

POLITECNICO DI TORINO

ESAMI DI STATO PER L'ABILITAZIONE ALLA PROFESSIONE DI INGEGNERE I SESSIONE - ANNO 2003

Ramo Nucleare

TEMA N. 2

E' richiesto il progetto di massima di un circuito sperimentale per lo studio termoidraulico dei fasci di barre di un reattore nucleare del tipo moderato e refrigerato ad acqua leggera in pressione (PWR), avente le caratteristiche riportate nella tabella seguente:

Potenza termica del nocciolo (MWt)	1812
Frazione della potenza generata nel combustibile	0.974
Area totale di passaggio del refrigerante nel nocciolo (m ²)	3.576
Portata areica nel nocciolo ($\frac{\text{kg}}{\text{s m}^2}$)	2360
Pressione dell'acqua del circuito primario all'ingresso dei fasci di barre (bar)	155
Temperatura nominale all'ingresso del nocciolo (°C)	286
Potenza termica lineare media delle barrette (kW/m)	12.6
rapporto tra il flusso termico medio della barretta più sollecitata e quello medio dell'intero nocciolo	1.33
rapporto tra il flusso termico massimo e quello medio della barretta più sollecitata	1.71
Altezza attiva del nocciolo (m)	3.66

Numero di fasci	145
Passo tra i fasci (cm)	21.5
Dimensione trasversale del fascio (cm)	21.4 x 21.4
Tipo	17 x 17
Numero di barrette di combustibile per fascio	264
Passo tra le barrette (cm)	1.26
Numero di griglie per fascio	9
Diametro esterno delle barrette di combustibile a freddo (mm)	9.14
Spessore dell'incamiciatura delle barrette di combustibile a freddo (mm)	0.57
Altezza del plenum delle barrette (cm)	16.4

Il circuito sperimentale è dedicato alla simulazione termoidraulica dei fasci di barre, in regime stazionario, condotta al fine di verificare sperimentalmente le modalità di scambio termico tra le barrette e il fluido termovettore. Esso è pertanto costituito dai soli componenti necessari per la simulazione, qui di seguito elencati:

- sezione di prova rappresentativa del comportamento termoidraulico dei sottocanali del fascio di barre, caratterizzata da:
 - 4 x 4 tubi di diametro esterno e reticolo quadrato uguali a quelli delle barrette di combustibile;
 - lunghezza totale e lunghezza riscaldata dei tubi rispettivamente uguali alla lunghezza totale e a quella attiva delle barrette di combustibile;
 - generazione della potenza termica per effetto Joule (realizzato mediante passaggio diretto di corrente continua nella parete dei tubi);

- pompa di circolazione dell'acqua che simula l'acqua del circuito primario del reattore;
- valvola di regolazione della portata;
- pressurizzatore;
- scambiatore di calore per la rimozione della potenza termica fornita all'acqua circolante nel circuito, al fine di realizzare condizioni di funzionamento stazionarie;
- tubazioni di collegamento della sezione di prova agli altri componenti;
- strumentazione del circuito per la misura della pressione, della portata del refrigerante e delle temperature del refrigerante e della parete riscaldante in punti significativi della sezione di prova.

Le prove sperimentali debbono essere condotte nelle due seguenti condizioni operative:

Condizione (a), caratterizzata da:

- temperatura e pressione dell'acqua all'ingresso della sezione di prova uguali a quelle di ingresso nei fasci di barre del reattore;
- portata specifica dell'acqua nella sezione di prova uguale a quella nominale del reattore;
- potenza termica fornita a ciascun tubo pari a quella generata nelle barrette termicamente più sollecitate del reattore, ma con distribuzione uniforme lungo i tubi.

Condizione (b), caratterizzata da:

- temperatura e pressione dell'acqua all'ingresso della sezione di prova uguali a quelle di ingresso nei fasci di barre del reattore;
- portata specifica dell'acqua nella sezione di prova uguale a quella nominale del reattore;
- potenza termica fornita a ciascun tubo superiore del 50 % rispetto a quella della condizione (a), ancora con distribuzione uniforme lungo i tubi.

Con riferimento ai precedenti elementi si richiede al Candidato lo svolgimento dei punti sotto elencati.

1. Rappresentazione schematica del circuito.
2. Determinazione della portata in massa dell'acqua che percorre la sezione di prova, uguale nelle condizioni (a) e (b).
3. Determinazione della potenza termica generata nei tubi della sezione di prova.
4. Scelta del tipo di scambiatore di calore.
5. Dimensionamento di massima dello scambiatore di calore, supponendo che il lato secondario sia alimentato da acqua alla pressione di 30 bar e alla temperatura di 20 °C. Nell'ambito di questo punto, e preliminarmente al dimensionamento, deve essere fissato un opportuno valore della portata dell'acqua secondaria.
6. Scelta del diametro e dello spessore delle tubazioni del circuito.
7. Determinazione della prevalenza della pompa, tenendo presente che le perdite di pressione nello scambiatore di calore dipendono dalla tipologia scelta e dai parametri geometrici ricavati nell'ambito del dimensionamento, e facendo riferimento ai dati seguenti per le altre perdite di pressione:
 - 7.1. il coefficiente di perdita localizzata della valvola di regolazione della portata in posizione di completa apertura è pari a 10;
 - 7.2. le curve a 90° presenti nelle tubazioni del circuito hanno un coefficiente di perdita localizzata pari a 0.6; per quelle a 45° il coefficiente è pari a 0.4;
 - 7.3. la rugosità assoluta della parete dei tubi è pari a 0.05 mm;
 - 7.4. le perdite localizzate nella sezione di prova sono pari al 75 % di quelle dovute all'attrito continuo.

8. Determinazione dello spessore della parete dei tubi della sezione di prova, nell'ipotesi che essi siano realizzati in acciaio inossidabile avente una resistività elettrica ρ_{acc} data dalla relazione seguente, in funzione della temperatura:

$\rho_{acc} = (0.0690 T + 70.9)10^{-6} \Omega \text{ cm}$, dove la temperatura è espressa in ($^{\circ}\text{C}$); a questo scopo il Candidato deve assumere un valore conveniente della tensione da applicare ai capi dei tubi.

Il Candidato discuta quindi la possibilità di realizzare una generazione di potenza termica non uniforme lungo i tubi della sezione di prova, per una simulazione più realistica delle reali condizioni operative del fascio di barre; proponga allo scopo una possibile soluzione costruttiva.

Nello svolgimento dei punti precedenti, il Candidato indichi eventuali riferimenti normativi da applicare durante la progettazione del circuito e illustri infine i problemi di sicurezza connessi all'esercizio del circuito stesso.

Qualora l'entalpia dell'acqua risulti maggiore di quella del liquido saturo alla pressione di 155 bar, ma inferiore a quella del vapore saturo alla stessa pressione, in presenza quindi di una miscela bifase caratterizzata dalla frazione in massa (x) della fase vapore, il calcolo delle cadute di pressione può essere svolto utilizzando il modello omogeneo.

Secondo il modello omogeneo il calcolo delle cadute di pressione può essere effettuato utilizzando, nelle formulazioni usualmente utilizzate per il fluido monofase, la viscosità μ_h e la densità ρ_h mediate secondo le formulazioni seguenti, dove μ_g , ρ_g , μ_l e ρ_l rappresentano la viscosità e la densità del vapore saturo e del liquido saturo:

$$\mu_h = \frac{1}{\frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_l}} \quad \rho_h = \frac{1}{\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l}}$$

Nel dimensionamento dello scambiatore di calore, qualora una parte della sua superficie debba essere dedicata alla condensazione del vapore presente nella miscela bifase, per la superficie a contatto con il vapore condensante può essere adottato, in prima approssimazione, un coefficiente di scambio termico di $4500 \text{ W}/(\text{m}^2\text{C})$.

Le proprietà fisiche dell'acqua alle pressioni di 155 bar e di 30 bar e altri dati utilizzabili per il progetto sono riportati nelle tabelle che seguono.

Tabella 2 - Proprietà fisiche dell'acqua sottoraffreddata alla pressione di 155 bar

temperatura °C	densità kg/m ³	entalpia kJ/kg	viscosità kg/(m s)	conducibilità termica W/(m °C)	calore specifico a pressione costante J/(kg °C)
280	764.6	1232.0	96.32 10 ⁻⁶	0.5968	5066.1
290	746.5	1283.5	92.40 10 ⁻⁶	0.5807	5236.3
300	726.8	1336.9	88.50 10 ⁻⁶	0.5628	5452.5
310	705.1	1392.8	84.57 10 ⁻⁶	0.5431	5738.6
320	680.5	1452.1	80.49 10 ⁻⁶	0.5216	6140.6
330	651.9	1516.3	76.10 10 ⁻⁶	0.4982	6762.8
340	616.1	1589.0	71.06 10 ⁻⁶	0.4724	7918.2

Tabella 3 - Proprietà fisiche dell'acqua sottoraffreddata alla pressione di 30 bar

temperatura °C	densità kg/m ³	entalpia kJ/kg	viscosità kg/(m s)	conducibilità termica W/(m °C)	calore specifico a pressione costante J/(kg °C)
20	999.6	86.7	1001.62 10 ⁻⁶	0.5998	4174.0
40	993.5	170.2	653.34 10 ⁻⁶	0.6319	4175.2
60	984.5	253.7	467.43 10 ⁻⁶	0.6557	4176.3
80	973.1	337.3	355.79 10 ⁻⁶	0.6715	4187.8
100	959.8	421.2	283.08 10 ⁻⁶	0.6807	4210.4
120	944.6	505.8	232.96 10 ⁻⁶	0.6849	4241.6

Tabella 4 - Proprietà fisiche dell'acqua e del vapore in saturazione a 30 bar
temperatura di saturazione = 233.89 °C

	densità kg/m ³	entalpia kJ/kg	viscosità kg/(m s)	conducibilità termica W/(m °C)	calore specifico a pressione costante J/(kg °C)
liquido	822.0	1008.3	113.48 10 ⁻⁶	0.6379	4706.1
vapore	15.0	2803.3	16.99 10 ⁻⁶	0.0472	3381.1

Tabella 5 - Proprietà fisiche dell'acqua e del vapore in saturazione a 155 bar
temperatura di saturazione = 344.83 °C

	densità kg/m ³	entalpia kJ/kg	viscosità kg/(m s)	conducibilità termica W/(m °C)	calore specifico a pressione costante J/(kg °C)
liquido	594.3	1629.6	68.16 10 ⁻⁶	0.4586	8988.9
vapore	101.9	2595.5	23.05 10 ⁻⁶	0.1206	13574.1

Tabella 6 – Proprietà dell'acciaio inossidabile

	temp.	densità	coefficiente di espansione termica lineare	carico di rottura	carico di snervamento	modulo di Young	coefficiente di Poisson
	K	kg/m ³	K ⁻¹	MPa	MPa	10 ⁹ Pa	-
Acciaio inossidabile (tipo 347)	300	7950	-	520	210	-	-
	500	7860	16.9 10 ⁻⁶	420	-	173	0.30
	700	7710	17.4 10 ⁻⁶	400	150	166	0.31
	800	-	18.5 10 ⁻⁶	390	-	157	0.32

Tabella 7 - Diametri esterni e spessori dei tubi utilizzabili per le tubazioni del circuito

diametro esterno (mm)	spessori (mm)	diametro esterno (mm)	spessori (mm)	diametro esterno (mm)	spessori (mm)	diametro esterno (mm)	spessori (mm)
13.5	1, 1.5, 2	33.7	1.5, 2, 2.5, 3	60.3	1.5, 2, 2.5, 3	133	1.5, 2, 2.5, 3
17.2	1, 1.5, 2	38	1.5, 2, 2.5, 3	70	1.5, 2, 2.5, 3	139.7	1.5, 2, 2.5, 3
20	1, 1.5, 2	42.4	1.5, 2, 2.5, 3	76.1	1.5, 2, 2.5, 3	159	1.5, 2, 2.5, 3
21.3	1, 1.5, 2	45	1.5, 2, 2.5, 3	88.9	1.5, 2, 2.5, 3	168.3	1.5, 2, 2.5, 3
25.4	1, 1.5, 2	48.3	1.5, 2, 2.5, 3	101.6	1.5, 2, 2.5, 3	219.1	2, 2.5, 3, 4
26.9	1, 1.5, 2	54	1.5, 2, 2.5, 3	108	1.5, 2, 2.5, 3	273	2, 2.5, 3, 4
30	1, 1.5, 2	57	1.5, 2, 2.5, 3	114.3	1.5, 2, 2.5, 3	323.9	2, 2.5, 3, 4

Tabella 6 - Valori tipici dei diametri esterni e degli spessori dei tubi utilizzabili nella costruzione degli scambiatori di calore a tubi e mantello

diametro esterno (mm)	10	14	20	25	30	44.5
spessore (mm)	1.5	2.0	2.0	2.0	2.5	2.5