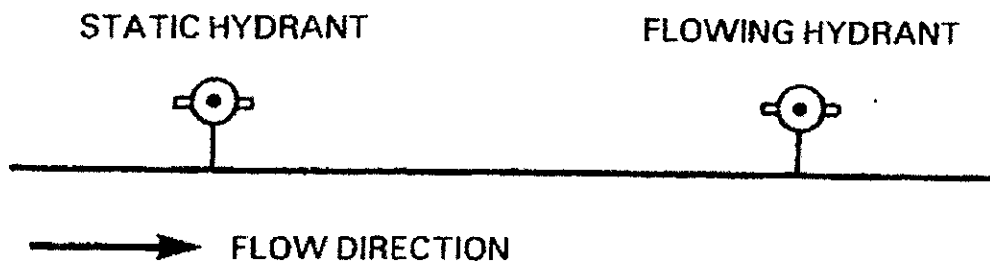


Figure 6.11
Typical Water Flow Test Arrangements

4) Để thử, mở thật lớn hydrant chảy B, và mỗi lần để pitot và gauge vào, đọc áp suất chảy. Ghi xuống các áp suất này, đồng thời ra dấu cho người ở hydrant kia đọc áp suất dư (áp suất thừa, residual) ghi nhận là test số 1.

5) Tiếp đến, đóng hydrant chảy B lại cho đến khi áp suất pitot hạ xuống khoảng 5psi, cũng theo báo hiệu định sẵn, ghi lại áp suất ở residual hydrant A và flowing hydrant B. Ghi nhận là test số 2.

6) Khi cuộc thử kết thúc, đóng flowing hydrant lại một lần nữa, như thế áp suất pitot giảm xuống một lượng lớn (ví dụ 5psi) và lập lại cách thử. Ghi nhận là test số 3.

Lập lại phương pháp thử này khoảng 3,4 lần (càng nhiều lần càng tốt), ta có một loạt các ghi nhận về áp suất tại residual hydrant và áp suất trên pitot ở flowing hydrant.

Khi áp suất tại ống hạ xuống dưới 10psi, thì trị số đọc được không còn tin cậy nữa. Khi đó cần phải làm một trong hai việc sau :

- Ngừng cuộc thử, hoặc
- Có thể lấy bớt 1 nozzle ra, và nếu chỉ dùng hydrant butts, thì vận “hydrant cap” lại. Việc này sẽ làm giảm lượng chảy, nhưng áp suất pitot ở đầu vòi sẽ cao hơn.

Khi làm được từ 3 test trở lên, và hết thử, đóng flowing hydrant B hoàn toàn lại (đóng chậm thôi để tránh cột áp thủy lực, hay búa nước). Kiểm tra cuối cùng ở static hydrant A để biết chắc chắn là áp suất tĩnh xấp xỉ như trước đây. Nếu không, lấy trung bình, ghi nhận kết quả nào đáng tin cậy hơn.

Cuối cùng mở air bleed valve, trên cap của static hydrant, rồi đóng hydrant lại hoàn toàn.

Nếu không mở van xả gió (air bleed) ra trước, áp kế có thể bị hư hại do khoảng chân không tạo thành ở trong hydrant barrel khi cột nước chảy xả ra.

Lập bảng kết quả (Tabulating the Results)

Việc đầu tiên phải làm sau khi có kết quả là diễn dịch các trị số đọc trên ống pitot ra số lượng nước xả. Dùng công thức sau :

$$Q = 29,83 \times c \times d^2 \times \sqrt{p}$$

Q : Lượng chảy xả (discharging) US gpm

a : hằng số 29,83

c : hệ số chảy xả (coefficient of discharge)

d : đường kính trong của nozzle (in)

p : áp suất tại miệng nozzle (psi)

Ghi chú : Vì tất cả áp suất tại open nozzle biến đổi thành vận tốc, nên áp suất xả (p) thường được gọi là áp suất động (Velocity pressure)

Ví dụ : Lượng xả của 1 đầu vòi (nozzle) đường kính 1”, khi áp suất tại vòi là 36psi và hệ số xả của vòi (coeff of discharge, nozzle coefficient) là 0,9

Giải : $Q = 29,83 \times c \times d^2 \times \sqrt{p}$

$$= 29,83 \times 0,9 \times 1,0^2 \times \sqrt{36} \text{ gpm}$$

Ví dụ : Một hydrant butt có đường kính trong $2\frac{1}{2}$ " cạnh bên trong "sharp".

Ngõ ra bị mòn (worn). Khi mở hydrant, áp suất tại miệng butt là 42psi. Vậy lượng chảy là bao nhiêu ?

Giải : Với cạnh "sharp" bên trong, "worn" bên ngoài, trị số c của đầu vòi (nozzle) là 0,8 (hình 6,8(a)).

$$\begin{aligned} \text{Vậy : } Q &= 29,83 \times c \times d^2 \times \sqrt{p} \\ &= 29,83 \times 0,8 \times 2,5^2 \times \sqrt{42} = 967 \text{ gpm} \end{aligned}$$

Điểm quan trọng là hệ số c nào được dùng

Cũng vậy, khi dùng 2 nozzles hay butts, ta phải lấy tổng số cả hai lưu lượng.

Ví dụ 1 : *Kết quả thử đo lưu lượng nước được ghi nhận như sau :*

Kết quả thử				
Test	Nozzle	Pitot (psi)	Residual	Lưu lượng gpm
1	2-2 ½"	18/18	40	1424
2	2-2 ½"	13/13	54	1210
3	2-2 ½"	10/10	61	1061
4	2-2 ½"	18	78	712

Nozzle c = 0,9

static = 92 psi

Xem hình 6-12(a)

Ghi chú : có 2 kết quả cho ống pitot , vì dùng 2 nozzles

Bây giờ ta có một loạt kết quả thử, mỗi kết quả có áp suất tĩnh hay dư và lưu lượng, lượng chảy tổng cộng lúc đó. *Điểm gốc* được ghi trên giấy đồ biểu là áp suất tĩnh khi không có sự chảy (0 gpm). Đường đi qua càng nhiều điểm càng tốt.

Hình 6-12 (a) cho vẽ biểu diễn kết quả trên bảng.

Bây giờ ta có cái gọi là "đường thủy lực" hay "biểu đồ thủy lực" (hydraulic gradient) cho biết lượng nước có sẵn tại áp suất đó. Đây là áp suất có sẵn tại static hay residual hydrant. Xem ví dụ sau đây để thấy kết quả được đổi ra đường biểu diễn *hay biểu đồ thủy lực (hydraulic gradient)*.

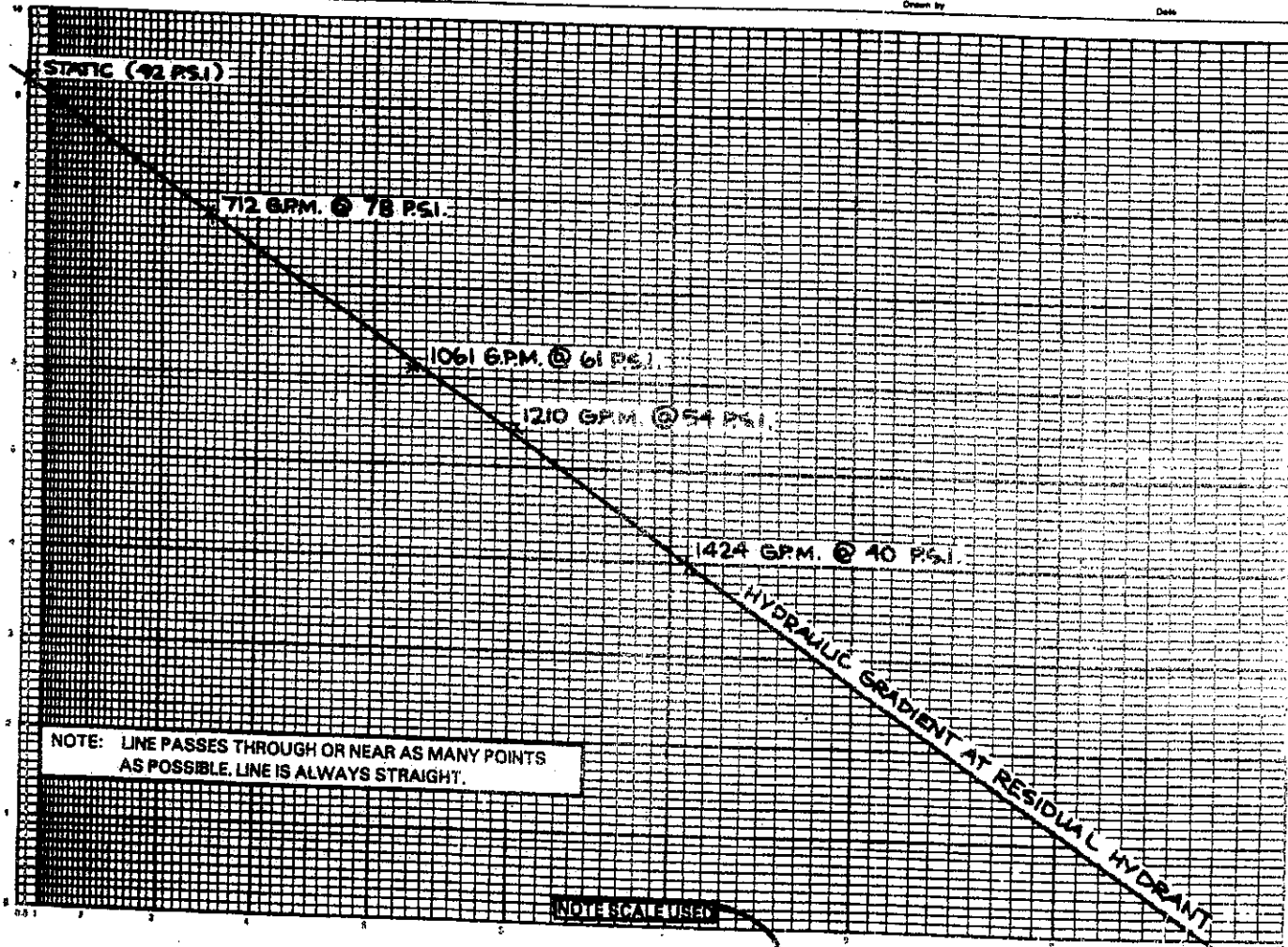
STRAIGHT LINE HYDRAULIC DATA SHEET

Name of Job: **Example of test results plotted**

Location: _____

Drawn by: _____

Date: _____



NOTE: LINE PASSES THROUGH OR NEAR AS MANY POINTS AS POSSIBLE. LINE IS ALWAYS STRAIGHT.

NOTE SCALE USED

REVISED 2000
UNITS: U.S. G.P.M.

PRESSURE IN PSI
 SCALE 10:1
 FLOW IN G.P.M.
 SCALE 10:1

Ví dụ 2 : Một cuộc thử lượng chảy cho kết quả sau :

Test	Nozzle	Pitot (psi)	Residual	Lưu lượng gpm
1	1-2 ½"	25	13	839
2	1-2 ½"	18	31	712
3	1-2 ½"	10	54	531

Nozzle $c = 0,9$ static = 85 psi

Dùng $q = 29,83 \times 0,9 \times 2,5^2 \sqrt{P}$

Test 1 $q_1 = 29,83 \times 0,9 \times 2,5^2 \sqrt{25} = 839\text{gpm}$

Test 2 $q_2 = 29,83 \times 0,9 \times 2,5^2 \sqrt{18} = 712\text{gpm}$

Test 3 $q_3 = 29,83 \times 0,9 \times 2,5^2 \sqrt{10} = 531\text{gpm}$

* Nếu lưu lượng yêu cầu là 800gpm, thì áp suất dư bao nhiêu ?

Đem biểu diễn kết quả trên đây, ta có hydrant gradient như hình 6,12 (b) (biểu đồ thủy lực).

Khi cần lưu lượng là 800gpm, áp suất residual là 19psi.

Khi residual là 10 psi, thì thể tích nước là 860gpm {(h.6-12(b))}

Ví dụ 3 : Một cuộc thử về lưu lượng nước cho kết quả sau đây :

Test	Nozzle	Pitot (psi)	Residual	Lưu lượng gpm
1	2-2 ½"	34/34	42	1740
2	2-2 ½"	18/18	56	1266
3	2-2 ½"	10/11	61	967

$c = 0,8$

static = 73psi

$$Q = 29,83 \times c \times d^2 \sqrt{P}$$

$$= 29,83 \times 0,8 \times 2,5^2 \times \sqrt{P}$$

Ta có : $q_1 = 149,15 \sqrt{34} = 149,15 \times 5,83 = 869,69$

Vì 2 nozzles , nên: $q_1 = 869,69 \times 2 = 1,740\text{gpm}$

STRAIGHT LINE HYDRAULIC DATA SHEET

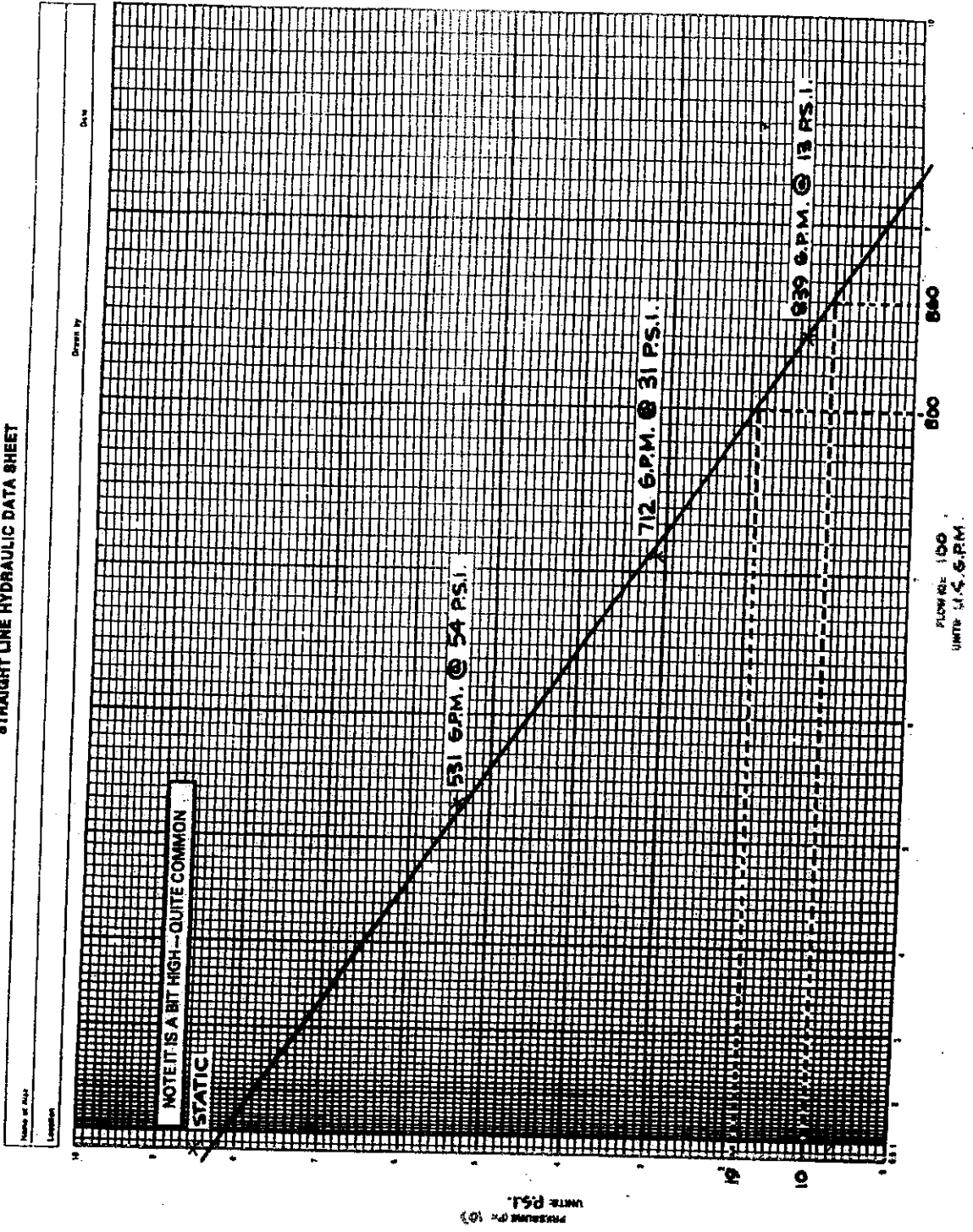


Figure 6.12(b)

Ta có : $q_2 = 149,15 \sqrt{18} = 632,79 \text{ gpm}$

Vì 2nozzles, nên : $q_2 = 632,79 \times 2 = 1266 \text{ gpm}$

Ta có : $q_3 = 149,15 \sqrt{10,5} = 483,30$

Vì 2nozzles , nên : $q_3 = 483,30 \times 2 = 967 \text{ gpm}$

Cách 1: Lượng chảy ở 20 psi là : 2324 gpm

Xem hình 6.12 (c). Vẽ lại ở scale x 300

Cách 2: Ta có thể dùng công thức sau đây để tính :

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{S - R_2}{S - R_1} \right)^{0,54}$$

S : Static pressure, psi

R_2 : Residual pressure ở Q_2

R_1 : Residual pressure ở Q_1

Ta có : S = 73 psi

Lấy $Q_1 = 1740 \text{ gpm}$

$R_1 = 42 \text{ psi}$

$R_2 = 20 \text{ psi}$

Vậy $Q_2 = ?$

Ta có
$$Q_2 = \left(\frac{73 - 20}{73 - 42} \right)^{0,54}$$

$$= 1740 \left(\frac{53}{31} \right)^{0,54}$$

$$= 1740(1,7097)^{0,54}$$

$$= 1740 \times 1,3359$$

$$= 2324 \text{ gpm}$$

$Q_2 = 2324 \text{ gpm}$

Diễn dịch kết quả .

Khi vẽ được biểu đồ thủy lực (hydraulic gradient) cho residual hydrant, ta phải tạo thêm một đồ biểu khác tại đáy của spr. riser (Base of the sprinkler riser, BOR). Ta đã thử tại một điểm cách xa BOR . Bây giờ ta phải “move” nó tới BOR.

STRAIGHT LINE HYDRAULIC DATA SHEET

Name of Plot
Location

Drawn by

Date

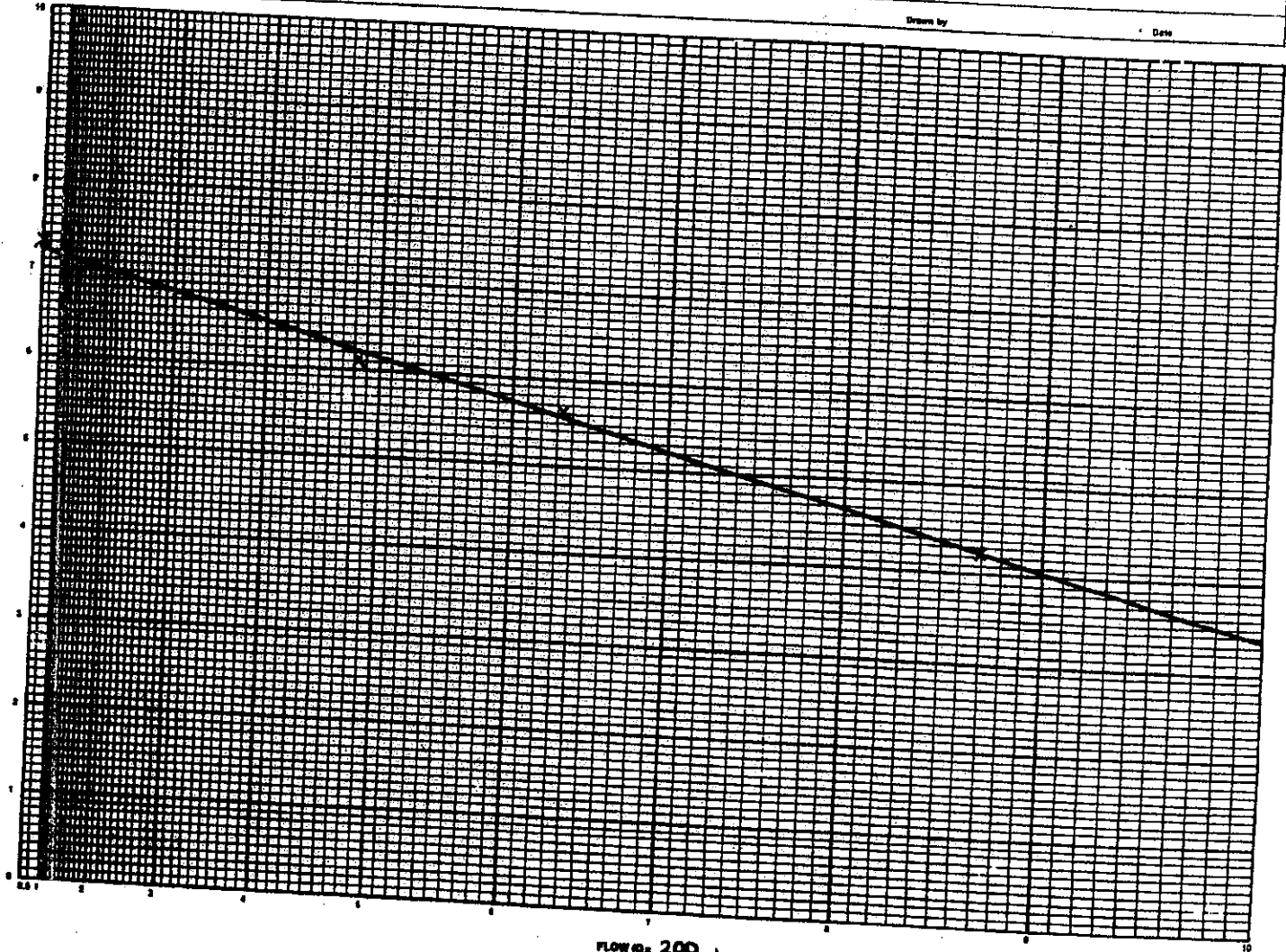


Figure 6.12(c)

1.54
UNITS: G.P.M.

FLOW IN 200
UNITS: G.P.M.

Ví dụ 4. Biểu đồ thủy lực hydrant A. Vậy biểu đồ thủy lực tại BOR là gì ?
(H.6-13).

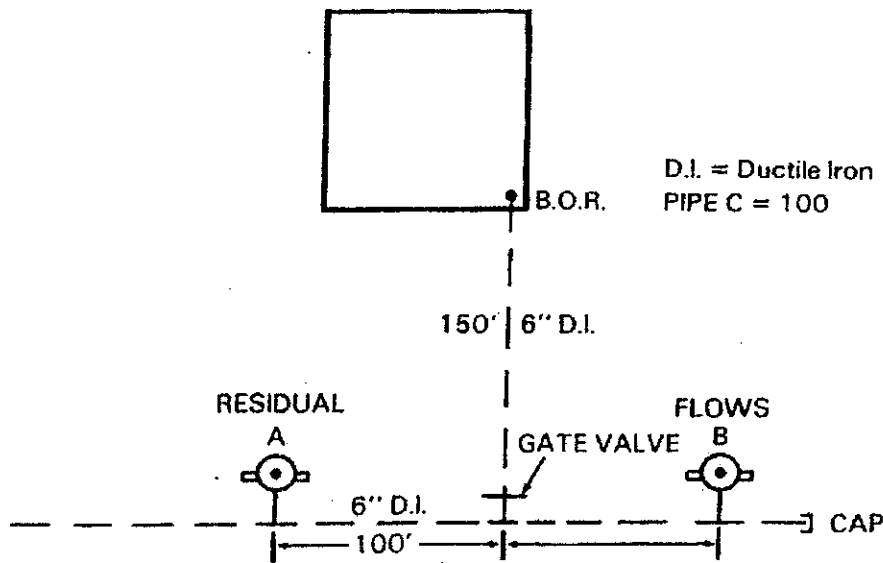


Figure 6.13

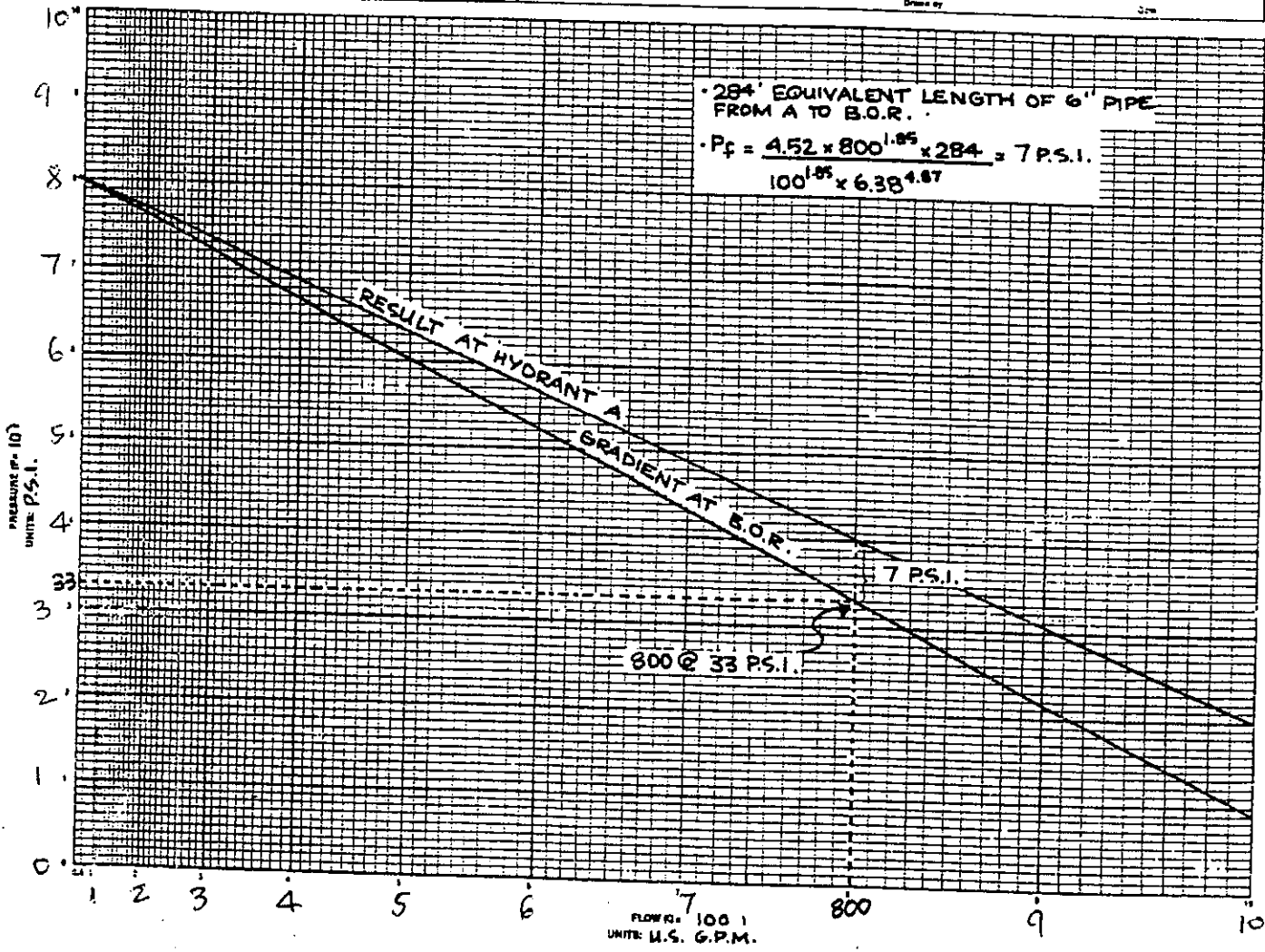
Giải : Biểu đồ thủy lực cho theo hình 6.13 (a) là của hydrant A. Nên như rằng A là thượng dòng của BOR, nghĩa là nước phải chảy xa hơn qua đường ống mới tới BOR. Vì vậy, áp suất sẽ giảm khi chảy – do mất ma sát. Mức mà nó sẽ giảm tùy thuộc vào lượng chảy, lượng chảy càng nhiều, độ giảm càng lớn. Lượng chảy càng ít, độ giảm càng ít.

Biểu đồ thủy lực cho thấy áp suất tĩnh (không chảy) là 80psi và áp suất dư (residual) là 20psi ở lưu lượng 1000 gpm.

Để tính toán, phải chọn một lượng chảy nào đó để đổi biểu đồ. Nó phải ở khoảng $\frac{3}{4}$ chiều dài cột – x (ngang) trên giản đồ, quy tròn tới một số dễ dùng.

STRAIGHT LINE HYDRAULIC DATA SHEET

Name of Plot: **Diagram 3.13(a)**
 Location: _____
 Drawn by: _____
 Date: _____



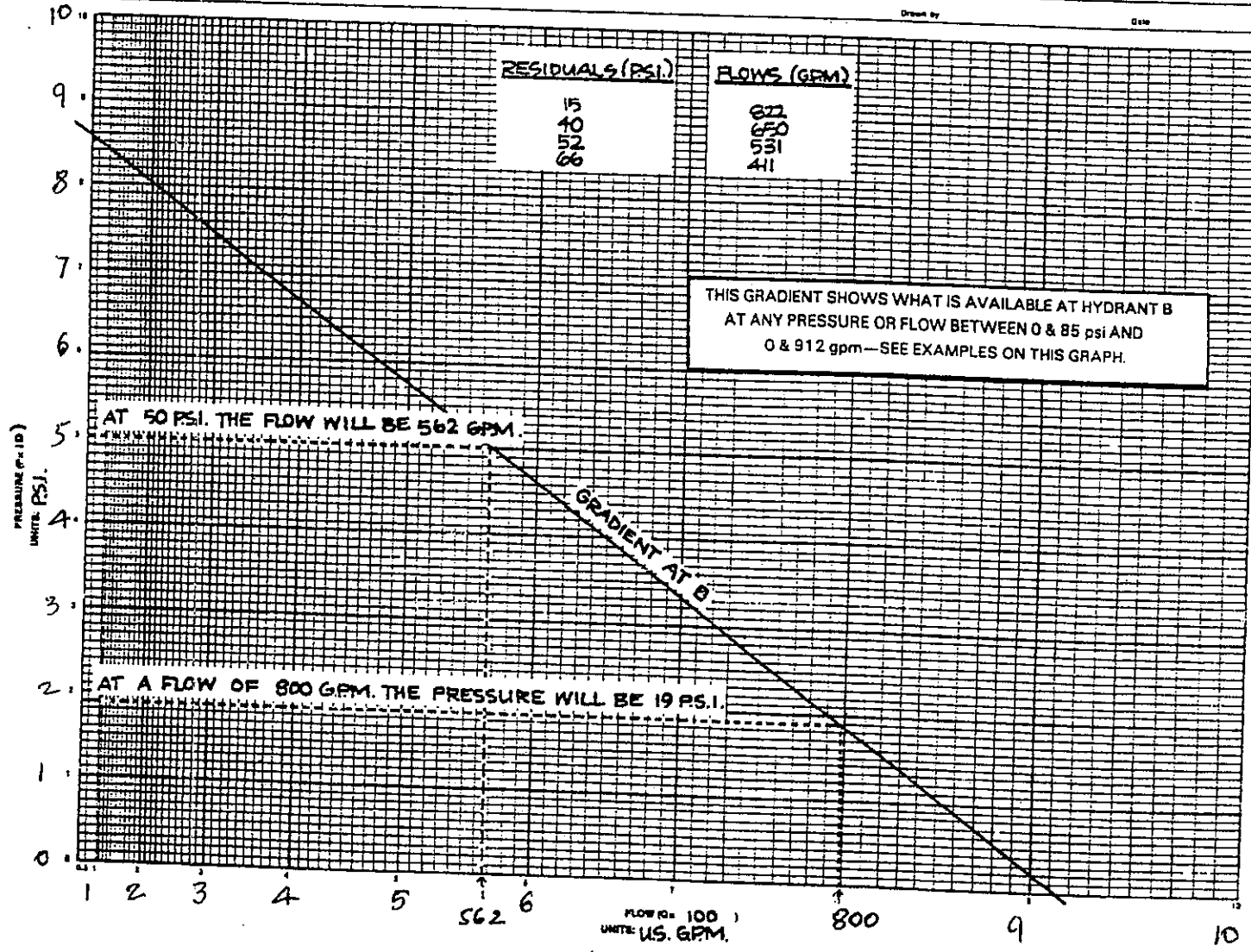
Hinh 6-13(a)

STRAIGHT LINE HYDRAULIC DATA SHEET

Name of Plot: **Diagram 3.15**

Location: _____

Drawn by: _____ Date: _____



High 6-15

801

(1) Trước hết, hãy tính lượng chảy tại A. Đó là lần lượt 822, 650, 531, 411 gpm

Cho ví dụ này, ta có thể dùng trị số đọc được ở pitot là 6 psi, nhưng thường thường trị số dưới 10 psi là nghi ngờ.

(2) Bây giờ đem vẽ theo áp suất dư với áp suất tĩnh (0 gpm) lên giản đồ một đường thẳng gần qua các điểm. Xem hình 6-15.

Hãy xem lại các notes trên giản đồ để giải thích về các dữ kiện. Đây là thói quen tốt để người khác có thể theo dõi được kết quả.

Bây giờ ta biết cái gì có sẵn tại hydrant B, gradient cho thấy lưu lượng tại mỗi áp suất (nhỏ hơn áp suất tĩnh 84 psi), và áp suất ở mỗi lưu lượng đã chọn trong ống tại B.

Khi nước chảy trong B, rồi A và đi qua Tee để tới BOR, áp suất giảm xuống, do mất ma sát. Ta có thể vẽ nên độ hạ áp bằng cách dùng (sprinkler) demand 500 gpm, nhưng lượng chảy nhỏ thì cho ít mất ma sát nên vẽ không chính xác. Tốt hơn ta dùng một lưu lượng bất kỳ 750 gpm hay 800 gpm để tính Pf để vẽ dễ dàng. Nhớ dùng trị số khoảng $\frac{3}{4}$ đường dọc trục ngang. Ở đây ta dùng 750 gpm.

$$\text{Chiều dài ống } 6'' = 400' + 50' + 100' + 10' = 560'$$

Chiều dài tương đương phụ tùng (C = 100) là :

$$= 30' + 3 + 14' + 14' \text{ (Tee, gate valve và 2 elbows)}$$

$$= 61' \times 0,713 \text{ (vì } C = 100)$$

$$= 43,5 \text{ ft}$$

Chú ý : Luôn luôn có một nối góc (elbow) tại BOR. Vậy chiều dài tương đương tổng cộng = $560' + 43,5' = 603,5'$

$$\text{Và : } Pf = \frac{4,52 \times 750^{1,85} \times 603,5}{100^{1,85} \times 6,38^{4,37}}$$

$$Pf = 13,65 \text{ (lấy 14 psi) ở lưu lượng 750 gpm}$$

Trên giản đồ, từ 750 gpm, vẽ thẳng đứng gặp gradient tại B. Trừ cho 14 psi (vì mất áp ma sát từ B đến BOR) trên đường đứng này, ta được một điểm. Vẽ đường thẳng qua điểm này và điểm 84 psi ở 0 gpm (H.6-16)

Đánh dấu x tại $(26,5 - 14) = 12,5$ psi

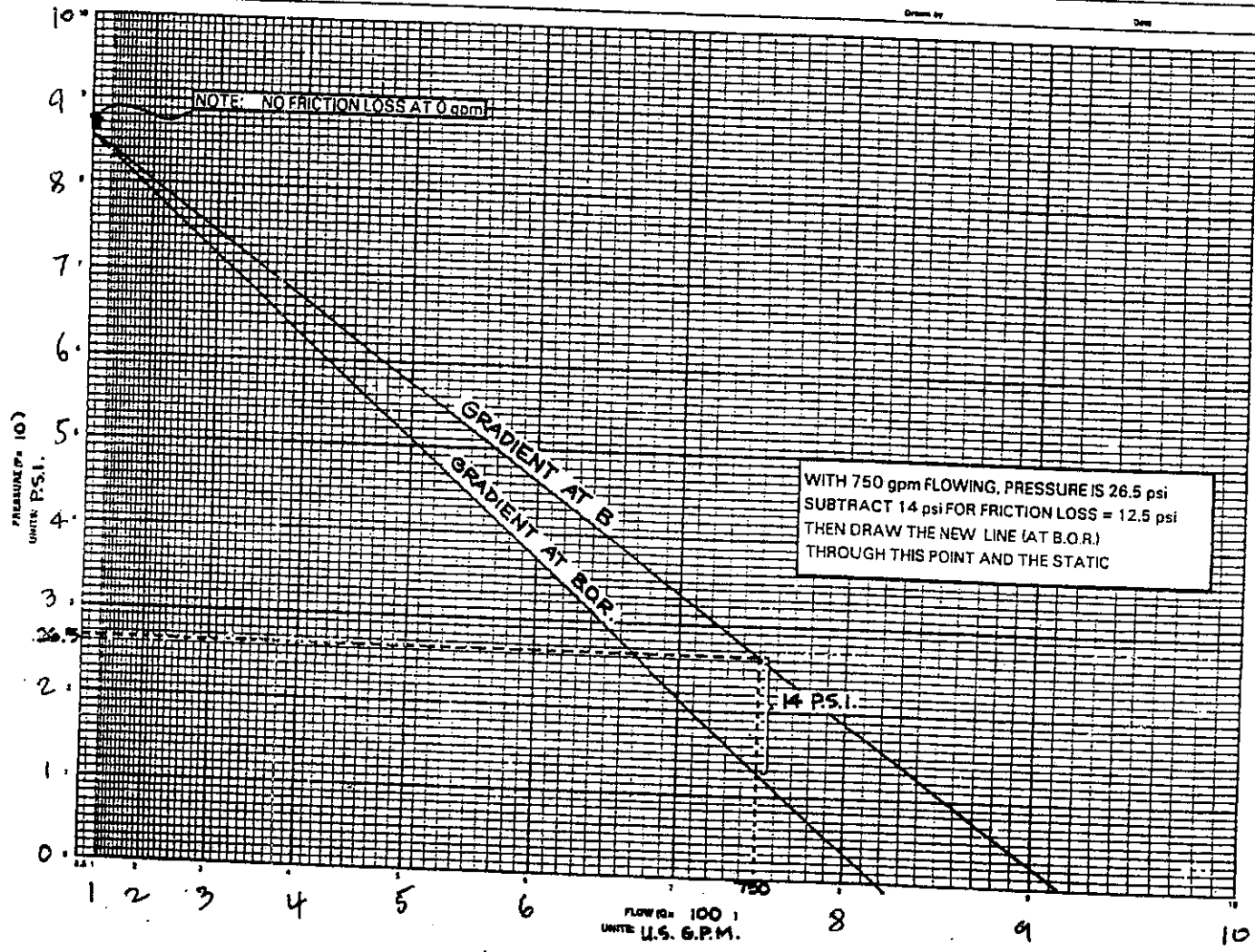
Điểm này cho ta đặc tính của nước tại BOR

- Câu hỏi có thể có là nước có đủ cung cấp cho 500 gpm ở 52 psi hay không ?

STRAIGHT LINE HYDRAULIC DATA SHEET

Diagram 3.16

Drawn by _____ Date _____



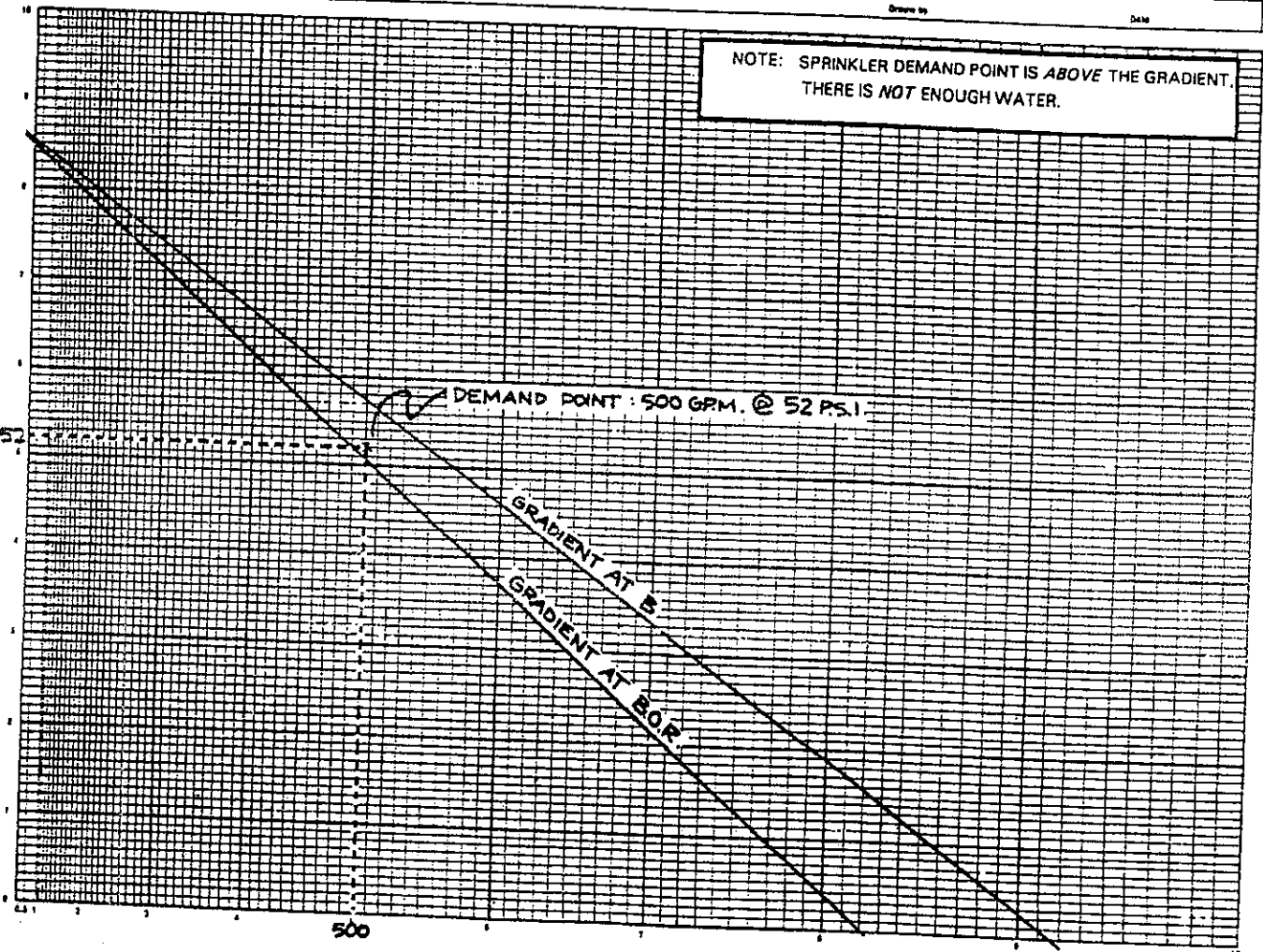
High 6-16

-110-

STRAIGHT LINE HYDRAULIC DATA SHEET

Name of Proj. **Diagram 3.17**
Location _____
Drawn by _____ Date _____

NOTE: SPRINKLER DEMAND POINT IS ABOVE THE GRADIENT,
THERE IS NOT ENOUGH WATER.



PRESSURE (P.S.I.)
UNITS P.S.I.

FLOW (G.P.M.)
UNITS U.S. G.P.M.

High
G.17

-111-

Vì điểm demand nằm trên biểu đồ thủy lực (gradient) của BOR, nên không đủ nước.

Chú ý là nếu ta vẽ demand lên gradient trên giản đồ trong hình 6-15 (nghĩa là demand đã vẽ tại hydrant B) ta thấy dường như đủ nước vì điểm demand ở dưới gradient. Nhưng điều này không đúng, vì demand point phải cùng chỗ như biểu đồ thủy lực (hydraulic gradient) BOR.

Ví dụ 6: Lưu lượng nước đo thử tại hydrant B theo H6-18 cho kết quả sau đây

Test	Nozzles	Pitot (psi)	Residuals (psi)
1	2 ½"	22	17
2	2 ½"	17	38
3	2"	10	57
Static press = 91 psi		Nozzles coeff = 0,85	

Nếu cần 600 gpm @40psi tại BOR, đủ nước không ?

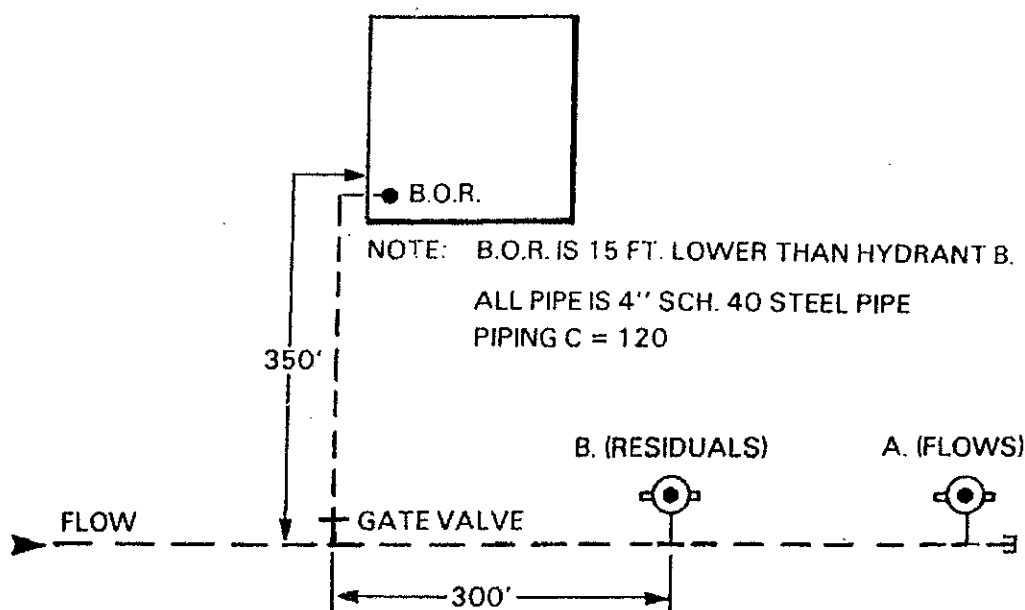


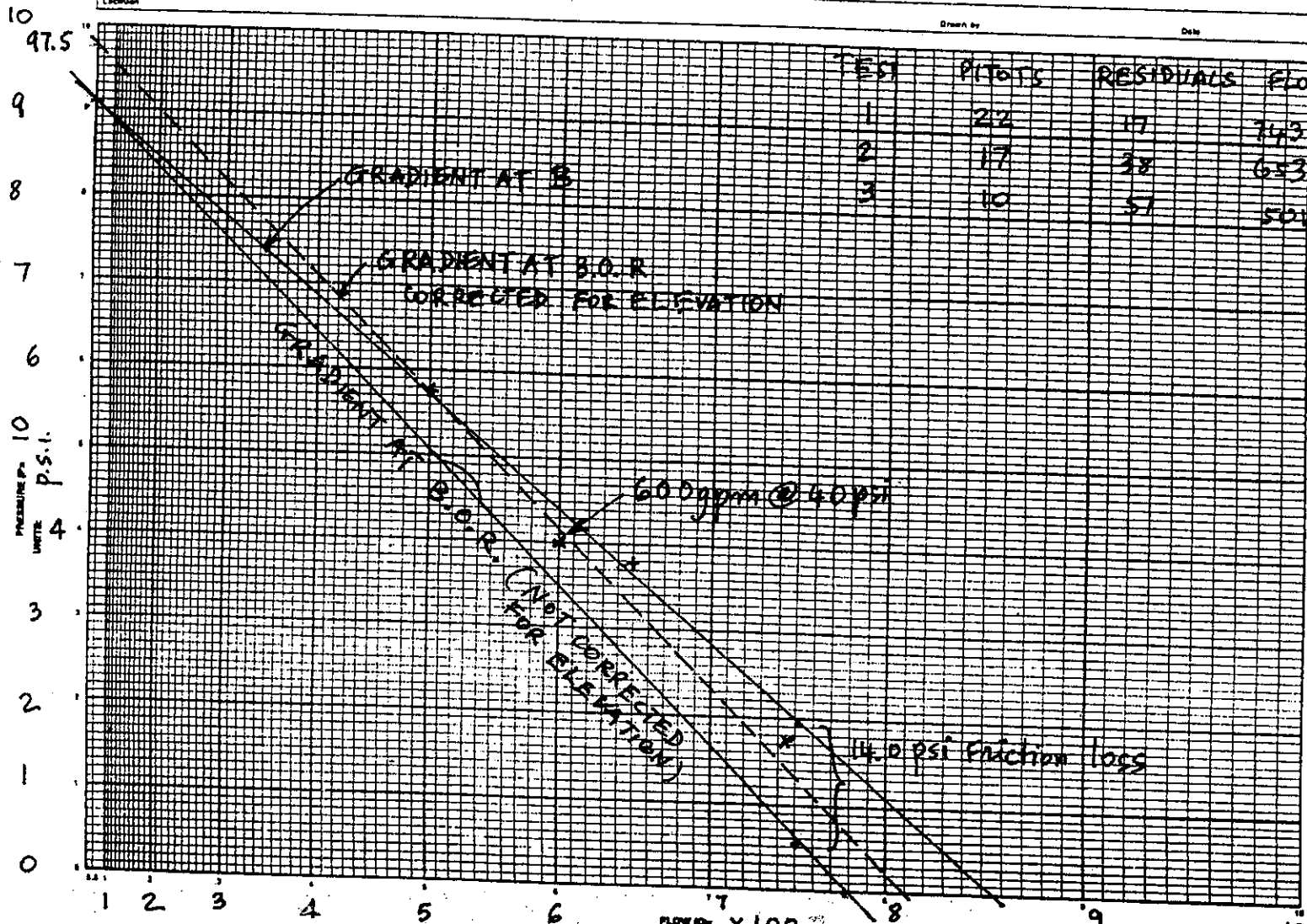
Figure 6.18

STRAIGHT LINE HYDRAULIC DATA SHEET

Name: Hinh 6-19

Location: _____

Drawn by: _____ Date: _____



TEST	PITOTS	RESIDUALS	FLOW
1	22	17	743
2	17	38	653
3	10	51	501

Hinh 6-19
 -113-

FLOW RATE: x 100
 UNITS: US gpm

HALF INCHES OR MORE ABOVE THIS POINT Q 1/4

Ghi chú : - BOR thấp hơn hydrant B là 15 ft
 - Ống dùm 4" sh.40 là ống thép có C = 120.

Giải : Trước hết, vẽ đồ thị của lưu lượng theo áp suất dư residuals (h.6-19) đây là supply (cung cấp) tại hydrant B.

Bây giờ move tới B.O.R. Trong trường hợp này, ta thấy hướng chảy là từ B đi về hướng nguồn tới BOR. Khi chảy ngược về nguồn (source), độ "mất" ma sát được gọi là "gain". Khi chảy từ nguồn đi xa, gọi là "loss".

Đầu tiên, chọn một lưu lượng bất kỳ. Có thể chọn 600 gpm. Nhưng tốt hơn, nên chọn số lớn hơn. Chẳng hạn chọn 750 gpm. Khi đó friction "gain" giữa B và junction C là (theo công thức Hazen - Williams)

$$Pf = \frac{4,52 \times Q^{1,85} \times L}{C^{1,85} \times d^{4,87}}$$

$$= \frac{4,52 \times 750^{1,85} \times 300}{120^{1,85} \times 4,026^{4,87}}$$

$$Pf = 45,6 \text{ psi (gain)}$$

Từ junction C, qua 1 Tee 90⁰, 1 gate valve, 350ft ống 4" 2 elbow (một tại BOR). Chiều dài tương đương là :

$$20' + 2' + 350' + 10' + 10' = 392'$$

Với lưu lượng 750 gpm, độ mất ma sát là :

$$Pf = \frac{4,52 \times 750^{1,85} \times 392}{120^{1,85} \times 4,87} \text{ (Từ C đến BOR)}$$

$$= 59,6 \text{ psi (loss), lấy } 60 \text{ psi}$$

$$\text{Độ mất ma sát thực sự là } = 59,6 - 45,6 \text{ (loss - gain)}$$

$$= 14 \text{ psi}$$

Vẽ 1 đường thẳng qua điểm áp suất tĩnh (0 gpm @ 91 psi) và điểm tham chiếu "x" (750 gpm @ 5,5 psi). Đây là gradient tại BOR.

Tuy nhiên, BOR thấp hơn hydrant B 15ft. Có nghĩa là áp suất nước phải cao hơn 15' x 0,433 = 6,5 psi. Vì điểm thấp hơn thì áp suất cao hơn. Để biểu diễn trên giản đồ, phải tăng áp suất tất cả lên 6,5 psi. Để làm như vậy :

- Đánh dấu "x" cao hơn static 6,5 psi và 1 "x" cao hơn một điểm khác ở tại cuối đường gradient.

- Nối 2 “x” này lại, đó là gradient tại BOR được điều chỉnh vì lợi về áp suất độ cao (elevation gain).

Ghi chú : Nếu độ cao của BOR cao hơn hydrant B, thì sự sai lệch về độ cao là “loss” và gradient điều chỉnh sẽ nằm dưới đường gradient không điều chỉnh. Ta có 2 rules :

1. Điều chỉnh về friction loss hay gain bằng cách vẽ tách đường (không song song) khỏi đường gradient.

2. Điều chỉnh về độ cao nâng các đường song song với gradient tham chiếu

Trở lại với câu hỏi, đánh dấu “x” tại 600 gpm và 40 psi trên giản đồ. Vì nằm dưới corrected gradient tại BOR, vậy vừa đủ nước. “Yes”. Tuy nhiên, vì quá gần đường gradient, nên cẩn thận xem lại áp suất tĩnh hạ thấp vào mùa hè thế nào. Nếu thế, có thể không đủ nước lúc đó.

Nếu áp suất mùa hè đã có lịch sử của nó là xuống thấp hơn áp suất tĩnh thử nghiệm, vậy là không thích hợp.

BÀI TẬP KIỂM TRA

Đường cấp nước như hình 6.20

Cuộc thử lưu lượng nước với residual tại A cho kết quả như sau :

Test	Nozzle	Pitot (psi)	Residual
1	2 - 2 ½"	28/28 psi	35 psi
2	2 - 2 ½"	18/18	49
3	2 - 2 ½"	10/10	64
4	1 - 2 ½"	14	73

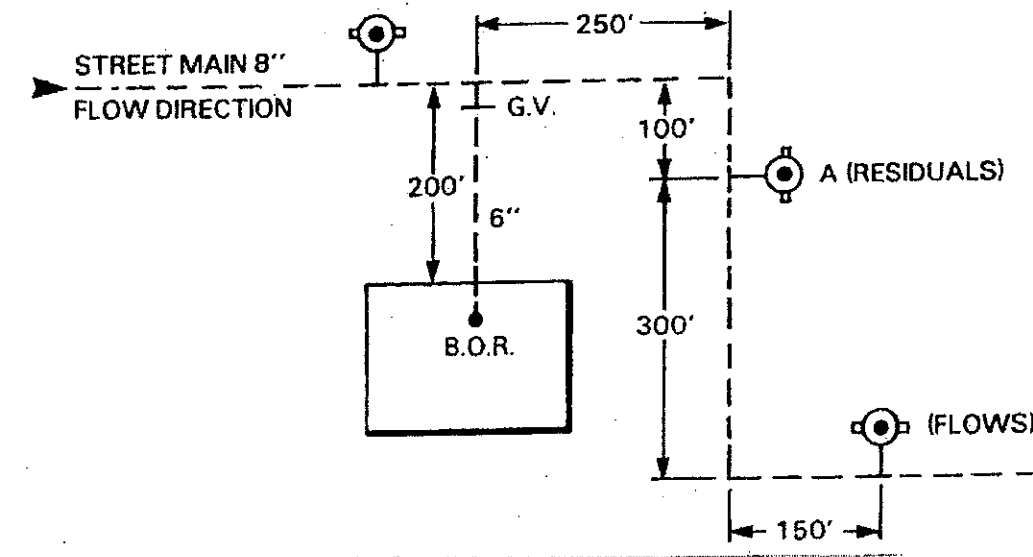


Figure 6.20

- Ghi chú :**
- BOR cao hơn hydrant A 20 ft
 - Mains 8" enamel – lined cast iron
 - Ống từ street main đến B.O.R là 6", Sch.40 steel có C = 120
 - Hydrant butts = rounded inside , sharp at outlet
 - Static pressure = 80 psi
 - Nếu spinkler demand là 1400 gpm @ 40 psi tại B.O.R, lượng nước đủ không ?

Giải : Trước hết tính lưu lượng, dùng pt :

$$Q = 29,83 \times c \times d^2 \times \sqrt{P}$$

- Thử nghiệm 1, P = 28 psi, ta có :

$$\begin{aligned} Q_1 &= 29,83 \times 0,9 \times 2,5^2 \times \sqrt{28} && \text{H6 - 8 (a)} \\ &= 888 \text{ gpm} = (167,79) \sqrt{28} \end{aligned}$$

Với 2 đầu vòi, $Q_1 = 1776 \text{ gpm}$

- Thử nghiệm 2, P = 18 psi, ta có

$$Q_2 = 167,76 \times \sqrt{18} = 167,79 \times 4,24$$

Với 2 đầu vòi, $Q_2 = 1424 \text{ gpm}$

- Thử nghiệm 3, P = 10 psi

$$\begin{aligned} Q_3 &= 137,79 \times \sqrt{10} = 167,79 \times 3,16 \\ &= 532 \text{ gpm} \end{aligned}$$

2 đầu vòi, $Q_3 = 1064 \text{ gpm}$

- Thử nghiệm 4, P = 14 psi

$$Q_4 = 167,76 \times \sqrt{14} = 628 \text{ gpm (1 đầu vòi)}$$

Tóm lược	Pitot	Residual	Q gpm
1	28/28	35	1776
2	18/18	49	1424
3	10/10	64	1064
4	14	73	628

Đem vẽ trên giản đồ residuals và flows. Đây là supply tại hydrant A.

Bây giờ “move” cung cấp nước tới spr main connection at PL propertyline.

Nên nhớ chiều chảy từ nguồn , qua spr. connection , tới hydrant A. Vậy friction loss từ A đến connection là “gain”.

Để có giản đồ chính xác, ta chọn 1000 gpm từ hydrant A tới connection. Ta có thể chọn bất cứ lượng gpm nào, nhưng ở đây chọn 1000 gpm cho dễ (vì đề tài có sprinkler demand là 1400 gpm, ta có thể chọn trị số này cũng được).

Với 1000 gpm, friction gain, theo công thức :

$$Pf = \frac{4,52 \times Q^{1,85} \times L}{C^{1,85} \times d^{4,87}}$$

Với Q = 1000 gpm

C = 100 (ống 8" main)

d = 8,11" (enamel - lined)

$$Le = 250' + 100' + L = 350' + 18' \times 0,713 = 350' + 12,84' = 362,84' = 363'$$

Thay vào công thức trên :

$$\begin{aligned} Pf &= \frac{4,52 \times Q^{1,85} \times 363'}{100^{1,85} \times 8,11^{4,87}} \text{ (friction gain)} \\ &= \frac{4,52 \times 354.813,39}{5.011,87 \times 26.725,85} \times 363' \\ &= 0,012 \times 363' = 4,3 \text{ psi (GAIN)} \end{aligned}$$

Từ connection junction , ta "move" : qua 90° tee, 1 GV , 200' ống 6" Sch.40, Steel, C = 120, 1 std elbow, Le = 30' + 3' + 200' + 14' = 247'

Với friction loss từ main tới B.O.R :

$$\begin{aligned} Pf &= \frac{4,52 \times 1.000^{1,85} \times 247'}{120^{1,85} \times 6,065^{4,87}} \\ &= \frac{4,52 \times 354.813,39}{7.022,46 \times 6,492,11} \\ &= 0,0357 \times 247' = 8,83 \text{ psi (loss)} \\ &= 8,8 \text{ psi} \end{aligned}$$

Net friction loss = 4,3 - 8,8 = 4,5 psi loss

Điều chỉnh đường biểu diễn 4,5 psi để có supply nước tại B.O.R. Trên đường 1000 gpm, vẽ xuống 4,5 psi. Đây là cung cấp nước đã điều chỉnh tại B.O.R.

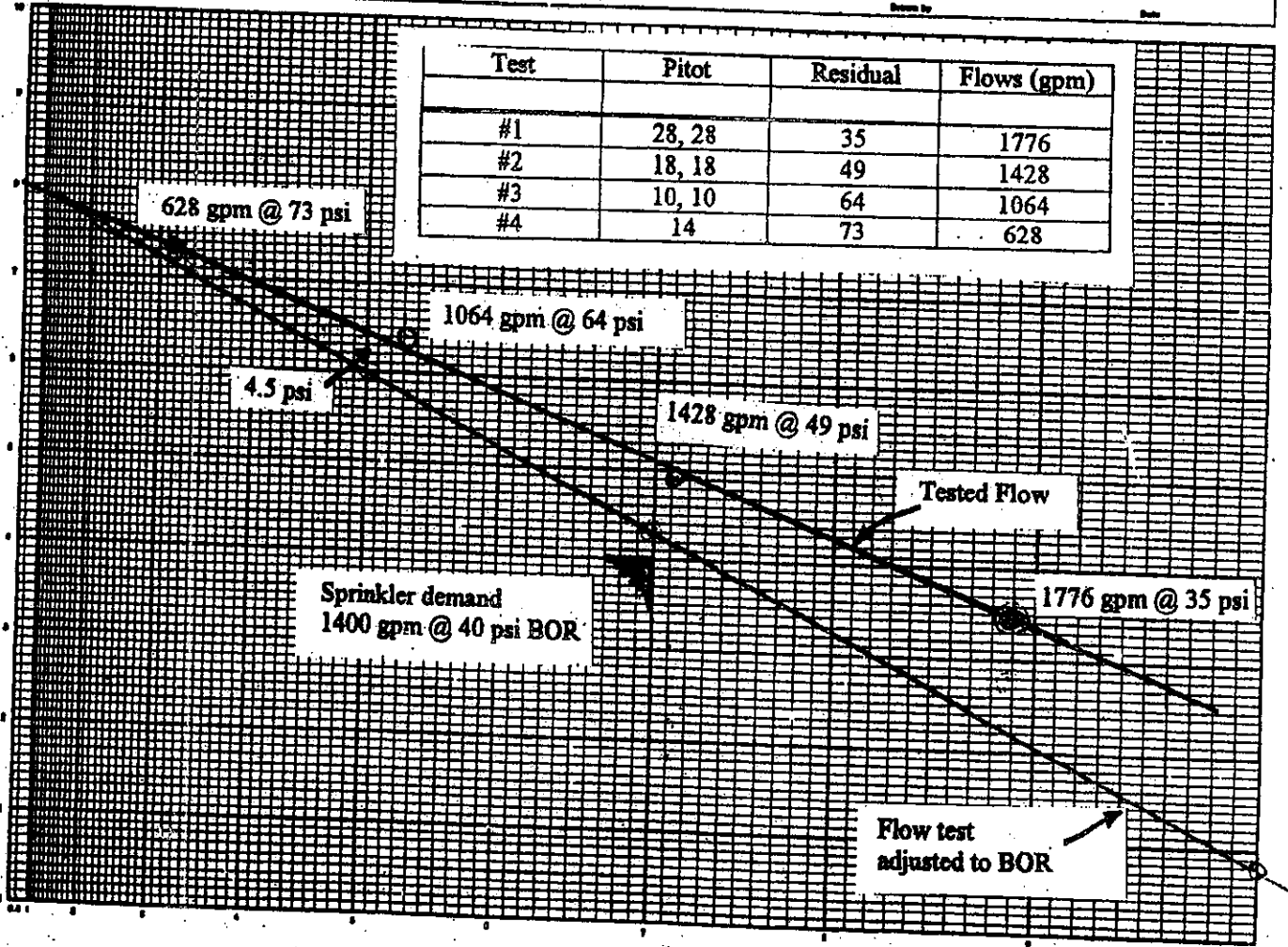
- Ngoài ra cần điều chỉnh về elevation. B.O.R cao hơn A là 20' : 20' x 0,433 = 8,66 psi = 8,7 psi nên phải trừ áp suất trên đây với 8,7 psi.

Ghi 1400 gpm @ psi spr. system demand trên giản đồ, Ta thấy demand nằm phía dưới gradient của flow test đã điều chỉnh ở B.O.R. Vì vậy đạt được yêu cầu của nước cung cấp : "yes". Đủ nước.

STRAIGHT LINE HYDRAULIC DATA SHEET

Client: _____
 Location: _____
 Drawn by: _____ Date: _____

Test	Pitot	Residual	Flows (gpm)
#1	28, 28	35	1776
#2	18, 18	49	1428
#3	10, 10	64	1064
#4	14	73	628



Hint 6-20 bis

11-1

FLOW (gpm) _____
 UNITS: _____

W.A. BLAG, Inc. _____
 IN. ABOVE TEST POINT

Q1-4

PHẦN 5

ĐẦU NỐI BƠM PCCC

(Fire Department Pumper Connections or Siamese Connections)

Phải có một (hoặc 2) pumper connections đặt bên ngoài building. Tại đây pumper truck của PCCC có thể nối vào, lấy nước từ một nguồn riêng biệt, để bơm đẩy nước lên tới hệ thống phun.

Một cách khác là lấy nước từ một hydrant gần trên đường chính, bằng cách bơm vào hệ thống, đẩy áp suất nước cao thêm. Điều này rất ích lợi khi có nhiều đầu phun tự động.

Trong hệ thống với một cột đứng (single riser) và các hệ thống hồng thuỷ (deluge) đầu nối bơm có thể dùng để cung cấp nước vào hệ thống ngay cả khi van chính của hệ thống bị khoá lại. Trong các hệ thống này, đầu nối bơm đặt ở trên shut off valve.

Tiêu chuẩn đòi hỏi một đầu nối bơm lên tất cả các hệ thống thống phun, với các ngoại lệ sau đây :

- Các building ở vùng xa mà PCCC không tới được.
- Các hệ thống hồng thuỷ lớn có tải ngoài khả năng đáp ứng của các xe cứu

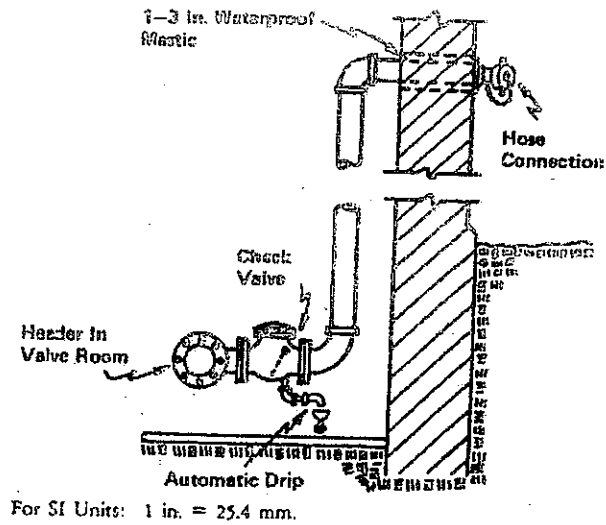
hoả.

- Các buildings nhỏ một tầng, diện tích không quá 2000 ft². Ngõ nối vào phải bố trí đặt nơi nào cho PCCC tới dễ dàng, và không được quá xa hydrant (hay nguồn nước nào khác). Khoảng cách tối đa tới hydrant là 45m.

Ngõ nối vào phải cao cách mặt đất từ 18” đến 48” và phải ghi dấu trong trường hợp các lùm cây hay tuyết bao phủ. Phải có tấm bảng ghi rõ đầu nối cho cái gì, chẳng hạn sprinkler, standpipes, warehouse sprinkler v.v..

Mỗi đầu nối bơm PCCC phải được xác minh bằng sign hay collars, loại hệ thống. Nếu đầu nối chỉ dùng cho một hệ thống phun, sign đó phải ghi “Automatic Sprinkler System” hay tương tự. Nếu đầu nối dùng cho cả hệ thống phun và vòi nước (Stand Pipe), phải ghi “Auto Sprinkler and Stand Pipe System”, hay tương tự.

Ở đầu mà PCCC chỉ phục vụ một phần của building, phải có 1 sign cho biết các phần nào của building được phục vụ. Sign cũng chỉ rõ áp suất bơm cần thiết tại đầu nối của dây vòi (hose) nếu áp suất yêu cầu quá 150 psi.

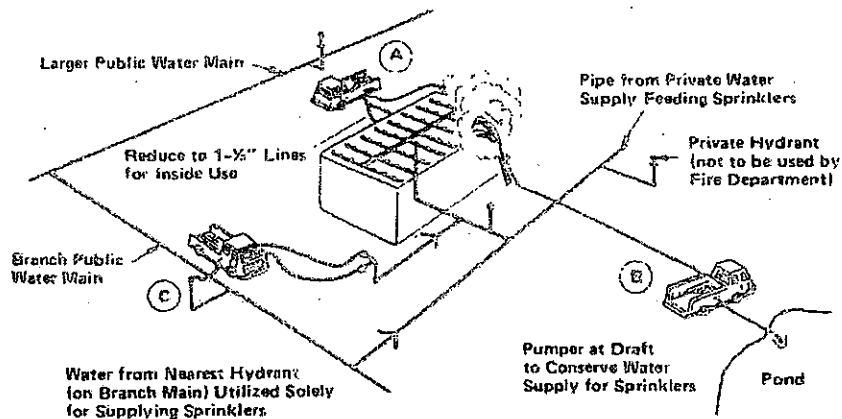


Reprinted with permission from "Fire Protection Handbook,"
 Copyright © 1969, National Fire Protection Association,
 Quincy, MA 02269.

Figure 6.21
 Fire Department Connection

Đầu nối của PCCC như hình 6-21

Đầu nối nước cung cấp tới hệ thống phun (hình 6-22)



Reprinted with permission from "Fire Protection Handbook,"
 Copyright © 1969, National Fire Protection Association,
 Quincy, MA 02269.

Figure 6.22
 Fire Department Water Supply Connection to Sprinkler System

Các ví dụ cách đặt các van như hình 6.23

Thông thường đầu nối cỡ 4" cho xe PCCC và 6" cho tàu PCCC, như tại các bến tàu hay cảng.

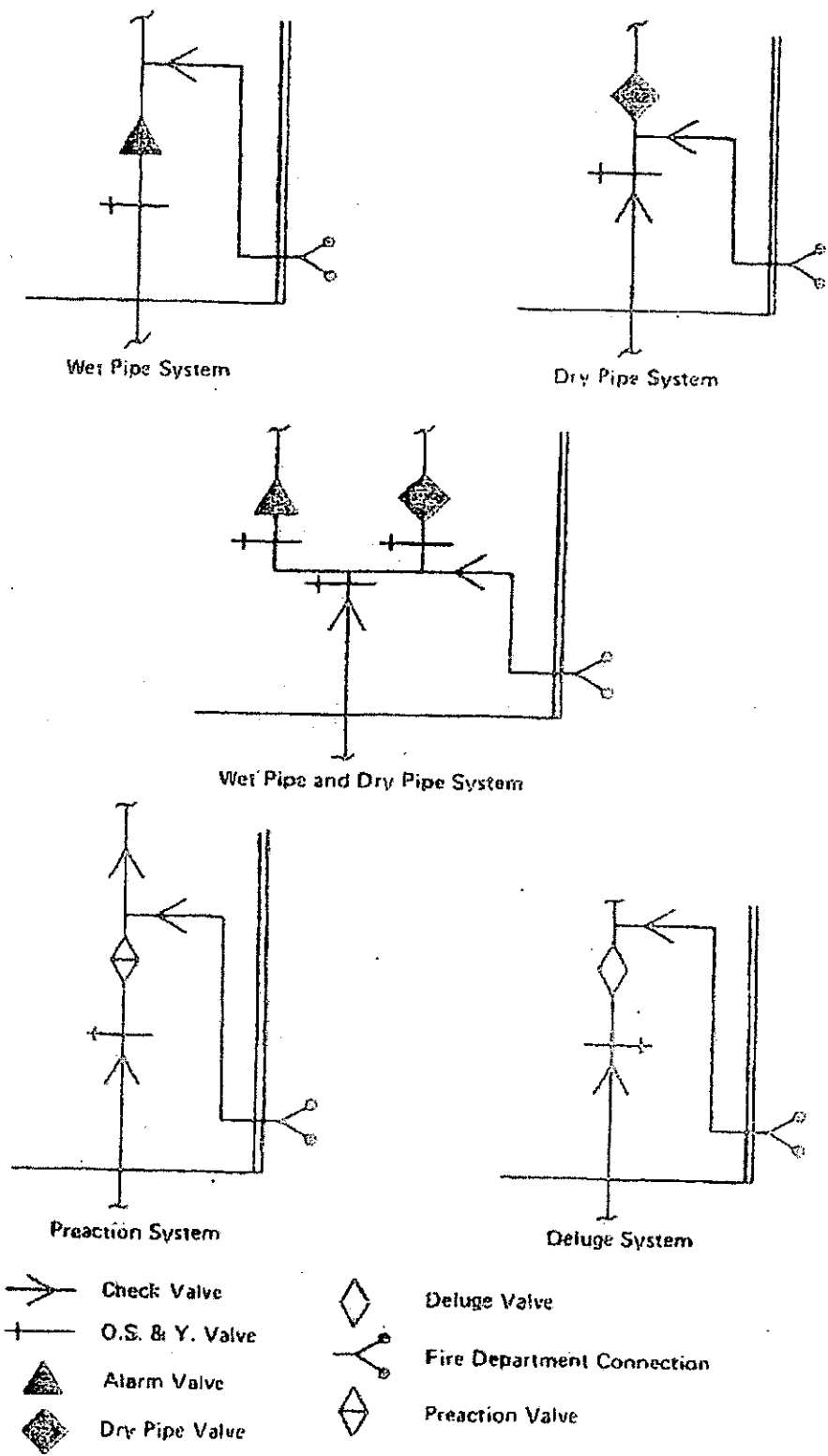


Figure 6.23
Examples of Acceptable Valve Arrangements

PHẦN 6
TẢI NƯỚC YÊU CẦU CHO
HỆ THỐNG PIPE SCHEDULE
(Water Demand for Pipe Schedule Systems)

Nguồn nước cấp cho các hệ thống phun được tính toán theo biện pháp kiểm soát Occupancy Hazard. Nghĩa là nơi sử dụng (Occupancy) được bảo vệ sẽ xác định thể tích và áp suất cho hệ thống.

Cách sử dụng (Occupancy) được phân loại ra :

- **Light hazard**, như nhà ở , trường học, văn phòng ... khi sự cháy nhỏ.
- **Ordinary Hazard group 1**, như các building thương nghiệp hay công nghiệp cỡ nhỏ tới trung, bãi đậu xe, tiệm hoặc xưởng giặt, nơi phục vụ nhà hàng ... khi sự cháy nhỏ và một ít chất lỏng dễ cháy.
- **Ordinary Hazard group 2**, như các nơi sử dụng công nghiệp từ trung tới lớn (medium to heavy), có chứa đồ cao tới 12', mà sự cháy cỡ trung tới lớn và các chất lỏng dễ cháy được dùng tới lượng giới hạn nào đó.
- **Extra Hazard group 1**, Khi sự cháy rất lớn, nhưng ít chất lỏng dễ cháy.
- **Extra Hazard group 2**, Khi sự cháy rất lớn và chất lỏng dễ cháy nhiều hay có các điều kiện tệ hại khác.

Ngoài ra, tiêu chuẩn còn nói tới các loại sử dụng đặc biệt khác (Special Occupancy) gồm các Occupancies tạo nên nguy cơ đặc biệt mà cần phải có thiết kế và lượng cấp nước đặc biệt.

Ref 6-2.

Có hai phương pháp thiết kế theo tiêu chuẩn.

1- Thiết kế theo pipe schedule, theo đó các cỡ ống được định theo các bảng sẽ cung cấp cho một số đầu phun nào đó. Phương pháp này chỉ giới hạn cho các hệ thống lắp đặt nhỏ hơn 5000 ft², hay phần nổi rộng của các hệ thống schedule sẵn có, hoặc cho các nơi sử dụng loại Ordinary Hazard khi nguồn cung cấp nước có áp suất thừa tại BOR tối thiểu là 50 psi. Cơ quan chức năng có thể hay không chấp nhận các cách này.

2 – Phương pháp tính toán thủy lực (Hydraulic Calculation Method)

Các cỡ ống được định theo khả năng của nguồn cấp nước tới mỗi đầu phun ở áp suất tối thiểu và mật độ nước (số gpm/ft² của diện tích phủ, area coverage)

Phương pháp tính thủy lực sẽ được bàn tới ở chương trình thứ hai, không thuộc chương trình này.

Tải yêu cầu cho nguồn nước cung cấp cho pipe schedule được xác định theo tiêu chuẩn.

Ref 6.3

Áp suất trong bảng là trị số tại đầu phun cao nhất trong hệ thống. Để có áp suất yêu cầu tại BOR, đem cộng áp suất thừa (Residual Pressure) với áp suất cao độ (Elevation Pressure) yêu cầu để đưa nước tới đầu phun cao nhất. Không để ý tới độ mất ma sát, vì đã được bao gồm trong phép tính toán toàn thể.

Khi tải yêu cầu đã được xác định (thể tích và áp suất), được vẽ trên biểu đồ thủy lực của nguồn cấp nước. Nếu tải đó nằm phía dưới đường biểu đồ (gradient) thì lượng nước cung cấp đủ. Còn nếu không, áp suất nước không đủ và phải cần tới một bơm đẩy (booster pump)

Ví dụ : Một nguồn cấp nước tại BOR là 1200 gpm@20 psi, với áp suất tĩnh là 80 psi. Tải yêu cầu được tính là 800 gpm@45 psi. Vậy nước cung cấp có thích hợp không ?

Giải : Biểu đồ thủy lực là đường thẳng trên giản đồ biểu diễn nguồn nước cấp tại điểm tham chiếu BOR. Xem hình 6.24. Nếu đã biết nguồn cấp nước, ta định trên giản đồ và vẽ một đường thẳng đi qua các điểm tham chiếu. Đường thẳng này được gọi là đường thủy lực, hay biểu đồ thủy lực, và biểu thị nguồn nước cấp tại điểm đó.

Trong ví dụ này, nguồn cấp được cho là 1200 gpm@20 psi từ áp suất tĩnh 80 psi. Tải yêu cầu là 800 gpm@45 psi.

Vì áp suất yêu cầu và nguồn cấp khác nhau, và lưu lượng tải yêu cầu và nguồn cấp khác nhau, nên không có một trả lời cho câu hỏi .

Tuy nhiên, khi vẽ điểm nguồn cung cấp lên giản đồ và rồi vẽ chồng điểm tải yêu cầu, ta sẽ thấy ngay là nguồn nước cung cấp thích hợp hay không.

Bước 1 : Trên giấy giản đồ, lấy tỷ lệ cho lưu lượng (gpm) $Q \times 200$, tức lượng chảy trên trục “y” bằng 200 lần trị số trên giản đồ.

Bước 2 : Lấy tỷ lệ trên trục “x” là $P \times 10$, tức áp suất ghi nhận bằng 10 lần trị số ghi trên giản đồ.

Bước 3 : Lấy áp suất tĩnh trên giản đồ bằng dấu “x” nhỏ tại 80 psi (8 trên trục x) khi tải bằng 0 gpm.

- Bước 4 : Lấy dấu “x” nhỏ tại giao điểm của 1200 gpm và 20 psi.
- Bước 5 : Vẽ 1 đường thẳng qua các điểm “x”, xem hình 6.24. Đây là biểu đồ thủy lực tại BOR.
- Bước 6 : Lấy dấu “x” nhỏ tại giao điểm của áp suất tải (45 psi) và lưu lượng tải (800 gpm)
- Bước 7 : Điểm tải yêu cầu **dưới** đường thẳng vì vậy **đủ nước**. Nếu tải yêu cầu trên đường thẳng, thì không đủ nước.

Ta đã áp dụng các công thức để tính độ mất (hay lợi) áp suất do cột nước hay lưu lượng nước và để tính lượng nước từ vòi phun ra. Các công thức cơ bản này được dùng cho tính toán trong chương trình này, và ta thấy ở phần sau. .

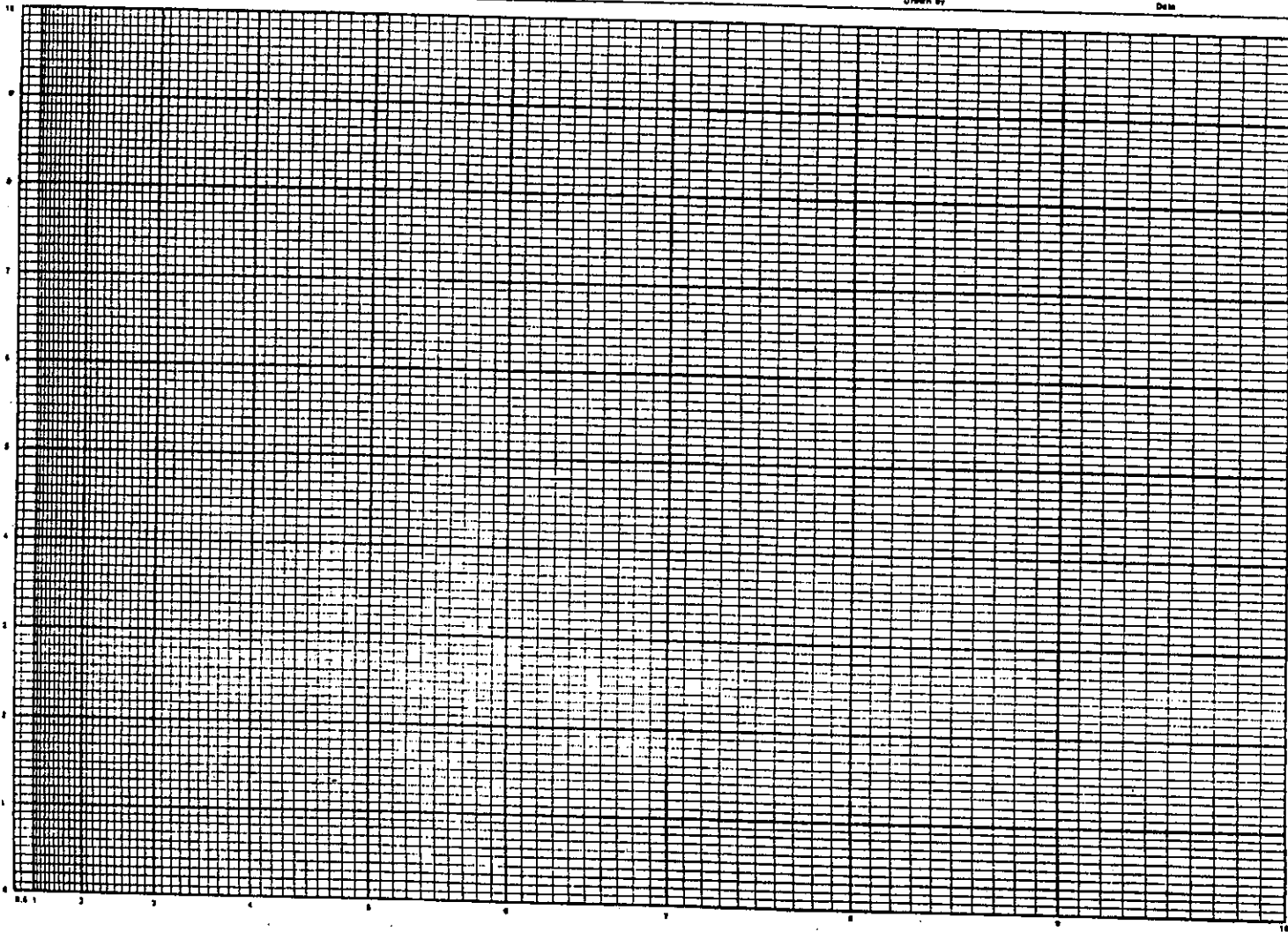
Để tính theo hệ SI, dùng các trị số tương đương. Nên chụp lại các công thức này ở trang riêng trong sổ tay để tiện dụng hơn.

Ta đã áp dụng các công thức để tính độ mất (hay lợi) áp suất do cột nước hay lưu lượng nước và để tính lượng nước từ vòi phun ra. Các công thức cơ bản này được dùng cho tính toán trong chương trình này và ta sẽ thấy ở phần sau :

Để tính theo hệ SI, dùng các trị số tương đương nên chụp lại các công thức này ở trang riêng trong sổ tay để tiện dụng hơn.

STRAIGHT LINE HYDRAULIC DATA SHEET

Name	
Location	
Drawn by	Date



PRESSURE (ft)
UNITS

FLOW (GPM)
UNITS

H.B. BLDG. No. _____
(ft. ABOVE TEST POINT)

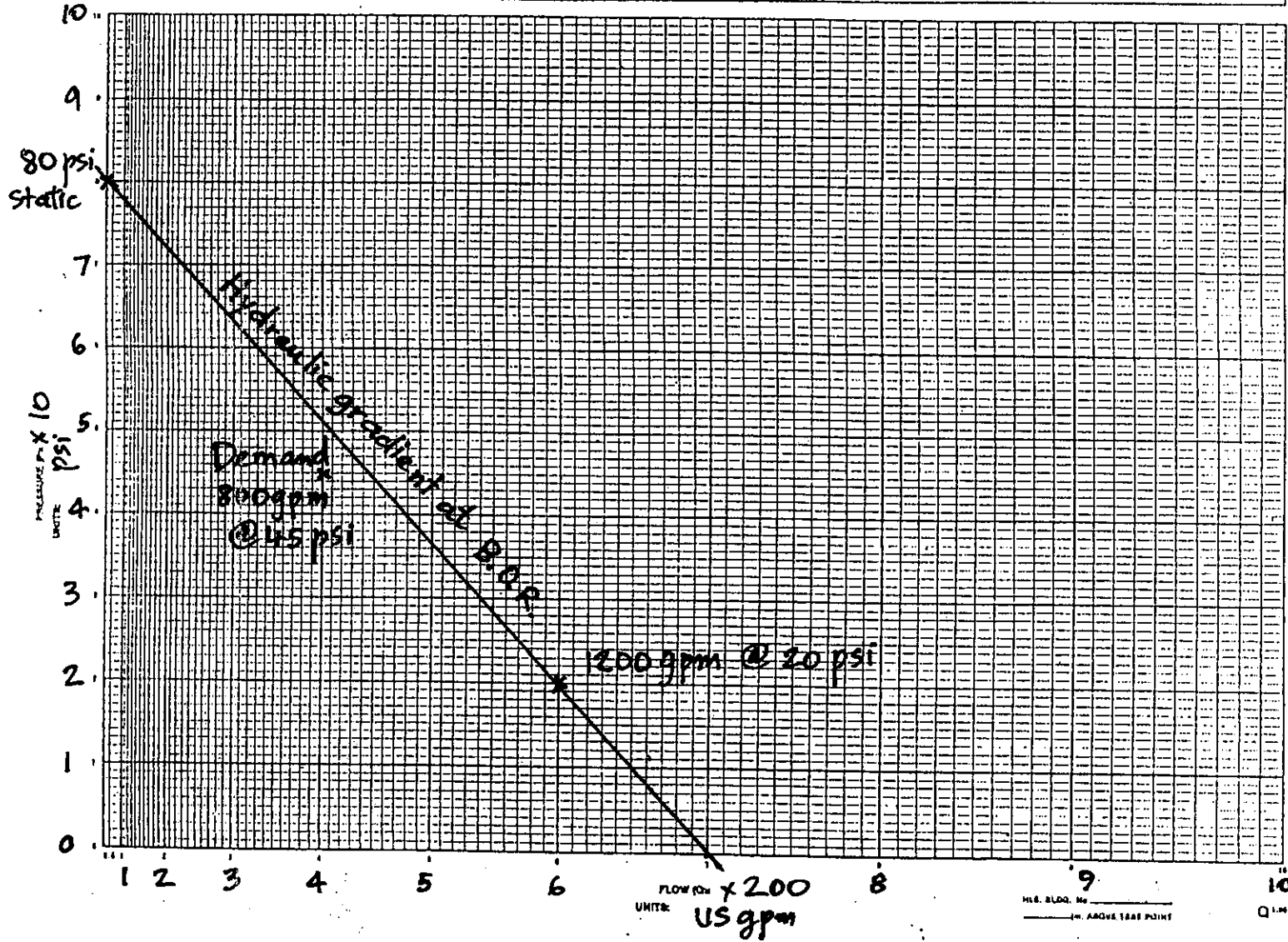
Q1-28

-126-

Hinh 6.24

STRAIGHT LINE HYDRAULIC DATA SHEET

Name _____
Location _____ Drawn by _____ Date _____



Hinh 6.24(a)

PHẦN 7

TÓM LƯỢC CÁC CÔNG THỨC DÙNG TRONG THỦY LỰC

Các công thức tính bằng US gpm, (đơn vị SI được ghi trong dấu ngoặc)

1- Lưu lượng phun ra từ vòi phun.

- Khi lỗ phun đơn ở áp suất pf nhỏ, ta có :

$$Q = K \sqrt{P} \quad \text{với } K = acd^2$$

Với : $Q = \text{US gpm (l/s)}$

$P = \text{psi (kPa)}$

$K = \text{hệ số vòi phun}$

$a = 29,83 (0,00111)$

$C = \text{hệ số phun xả (đầu phun hoàn hảo là 1,00)}$

$d = \text{đường kính in (mm)}$

2- Để tính lưu lượng có sẵn tại mỗi áp suất thừa cho từ kết quả thử nghiệm.

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{S - R_2}{S - R_1} \right)^{0,54}$$

Với $S = \text{áp suất tĩnh, psi (kPa)}$

$R_2 = \text{áp suất thừa tại } Q_2$

$R_1 = \text{áp suất thừa tại } Q_1$

3- Độ mất áp suất do độ cao :

Độ mất /ft độ cao = 0,433 psi

Độ mất/m độ cao = 9,795 Kpa

4- Độ mất ma sát trong ống :

Công thức Hazen – Williams

$$Pf = \frac{4,52 \times Q^{1,85} \times L}{C^{1,85} \times d^{4,87}} \quad (\text{psi})$$

Với : $Q = \text{lưu lượng, US gpm (l/s)}$

$C = \text{hệ số ống}$

$L = \text{chiều dài, ft (m)}$

$d = \text{đường kính trong thực sự của ống (I.D), inch (mm)}$

$$Pf = \left(\frac{Q \times 60}{C}\right)^{1,85} \times \left(\frac{L \times 6,05 \times 10^7}{d^{4,87}}\right) (kPa)$$

Từ trên ta tính ra lưu lượng :

$$Q \text{ (gpm)} = \left(\frac{Pf \times C^{1,85} \times d^{4,87}}{4,52 \times L}\right)^{0,54054}$$

Hay :

$$Q \text{ (l/s)} = \left(\frac{Pf \times d^{4,87}}{L \times 6,06 \times 10^7}\right)^{0,54054} \times \frac{C}{60}$$

5- Vận tốc của lưu lượng nước :

$$V = \frac{E \times Q}{d^2}$$

Với $V =$ vận tốc , ft/s (m/s)

$$E = 0,4085 (1273,247)$$

$$Q = \text{US gpm (l/s)}$$

$$d = \text{đường kính trong I.D, inch (mm)}$$

Ghi chú :

$$1 \text{ US gallon} = 0,8327 \text{ Imperial gallon}$$

$$1 \text{ Imperial gallon} = 1,2 \text{ US gallon}$$

$$1 \text{ psi} = 6,895 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ US gpm} = 0,0631 \text{ l/s}$$

$$1 \text{ l/s} = 15,85 \text{ US gpm}$$

Tham khảo :

Tiêu chuẩn NFPA 13 - Automatic Sprinkler System 1999 Edition

Ref No.

Xem

6.1 Section 5-14.1.1.7 đến 5-14.1.1.8, 5-15.5.2

6.2 Section 2-1

6.3 Section 7-2.2