1 Conduzione

$\dot{Q} = \lambda \frac{A}{l} \Delta T$ Legge fondamentale della conduzione.

$\boxed{\dot{q} = -\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \rho c \frac{\partial T}{\partial t}}$ Equazione di Fourier.

Soluzione generale: $T(x) = -\frac{\dot{q}}{2\lambda} x^2 + Bx + C$.

1.1 Regime stazionario T=T(x)

- Conduzione in regime stazionario: $q = \frac{\Delta T}{R_{TOT}}$
  $R_{TOT} = R_{cond} + R_{conv} = \frac{L}{\lambda A} + \frac{1}{hA}$ per pareti piane.
  $R_{TOT} = R_{cond} + R_{conv} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L \lambda} + \frac{1}{2\pi r L h}$ per sistemi radiali.
- Conduzione con generazione di energia:
  $T(x) = \frac{\dot{q} L^2}{2\lambda}(1 - \frac{x^2}{L^2}) + T(L)$ per parete simmetriche o adiabatiche in $x = 0$.
  $T(r) = \frac{\dot{q} R^2}{6\lambda}(1 - \frac{r^2}{R^2}) + T(R)$ per sistemi radiali.
- Trasferimento del calore da superfici alettate: $\frac{T(x)-T(\infty)}{T(0)-T(\infty)} = e^{-mx} \Longleftrightarrow \bar{x} = -\frac{1}{m} \ln(\frac{T(\bar{x})-T(\infty)}{T(0)-T(\infty)})$ con $m = \sqrt{\frac{hp}{\lambda A}}$.
  Efficienza: $\frac{\dot{Q}_{aletta}}{\dot{Q}_{aletta\,isoterma}}$ dove $\dot{Q}_{aletta} = \sqrt{hp\lambda A}[T(0) - T(\infty)]$.
  Efficacia: $\frac{\dot{Q}_{aletta}}{\dot{Q}_{base}} = \sqrt{\frac{\lambda p}{hA}}$ dove $\dot{Q}_{base} = hA[T(0) - T(\infty)]$.

1.2 Modello a parametri concentrati T=T(t)

$\boxed{\frac{T(t)-T(\infty)}{T(0)-T(\infty)} = e^{-\frac{t}{\tau}} \Longleftrightarrow \bar{t} = -\tau \ln \frac{T(\bar{t})-T(\infty)}{T(0)-T(\infty)}}$ con $\tau = \frac{mc}{hA} = \frac{\rho c_p L}{h}$ Costante di tempo termica.

$Bi = \frac{hL}{\lambda}$ Numero di Biot, proprietà del solido.

NB: L'approssimazione del modello a parametri concentrati è accettabile se e solo se $Bi < 0.1$.

$L =$	$l/2$	parete piana
	l	parete con lato adiabatico
	$r_0/2$	cilindro lungo
	$r_0/3$	sfera
	V/A	altri casi

1.3 Metodo a pareti spesse T=T(x, t)

$Fo = \frac{\alpha t}{L^2}$ Numero di Fourier, con $\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ Diffusività termica.

$\boxed{\frac{T(x,t)-T(x,\infty)}{T(x,0)-T(x,\infty)} = A_1 e^{-\lambda_1^2 Fo} \cos(\lambda_1 \frac{x}{L})}$ Distribuzione di temperatura. $\frac{T(r,t)-T(r,\infty)}{T(r,0)-T(r,\infty)} = A_1 e^{-\lambda_1^2 Fo} \frac{\cos(\lambda_1 \frac{r}{R})}{\lambda_1 \frac{r}{R}}$ per sistemi radiali.

Si ricava $Fo = -\frac{1}{\lambda_1^2}[\ln \frac{T(x,\bar{t})-T(x,\infty)}{T(x,0)-T(x,\infty)} - \ln A_1 \cos(\lambda_1 \frac{x}{L})]$, che è il tempo nel quale x arriva alla temperatura $T(x, \bar{t})$.

NB: La soluzione sopra proposta vale solo da un certo istante in poi, ovvero quando $Fo > 0.2$.

2 Convezione (forzata)

$\dot{Q} = hA\Delta T$ Legge fondamentale della convezione

	W, c_p, ρ	velocità, calore specifico e densità del fluido	
variabili:	μ	viscosità del fluido	dinamica (μ) o cinematica ($\nu = \mu/\rho$)
	L	lunghezza o diametro	in generale $L = 4\frac{A}{P}$

Gruppi adimensionali (proprietà del fluido)	$Re = \rho \frac{WL}{\mu} = \frac{WL}{\nu}$	Numero di Reynolds.
	$Nu = \frac{hL}{\lambda}$	Numero di Nusselt.
	$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$	Numero di Prandtl.

3 Scambiatori di calore

3.1 Metodo LMTD

$\dot{m} = \rho W S$ Portata, con S sezione.

$\dot{Q} = \dot{Q}_c = \dot{Q}_f = \dot{m} C_p \Delta T = UA\Delta T_{ML}$ Bilancio energetico in condizioni stazionarie, con $\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)}$.

UA Viene detta Conduttanza, con $\frac{1}{U} = \sum \frac{1}{h}$ e A area di superficie di scambio (ad esempio $4lL$ o πDL).

$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{MAX}}$ Efficienza, dove $\dot{Q}_{MAX}$ è calcolato con il calore specifico piu piccolo tra i due liquidi.

3.2 Metodo ε -NTU

$NTU = \frac{UA}{mc_{min}}$

$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}$ Efficienza.

4 Sistemi bifase

Proprietà termodinamiche in regione bifase:
- $v = v_{ls} + x(v_{vs} - v_{ls})$ Volume in funzione del titolo (vale anche per u, h e s).
- $h_2 = h_1 + c(T_2 - T_1) + v(p_2 - p_1)$ Modello di sostanza incomprimibile.

Energia interna e entalpia:
- $du = c_v dT \Rightarrow u(T_2) = u(T_1) + c_v(T_2 - T_1)$
- $dh = c_p dT \Rightarrow h(T_2) = h(T_1) + c_p(T_2 - T_1)$

5 Sistemi aperti

$\boxed{\dot{Q}_{in} + \dot{m_{in}}(h + \frac{w^2}{2} + gz)_{in} = \frac{dE_{vc}}{dt} + \dot{L}_{out} + \dot{m_{out}}(h + \frac{w^2}{2} + gz)_{out}}$ Bilancio energetico per il volume di controllo.

$\dot{m} = \frac{Aw}{v} = \rho A w$ Portata (con $\rho = \frac{p}{RT}$ densità)

6 Entropia

$\Delta S = \frac{\dot{Q}}{T}$ Variazione di entropia.

$Tds = du + pdv \Longrightarrow \Delta s = c_v \ln\frac{T_2}{T_1} + R\ln\frac{v_2}{v_1}$
$Tds = dh - vdp \Longrightarrow \Delta s = c_p \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{p_2}{p_1}$ Variazione di entropia per un gas perfetto.

Trasformazioni politropiche:
- $\boxed{\frac{p_2}{p_1} = (\frac{v_2}{v_1})^{-\gamma} \cdot \frac{T_2}{T_1} = (\frac{p_2}{p_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot \frac{T_2}{T_1} = (\frac{v_2}{v_1})^{1-\gamma}}$ Relazioni p-v-T.
- $n = \frac{\ln(p_1/p_2)}{\ln(v_2/v_1)} \Rightarrow L = \frac{mR\Delta T}{1-n}$ Lavoro.

7 Macchine cicliche

Coefficiente di prestazione: $COP = \frac{Q_{in}}{L_{in}} = \frac{T_F}{T_C - T_F}$ Macchine frigorifere.
$COP = \frac{Q_{out}}{L_{in}} = \frac{T_C}{T_C - T_F}$ Pompe di calore.

Rendimento di I principio: $\eta_I = 1 - \frac{h_6 - h_1}{h_5 - h_2}$ Cicli a vapore.
$\eta_I = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$ Cicli a gas.

Rendimento di II principio: $\eta_{II} = \frac{\eta_I}{\eta_{carnot}}$

7.1 Ciclo Rankine

	P	T	h	s	x
1	dato	dato	tabelle	(tabelle)	(0)
2	dato	$\approx T_1$	$h_2 = h_1 + v(p_2 - p_1)$	(s_1)	(< 0)
(3)	(P_2)	(tabelle)	(tabelle)	(tabelle)	(0)
(4)	(P_2)	(tabelle)	(tabelle)	(tabelle)	(1)
5	P_2	dato	tabelle	tabelle	(> 1)
6	P_1	T_1	$h_6 = h_l + x_6(h_v - h_l)$	s_5	$x_6 = \frac{s_6 - s_1}{s_{vs} - s_1}$
VS	P_1	T_1	tabelle	tabelle	(1)

Tabelle acqua satura Tabelle vapore surriscaldato

$\eta_P = \frac{\Delta h_{12id}}{\Delta h_{12re}} \cdot \eta_T = \frac{\Delta h_{56re}}{\Delta h_{56id}}$ Rendimento della pompa e della turbina.

7.2 Ciclo Joule-Brayton

$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} = \beta$ Rapporto di compressione.

$\eta_I = 1 - \beta^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$ Rendimento in caso di turbina e compressore isoentropico.

$\eta_C = \frac{\Delta T_{12id}}{\Delta T_{12re}} \cdot \eta_T = \frac{\Delta T_{34re}}{\Delta T_{34id}}$ Rendimento del compressore e della turbina.

7.3 Ciclo Otto (ideale)

$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} = \vartheta$ Rapporto di compressione volumetrico.

$\eta_I = 1 - \vartheta^{1-\gamma}$ Rendimento.

8 Idraulica

$\boxed{\Delta p = \Delta p_{pc} + \Delta p_{pd} = \rho\frac{w^2}{2}(\sum k_i + f\frac{L}{D})}$ Perdite di carico concentrate e distribuite.

$Re = \frac{WD}{\nu}$ Numero di Reynolds (acqua $\nu \approx 10^{-6}$).

$\dot{L} = \dot{m}\frac{\Delta p}{\rho}$ Potenza.

$\Delta z = \frac{\Delta p}{\rho g}$ Altezza.