NUMERO: 2313A

ANNO: 2018

A P P U N T I

STUDENTE: Campana Simone

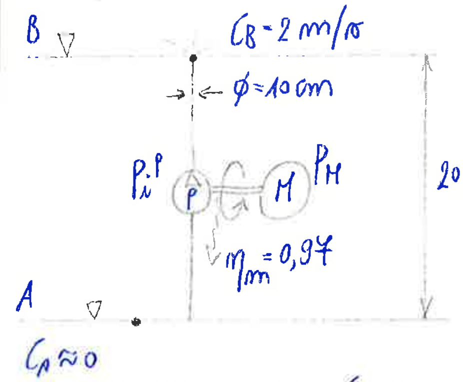
MATERIA: Macchine a Fluido - Esercizi - Prof. Marzano

PRIMO PRINCIPIO

ES. 1) UNA TURBOPOMPA DEVE SOLLEVARE ACQUA DA UN POZZO IN UN SERBATOIO A UNA ALTEZZA DI 20 m ATTRAVERSO UN CONDOTTO DI DIAMETRO COSTANTE $\phi = 10\ cm$; L'ACQUA EFFLUISCE ALL'ATMOSFERA AD UNA VELOCITÀ $C = 2\ m/s$. CALCOLARE LA POTENZA DEL MOTORE CHE AZIONA LA POMPA: a) NEL CASO DI RESISTENZE PASSIVE NULLE NELLA POMPA E NELLE CONDOTTE; b) NEL CASO DI RESISTENZE PASSIVE PARI AL 15% DEL LAVORO MASSICO COMPIUTO DALLA POMPA.

SI ASSUMA UN RENDIMENTO MECCANICO NELL'ACCOPPIAMENTO MOTORE-POMPA PARI A $\eta_m = 0,97$; INOLTRE SI CONSIDERINO GLI STESSI VALORI DI C E DI η_m IN ENTRAMBI I CASI.

• SCHEMATIZZIAMO GRAFICAMENTE LA SITUAZIONE:



LA POMPA PRELEVA DALLA SUPERFICIE A E MANDA FINO AL SERBATOIO IN B; SULLA SUPERFICIE LIBERA DEL BACINO DI PRELIEVO IN GENERE POSSIAMO RITENERE CHE L'ACQUA SI FERMA; INFATTI LA SUPERFICIE DEI BACINI DI PRELIEVO È MOLTO GRANDE RISPETTO LA SEZIONE DELLA CONDOTTA, QUINDI:

$$\Rightarrow G = \rho A_{COND.} \cdot C_{COND.} = \rho A_{BACINO} \cdot C_{BACINO} \text{ (STESSA DENSITÀ)},$$

SICCOME $A_{BACINO} >> A_{COND.} \Rightarrow C_{COND.} >> C_{BACINO}$; QUINDI SICCOME LA PORTATA IN MASSA È COSTANTE (MOTO PERMANENTE) LA VELOCITÀ DEL FLUIDO NELLA CONDOTTA È MOLTO PIÙ GRANDE DI QUELLA DEL FLUIDO SULLA SUPERFICIE LIBERA DEL BACINO.

COSA VUOL DIRE $\eta_m = 0,97$? IL MOTORE M EROGA UNA CERTA POTENZA, MA ALLA POMPA ARRIVA UN PO' MENO POTENZA IN QUANTO AD ESEMPIO L'ATTRITO MECCANICO DEI CUSCINETTI DI SOSTEGNO DELL'ALBERO DI COLLEGAMENTO PROVOCA LA DISSIPAZIONE DI UN PO' DI POTENZA. ALLA POMPA ARRIVA UNA POTENZA INDICATA P_i^P ("INDICATA" PERCHÉ CONCERNE LE PARTI MOBILI DELLA MACCHINA). ALLORA:

· $P_i^P = \eta_m \cdot P_M \Rightarrow P_M = \dfrac{P_i^P}{\eta_m}$ COME DETERMINIAMO P_i^P? $P_i^P = G \cdot |L_i^P|$ RICORDIAMOCI CHE CON LE NOSTRE CONVENZIONI DI SEGNO IL LAVORO DI UNA MACCHINA OPERATRICE È NEGATIVO (PER QUESTO USIAMO IL VALORE ASSOLUTO);

· $G = \rho \cdot A \cdot C$ SCRIVIAMO QUESTA RELAZIONE NELLA SEZIONE DI USCITA DELLA CONDOTTA DOVE CONOSCIAMO LA VELOCITÀ;

$$\Rightarrow G = \rho \cdot A_B \cdot C_B \text{ CON } \rho = 1000\ [Kg/m^3],\ A_B = \frac{\pi}{4}\phi^2 = \frac{\pi}{4}\cdot(0,1\,[m])^2 = 25\pi =$$

$$= 7,854 \cdot 10^{-3}\,[m^2],\ C_B = 2\,[m/s]; \text{ QUINDI:}$$

$$\Rightarrow G = 1000\left[\frac{Kg}{\cancel{m^3}}\right] \cdot 7,854 \cdot 10^{-3}\left[\cancel{m^2}\right] \cdot 2\left[\frac{\cancel{m}}{s}\right] = 15,708\left[\frac{Kg}{s}\right];$$

ABBIAMO GIÀ USATO LA LEGGE DI EVOLUZIONE $\rho = cost.$ PER UN LIQUIDO. PER RICAVARE IL LAVORO INDICATO DOBBIAMO UTILIZZARE LE EQUAZIONI DELL'ENERGIA. IMMAGINIAMO DI ESSERE IN UN CASO DI MOTO PERMANENTE, QUINDI ASSOLVIAMO L'OPERAZIONE DI SOLLEVAMENTO DELL'ACQUA IN CUI LE GRANDEZZE SI MANTENGONO COSTANTI NEL TEMPO. DUNQUE, SICCOME NON È SPECIFICATO NIENT'ALTRO, SI SUPPONE SI STIA IN CONDIZIONI DI REGIME E NON IN CONDIZIONI DI TRANSIZIONE DA UNA CONDIZIONE DI REGIME AD UN'ALTRA.

$\Rightarrow |L_i^P| = (\underbrace{L_w^{COND.} + L_w^{POMPA}}_{L_w^{P+C}}) + \frac{c_B^2}{2} + g(z_B - z_A)$; x IL CASO a) CONSIDERIAMO $L_w^{P+C} = 0$: (3)

$$\Rightarrow |L_i^P|^{(a)} = 9,81\left[\frac{m}{s^2}\right]\cdot 20[m] + \frac{1}{2}\left(2\left[\frac{m}{s}\right]\right)^2 = 198,2\left[\frac{m}{s}\right]^2 = 198,2\left[\frac{J}{Kg}\right];$$

(N.B.): $J = N\cdot m = Kg\,\frac{m}{s^2}\cdot m = Kg\,\frac{m^2}{s^2} \Rightarrow \left[\frac{J}{Kg}\right] = \left[\frac{m}{s}\right]^2;$

x IL CASO b) CONSIDERIAMO $L_w^{P+C} = 0,15\cdot|L_i|^P$:

$$\Rightarrow |L_i^P|^{(b)} = \underbrace{g(z_B - z_A) + \frac{c_B^2}{2}}_{|L_i^P|^{(a)}} + 0,15\cdot|L_i^P|^{(b)} \Rightarrow |L_i^P|^{(b)}(1-0,15) = |L_i^P|^{(a)};$$

$$\Rightarrow |L_i^P|^{(b)} = \frac{1}{1-0,15}\,|L_i^P|^{(a)} = \frac{1}{1-0,15}\cdot 198,2 = 233,2\left[\frac{J}{Kg}\right];$$

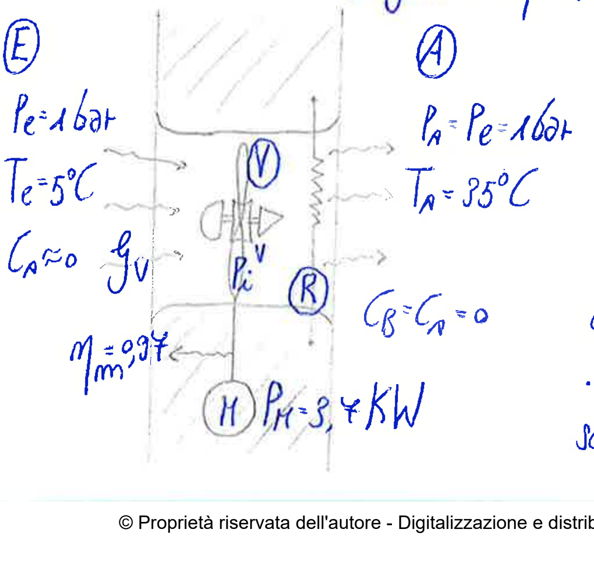
ADESSO POSSIAMO CALCOLARE LE POTENZE:

$\cdot$ CASO a): $P_M^a = G|L_i^P|^{(a)}\frac{1}{\eta_m} = 15,708\left[\frac{Kg}{s}\right]\cdot 198,2\left[\frac{J}{\cancel{Kg}}\right]\cdot\frac{1}{0,97} = \boxed{3,209}\left[\frac{KJ}{s}\right] = [KW];$

$\cdot$ CASO b): $P_M^b = G\cdot|L_i^P|^{(b)}\frac{1}{\eta_m} = 15,708\left[\frac{\cancel{Kg}}{s}\right]\cdot 233,2\left[\frac{J}{\cancel{Kg}}\right]\cdot\frac{1}{0,97} = \boxed{3,776}\left[\frac{KJ}{s}\right] = [KW];$

(N.B.) $1[KJ] = 1000[J] \Rightarrow$ IL FATTORE DI MISURA È $1000\left[\frac{J}{KJ}\right]$.

ES 2) IN UN IMPIANTO PER RISCALDARE UN AMBIENTE "A" IL VENTILATORE "V" ASPIRA $1,5\ m^3/s$ DI ARIA DALL'ESTERNO, ALLE CONDIZIONI $P_e = 1$ bar e $T_e = 5°C$, E LA MANDA IN UNA TUBAZIONE IN CUI È INSERITO UN RISCALDATORE "R" CHE LE FORNISCE CALORE. L'ARIA EFFLUISCE NELL'AMBIENTE "A" AD UNA PRESSIONE PARI A QUELLA ESTERNA CON VELOCITÀ TRASCURABILE. IL VENTILATORE È AZIONATO DA UN MOTORE "M" CHE EROGA LA POTENZA DI $3,7\ KW$ ($\eta_m = 0,97$). VALUTARE LA POTENZA TERMICA RICHIESTA AL RISCALDATORE "R" AFFINCHÈ L'ARIA EFFLUISCA IN "A" CON UNA TEMPERATURA DI 35°C. SI ASSUMANO $R = 287,2\ J/Kg\cdot K$ e $c_p = 1005,2\ J/Kg\cdot K$.



$\cdot$ OSSERVAZIONE:

$$\begin{cases} R = 287,2\left[\frac{J}{KgK}\right] = c_p - c_v \\ K = 1,4\ (\text{ARIA STANDARD}) = \frac{c_p}{c_v} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} c_p = R\frac{K}{K-1} = 1005,2 \\ c_v = R\frac{1}{K-1} = 718\left[\frac{J}{KgK}\right] \end{cases}$$

CONVERTIAMO LE TEMPERATURE IN GRADI KELVIN:

$\cdot\ T_e = 5°C = 278K;\quad T_A = 35°C = 308K;$

SE NON TIRA VENTO IN DIREZIONE DELLA CONDOTTA DI ASPIRAZIONE POSSIA=

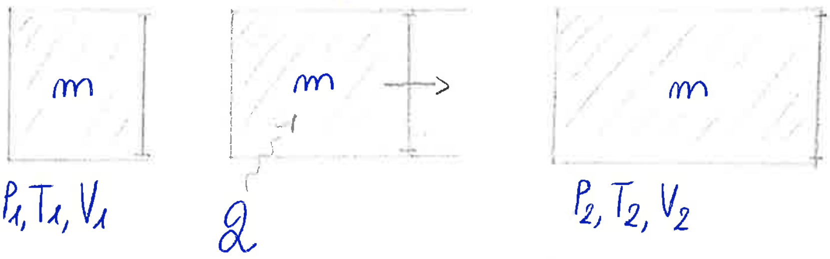
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 5 di 70

$\cdot \Delta h = c_p(T_A - T_E) = 1,0052\left[\frac{KJ}{Kg\,\cancel{K}}\right]\cdot(308-278)[\cancel{K}] = 30,156\left[\frac{KJ}{Kg}\right];$

$\Rightarrow Q = (30,156 \ominus 1,910)\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$ ATTENZIONE CHE IL LAVORO PER UNA MACCHINA OPERATRICE È NEGATIVO, QUINDI BISOGNA RICORDARSI IL SEGNO "−";

$\Rightarrow Q = 28,246\left[\frac{KJ}{Kg}\right] \Rightarrow P_{TERMICA} = \dot{g}\cdot Q = (1,5\cdot 1,252)\left[\frac{\cancel{Kg}}{s}\right]\cdot 28,246\left[\frac{KJ}{\cancel{Kg}}\right] = \boxed{53,046}\,[KW].$

ES 3) UNA MASSA $m = 1\ Kg$ DI ARIA, RACCHIUSA IN UNA CAMERA DI VOLUME "V_1" NELLE CONDIZIONI INIZIALI $P_1 = 1\ bar$ E $T_1 = 20°C$, VIENE RISCALDATA MEDIANTE SOMMINISTRAZIONE DI CALORE $Q = 15\ KJ$. DURANTE IL PROCESSO SI LASCIA AD UNA PARETE DELLA CAMERA LA LIBERTÀ DI MUOVERSI SENZA RESISTENZE, IN MODO CHE LA PRESSIONE INTERNA SI MANTENGA COSTANTE. SI ASSUMONO $R = 287,2\ J/Kg\cdot K$ E $c_p = 1005,2\ J/Kg\cdot K$. CALCOLARE: LA TEMPERATURA T_2 RAGGIUNTA IN QUESTE CONDIZIONI, IL LAVORO ESTERNO L_e COMPIUTO X SPOSTARE LA PARETE MOBILE, E LA VARIAZIONE PERCENTUALE DI VOLUME CHE NE RISULTA.



SAPPIAMO CHE $P_2 = P_1$; INOLTRE A CAUSA DELLA SOMMINISTRAZIONE DI CALORE CI DOBBIAMO ASPETTARE CHE $T_2 > T_1$ E $V_2 > V_1$ (IL GAS CALDO TENDE AD OCCUPARE PIÙ SPAZIO);

NON POSSIAMO DIRE DI ESSERE IN UN CASO DI MOTO PERMANENTE; INFATTI SE SEGUIAMO L'EVOLUZIONE DI QUESTA MASSA ISTANTE PER ISTANTE, ALLORA POSSIAMO TROVARE ALMENO UNA GRANDEZZA FISICA CHE ALMENO IN UN PUNTO NON SI MANTIENE COSTANTE NEL TEMPO (X ESEMPIO ALL'INIZIO IN UN PUNTO DELLA MASSA LA TEMPERATURA SARÀ T_1, ALLA FINE IN QUELLO STESSO PUNTO LA TEMPERATURA SARÀ T_2). SCRIVIAMO L'EQUAZIONE DI STATO X I GAS PERFETTI:

a) PRIMA DEL RISCALDAMENTO: $m = \frac{P_1 V_1}{R T_1}$; b) DOPO IL RISCALDAMENTO: $m = \frac{P_2 V_2}{R T_2}$ (LA MASSA È SEMPRE LA STESSA);

METTENDO A CONFRONTO LE DUE ESPRESSIONI: $\frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{P_2 V_2}{R T_2} \Rightarrow (P_1 = P_2) \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{V_2}{V_1}$;

LE TEMPERATURE SONO CRESCIUTE PROPORZIONALMENTE AI VOLUMI; LA SUDDETTA ESPRESSIONE HA 2 INCOGNITE, QUINDI OCCORRE UN'ALTRA EQUAZIONE, OVVERO L'EQUAZIONE DELL'ENERGIA. SCRIVIAMO L'EQUAZIONE LAGRANGIANA IN FORMA INTEGRALE MASSICA (CHE IN QUESTO CASO È LA STESSA DI QUELLA IN FORMA INTEGRALE NON MASSICA):

$\cdot\ Q = \Delta U + L_e + \cancel{\Delta E_k}^{\,0} + \cancel{\Delta E_g}^{\,0}$; POSSIAMO RITENERE TRASCURABILE IL TERMINE CINETICO IN QUANTO SE IMMAGINIAMO CHE ALL'INIZIO IL BARICENTRO DELLA MASSA SIA FERMO, ANCHE ALLA FINE, UNA VOLTA CHE SI È RAGGIUNTO L'EQUILIBRIO, IL BARICENTRO SARÀ FERMO. ANCHE IL TERMINE ΔE_g È NULLO FONDAMENTALMENTE XCHÈ IL BARICENTRO, SPOSTANDOSI, NON CAMBIA QUOTA. IL LAVORO ESTERNO L_e COMPARE IN:

$\cdot\ L_e = \int P\,dv - L_w - \Delta E$ ①

$\cdot\ L_e = \int_{SUP} P\,dV - \cancel{L_w}^{\,SUP\ 0}$ ②

CON L'ESPRESSIONE ② È PIÙ FACILE CALCOLARE IL LAVORO IN QUANTO LA PRESSIONE È COSTANTE:

$\Rightarrow L_e = P_1(v_2 - v_1)$; IN QUESTO CASO $v = \frac{V}{m} = (m = 1\ Kg) = V$;

$\Rightarrow Q = c_v(T_2 - T_1) + P_1(V_2 - V_1) = (c_p - R)(T_2 - T_1) + P_1(V_2 - V_1)$; NON CONOSCENDO I VOLUMI E LE TEMPERATURE

ADESSO CALCOLIAMO LE DUE TEMPERATURE RICHIESTE NEI DUE CASI: (4)

a) V = COSTANTE: $Q = mc_v(T_{2V} - T_1) \Rightarrow T_{2V} = T_1 + \frac{Q}{mc_v} = (20+273)[K] + \frac{4{,}30[KJ]\cdot 10^3\left[\frac{J}{KJ}\right]}{0{,}5[Kg]\cdot 718\left[\frac{J}{KgK}\right]} =$

$= 304{,}878[K]$;

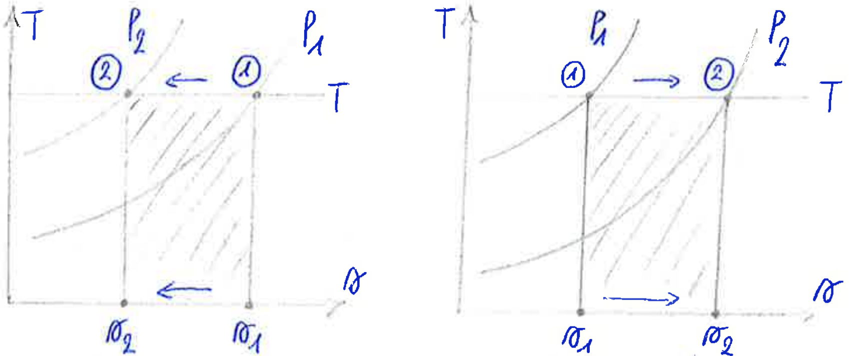
b) P = COSTANTE: $Q = mc_p(T_{2P} - T_1) \Rightarrow T_{2P} = T_1 + \frac{Q}{mc_p} = (20+273)[K] + \frac{4{,}30[KJ]\cdot 10^3[J/KJ]}{0{,}5[Kg]\cdot \cancel{718}\cdot 1005{,}2\left[\frac{J}{KgK}\right]} =$

$= 302[K]$; ECCO DUNQUE CHE LA TEMPERATURA A PRESSIONE COSTANTE È PIÙ BASSA DI QUELLA A VOLUME COSTANTE.

PRIMO - SECONDO PRINCIPIO

EX. 1) CALCOLARE LA VARIAZIONE DI ENTROPIA MASSICA DI UNA TRASFORMAZIONE ISOTERMICA FRA DUE PRESSIONI CHE SONO NEL RAPPORTO $\beta = 4$. DETERMINARE IL SEGNO DI TALE VARIAZIONE NEL CASO DI ESPANSIONE E NEL CASO DI COMPRESSIONE. VALUTARE INOLTRE L'AREA SOTTESA DALLA CURVA DI EVOLUZIONE SUL DIAGRAMMA "T-S" NEL CASO IN CUI LA TEMPERATURA DI RIFERIMENTO SIA 1250 K.

. SUL DIAGRAMMA "TEMPERATURA - ENTROPIA" SI POSSONO RAPPRESENTARE DUE ISOBARE; SIA NEL CASO DI ESPANSIONE CHE DI COMPRESSIONE, SAPPIAMO CHE IL PASSAGGIO DA UNA PRESSIONE ALL'ALTRA AVVIENE LUNGO UNA ISOTERMA.



(COMPRESSIONE) (ESPANSIONE)

IN ENTRAMBI I CASI IL RAPPORTO TRA LE PRESSIONI È SEMPRE LO STESSO, QUINDI NEL CASO DELLA ESPANSIONE $P_1/P_2 = 4$ E NEL CASO DELLA COMPRESSIONE $P_2/P_1 = 4$. NELLA COMPRESSIONE ISOTERMA L'ENTROPIA DIMINUISCE, NELLA ESPANSIONE ISOTERMA INVECE LA VARIAZIONE DI ENTROPIA È POSITIVA (SI VEDE DAL DISEGNO).

UTILIZZIAMO IL 2° PRINCIPIO IN CUI COMPARE L'ENTROPIA:

. $TdS = dQ + dL_w$; DAL 1° PRINCIPIO:

$\Rightarrow dQ = dU + dL_e + dE$ CON $dL_e = PdV - dL_w - dE \Rightarrow dQ = dU + PdV - dL_w - \cancel{dE} + \cancel{dE}$;

$\Rightarrow dQ + dL_w = dU + PdV =$ (CON LA DEFINIZIONE DI ENTALPIA) $= dh - VdP$

$\hookrightarrow = c_v dT + RT\frac{dV}{V}$ (1) $\quad \hookrightarrow = c_p dT - RT\frac{dP}{P}$ (2)

QUALE DELLE DUE ESPRESSIONI CONVIENE USARE? CONVIENE LA (2) PERCHÉ CONOSCIAMO IL RAPPORTO TRA LE PRESSIONI:

$\Rightarrow dS = c_p\frac{dT}{T} - R\frac{dP}{P} = (T = \text{COSTANTE} \rightarrow dT = 0) = -R\frac{dP}{P}$; ADESSO STUDIAMO I DUE CASI:

$\Rightarrow S_2 - S_1 = -R\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$;

a) COMPRESSIONE ISOTERMA: $S_2 - S_1 = -287{,}2\left[\frac{J}{KgK}\right]\cdot\ln(4) = \boxed{\ominus 558{,}865}\left[\frac{J}{KgK}\right]$;

$\int_1^2 T\,dS \overset{1}{=} c_v(T_2-T_1) - \frac{1}{\gamma-1}R(T_2-T_1) \overset{2}{=} c_p(T_2-T_1) - \frac{\gamma}{\gamma-1}R(T_2-T_1)$; USANDO LA 1:

$$\Rightarrow \int_1^2 T\,dS = (2° \text{ PRINCIPIO}) = c\,dT = \left(c_v - \frac{1}{\gamma-1}R\right)\cdot(T_2-T_1) = c_v\left(1-\frac{1}{\gamma-1}\frac{R}{c_v}\right)\cdot(T_2-T_1)$$

C = CALORE SPECIFICO GENERICO, LA TRASFORMAZIONE NON È NÉ ISOBARA NÉ UNA ISOCORA. ADESSO MANIPOLO:

$$\left(1-\frac{1}{\gamma-1}\frac{R}{c_v}\right) = \left(1-\frac{1}{\gamma-1}\frac{K-1}{1}\right) = \frac{\gamma-K}{\gamma-1} \Rightarrow c = c_v\frac{\gamma-K}{\gamma-1};$$

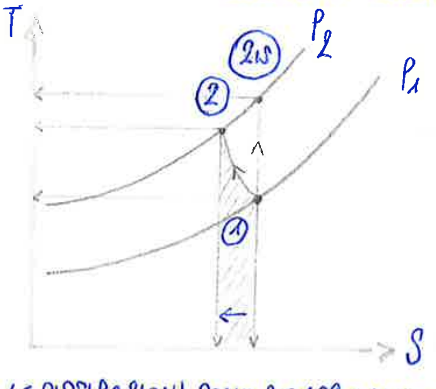
VOLENDO, INVECE DI CALCOLARE C POSSIAMO CALCOLARE SUBITO c_v:

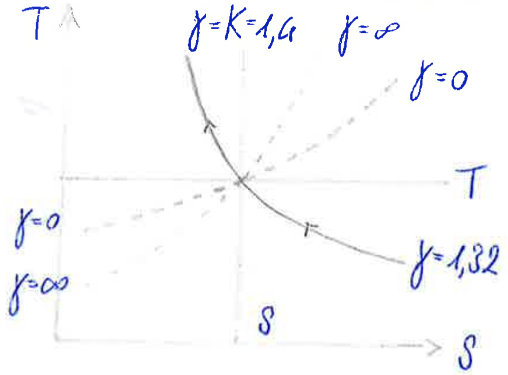
$$\Rightarrow c_v = c_p - R = R\frac{1}{K-1} = \frac{287,2}{1,4-1} = 718\,[J/Kg\cdot K] \Rightarrow c = 718\,\frac{1,45-1,4}{1,45-1} = 79,778\left[\frac{J}{KgK}\right];$$

L'AREA QUINDI È:

$$\Rightarrow \int_1^2 T\,dS = c(T_2-T_1) = 79,778\left[\frac{J}{KgK}\right]\cdot(536-293)[K] = 19386\left[\frac{J}{Kg}\right] \approx \boxed{19,39}\left[\frac{KJ}{Kg}\right].$$

ES 3) RAPPRESENTARE QUALITATIVAMENTE NEL PIANO "T-S" LA COMPRESSIONE DI ARIA SECONDO UNA EVOLUZIONE POLITROPICA CON ESPONENTE $\gamma = 1,32$ E DIRE SE TALE TRASFORMAZIONE AVVIENE CON ENTROPIA CRESCENTE, COSTANTE O DECRESCENTE. CALCOLARE IL CALORE SPECIFICO "C" CORRISPONDENTE.





ECCO DUNQUE SCOPERTO CHE LA TRASFORMAZIONE PROCEDE CON ENTROPIE DECRESCENTI. L'AREA SOTTESA QUINDI È NEGATIVA, QUINDI:

$$\int_1^2 T\,dS = \underbrace{Q_{1,2}}_{<0} + \underbrace{Lw_{1,2}}_{>0} < 0$$

LE DISSIPAZIONI SONO SEMPRE POSITIVE, QUINDI, AFFINCHÉ L'AREA SOTTESA SIA NEGATIVA, CI DEVE ESSERE UN CALORE SCAMBIATO NEGATIVO, QUINDI CEDUTO ALL'ESTERNO. FACENDO RIFERIMENTO ALL'ARIA STANDARD, CALCOLO C:

$$c = c_v\frac{\gamma-K}{\gamma-1} = \left(c_v = 718\left[\frac{J}{KgK}\right]\right) = 718\,\frac{1,32-1,4}{1,32-1} = \boxed{-179,5}\,[J/Kg\cdot K].$$

OSSERVAZIONE:

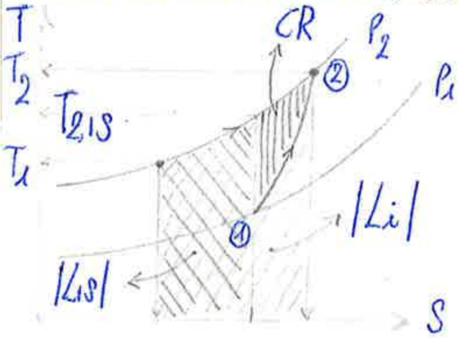
$$\begin{cases} T_{2,is} = T_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} \Rightarrow \ln\left(\frac{T_{2,is}}{T_1}\right) = \frac{K-1}{K}\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \\ T_2 = T_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{\gamma-1}{\gamma}\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \end{cases} \Rightarrow \frac{\ln(T_{2,is}/T_1)}{\ln(T_2/T_1)} = \frac{K-1}{K}\cdot\frac{\gamma}{\gamma-1} =$$

$$= \frac{1,4-1}{1,4}\cdot\frac{1,32}{1,32-1} = 1,18 \Rightarrow T_{2,is} > T_2$$ A CONFERMA DI QUANTO DETTO.

• $Q_i = L_i + \Delta h + \cancel{\Delta E}^{0} \Rightarrow L_i = -\Delta h$; X TURBOMACCHINE INFATTI (FLUSSO ROTATIVO IN MOTO PERMANENTE) (11)
SE CONSIDERIAMO UN COMPRESSORE IL NOSTRO SCOPO È AUMENTARE LA PRESSIONE, NON TANTO QUELLO DI VARIARE LA VELOCITÀ O L'ALTEZZA, X QUESTO PONGO $\Delta E \approx 0$. QUINDI:

$$\Rightarrow |L_i| = c_p(T_2 - T_1) = \left(\text{X L'ARIA STANDARD } c_p = 1{,}005\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]\right) = 1{,}005 \cdot (536 - 293) =$$

$= \boxed{244{,}264}\,[kJ/kg]$; QUESTO LAVORO, NEL DIAGRAMMA "T-S", È L'AREA SOTTESA DA UNA ISOBARA TRA GLI ESTREMI T_2 E T_1. NON IMPORTA QUALE ISOBARA XCHÈ TUTTI GLI ESPONENZIALI SONO EQUIVALENTI X TRASLAZIONE. SE SCELGO L'ISOBARA DI ARRIVO:



$\int_1^2 T\,dS = c(T_2 - T_1)$ CON $c = c_p$. NEL CASO ISOENTROPICO $T_2 = T_{2,is}$:

$$\Rightarrow |L_{is}| = c_p(T_{2,is} - T_1) = 1{,}005\left[\frac{J}{kg\,K}\right] \cdot (510{,}886 - 293)\,[K] =$$

$= \boxed{219{,}019}\left[\frac{kJ}{kg}\right] < |L_i|$ È GIUSTO XCHÈ NEL CASO ISOENTROPICO NON CI SONO LE PERDITE FLUIDODINAMICHE, QUINDI IL LAVORO DA FORNIRE È PIÙ BASSO. LE DISSIPAZIONI SI POSSONO CALCOLARE COL 2° PRINCIPIO:

$$\int_1^2 T\,dS = \cancel{Q_{1,2}}^{0} + L_{w1,2} = c(T_2 - T_1) = \int_1^2 dU + \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 dh - \int_1^2 V\,dP =$$

$$\stackrel{①}{=} c_p(T_2 - T_1) - \frac{\gamma}{\gamma - 1} R (T_2 - T_1) \stackrel{②}{=} c_v(T_2 - T_1) - \frac{1}{\gamma - 1} R (T_2 - T_1);$$ USIAMO LA ②:

$$\Rightarrow \int_1^2 T\,dS = \left(c_v \frac{\gamma - k}{\gamma - 1}\right) \cdot (T_2 - T_1) = \left(\text{ARIA STANDARD } c_v = 718\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]\right) = 718 \cdot \frac{1{,}45 - 1{,}4}{1{,}45 - 1} \cdot (536 - 293) =$$

$$= 19{,}386\,[kJ/kg] \Rightarrow L_{w1,2} = \boxed{19{,}386}\,[kJ/kg];$$

DAL GRAFICO SI VEDE CHE:

$$|L_i| = |L_{is}| + L_{w1,2} + CR \Rightarrow CR = |L_i| - |L_{is}| - L_{w1,2} = [244{,}264 - 219{,}019 - 19{,}386]\left[\frac{kJ}{kg}\right] =$$

$$= \boxed{5{,}859}\,[kJ/kg];$$

IN ULTIMO CALCOLIAMO I DUE RENDIMENTI:

$$\cdot\ \eta_{IDR.} = \frac{|L_i| - L_w}{|L_i|} = \frac{244{,}264 - 19{,}386}{5{,}859 + 19{,}386 + 219{,}019} = \boxed{0{,}92};$$

$$\cdot\ \eta_{IS.} = \frac{|L_{is}|}{|L_i|} = \frac{219{,}019}{244{,}264} = \boxed{0{,}90};$$

EFFETTIVAMENTE $\eta_{IDR.} > \eta_{IS}$; IL TERMINE $|L_i| - L_w$ È LA QUOTA ENERGETICA CHE IL FLUIDO EFFETTIVAMENTE PUÒ SFRUTTARE IN FORMA DI ENERGIA MECCANICA, OVVERO LA PREVALENZA. NEL CASO MOTRICE È L'ENERGIA DEL FLUIDO IN ARRIVO ALLA MACCHINA, NEL CASO OPERATRICE È L'ENERGIA DEL FLUIDO IN USCITA DALLA MACCHINA.

$$= \frac{1,4}{287,2\left[\frac{J}{KgK}\right]} \cdot \left(\frac{10[cm^2]\cdot 1[bar]\cdot 10^5[Pa/bar]}{10^4\left[\frac{cm^2}{m^2}\right]\cdot 0,35\left[\frac{Kg}{s}\right]} \right)^2 = 397,931[K];$$ DA QUESTA RICAVIAMO T°:

$$\Rightarrow T^\circ = T_{cr}\cdot\frac{K+1}{2} = 397,931[K]\cdot\frac{1,4+1}{2} = \boxed{477,517}[K];$$

RESTANDO IN CONDIZIONI CRITICHE SI VUOLE UNA PORTATA DEL 50% MAGGIORE:

$$\cdot\ G'_{cr} = G_{cr} + 0,5\cdot G_{cr} = 1,5\cdot G_{cr} = 1,5\cdot 0,35\left[\frac{Kg}{s}\right] = 0,525[Kg/s];$$ LA PORTATA G'_{cr} PUÒ ESSERE ANCH'ESSA ESPRESSA CON L'ESPRESSIONE DI PRIMA. SE T°, A_t, K E π_{cr} (CHE DIPENDE SOLO DA K) RESTANO INALTERATI, ALLORA L'UNICO MODO X CAMBIARE LA PORTATA È CAMBIARE P°:

$$\begin{cases} G_{cr} = \sqrt{K\left(\frac{2}{K+1}\right)^{K+1/K-1}}\cdot A_t\cdot\frac{P^\circ}{\sqrt{RT^\circ}} \\ G'_{cr} = \sqrt{K\left(\frac{2}{K+1}\right)^{K+1/K-1}}\cdot A_t\cdot\frac{P^{\circ\prime}}{\sqrt{RT^\circ}} \end{cases} \Rightarrow \frac{G'_{cr}}{G_{cr}} = \frac{P^{\circ\prime}}{P^\circ} \Rightarrow 1,5 = \frac{P^{\circ\prime}}{P^\circ} \Rightarrow P^{\circ\prime} = 1,5\cdot P^\circ =$$

$$= 1,5\cdot 1,89[bar] = \boxed{2,84}[bar];$$

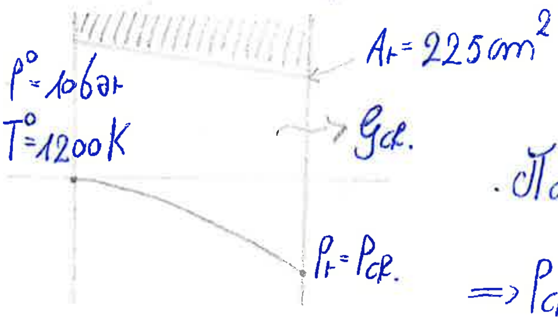
IL RAPPORTO CRITICO È COSTANTE, QUINDI SE CAMBIA P° CAMBIA ANCHE P_{cr}:

$$\Rightarrow \pi_{cr} = 0,528 = \frac{P'_{cr}}{P^{\circ\prime}} \Rightarrow P'_{cr} = 0,528\cdot P^{\circ\prime} = 0,528\cdot 2,84[bar] = \boxed{1,5}[bar];$$

LA SECONDA RICHIESTA È QUELLA DI VARIARE LA PORTATA CAMBIANDO LA SEZIONE RISTRETTA E LASCIANDO INALTERATE LE CONDIZIONI A MONTE E A VALLE, OVVERO SENZA CAMBIARE π_{cr}, P° E T°. MA ALLORA COME PRIMA:

$$\Rightarrow \frac{G'_{cr}}{G_{cr}} = 1,5 = \frac{A'_t}{A_t} \Rightarrow A'_t = 1,5\cdot A_t = 1,5\cdot 10[cm^2] = \boxed{15}[cm^2].$$

ES 2) UN UGELLO CONVERGENTE ESPANDE ARIA IN CONDIZIONI CRITICHE CON $P_0^\circ = 10[bar]$ E $T_0^\circ = 1200[K]$. CALCOLARE LA PRESSIONE, LA TEMPERATURA E LA VELOCITÀ DI USCITA. VALUTARE INOLTRE LA PORTATA CRITICA G_{cr} SAPENDO CHE $A_t = 225\ cm^2$.



$$\text{ARIA}: \begin{cases} R = 287,2[J/Kg\cdot K] \\ K = 1,4 \end{cases}$$

$$\cdot\ \pi_{cr} = \frac{P_{cr}}{P^\circ} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}} = \left(\frac{2}{1,4+1}\right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 0,528;$$

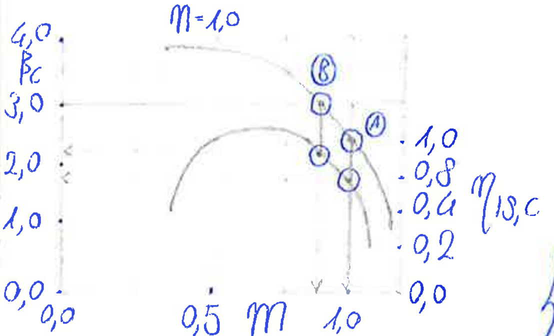
$$\Rightarrow P_{cr} = 0,528\cdot P^\circ = 0,528\cdot 10[bar] = \boxed{5,28}[bar];$$

LA TEMPERATURA DI USCITA, CHE SARÀ QUELLA CRITICA, È DATA DA:

$$\Rightarrow T_{cr} = T^\circ\underbrace{\left(\frac{P_{cr}}{P^\circ}\right)}^{K-1/K} = T_0\underbrace{\left(\frac{2}{K+1}\right)}^{\frac{K}{K-1}\cdot\frac{K-1}{K}} = T^\circ\left(\frac{2}{K+1}\right) = 1200[K]\cdot\frac{2}{1,4+1} = \boxed{1000}[K];$$

QUINDI LA STESSA DEFINIZIONE SI PUÒ OTTENERE DALLA POLITROPICA E DALLA DEFINIZIONE DI RAPPORTO CRITICO.

EX 2 | Un turbocompressore centrifugo presenta le seguenti curva caratteristica con la corrispondente curva di rendimento isoentropico. Le condizioni di riferimento sono $p_{10}=1$ bar e $T_{10}=293$ K. Calcolare il lavoro indicato massico nelle condizioni di riferimento $m=1,0$ e $n=1,0$. Si regola a giri costanti e a pressione di mandata costante, operando una laminazione all'aspirazione, con rapporto di strozzamento $x_A = p_1'/p_1 = 0,833$. Calcolare il nuovo lavoro indicato massico e la variazione percentuale della portata in massa. (35)



Il lavoro indicato massico è dato da:

$$|L_{ic}| = \frac{1}{\eta_{is}} c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1\right);$$

Nelle condizioni di riferimento $T_1 = T_{10} = 293\,[K]$. Dal grafico:

$$\begin{cases} m_A = 1,0 \\ n = 1,0 \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} \eta_{is,c} \approx 0,62 \\ \beta_c \approx 2,5 \end{cases}$$

$$\Rightarrow |L_{ic}| = \frac{1}{0,62} \cdot 1,0052 \left[\frac{kJ}{kgK}\right] \cdot 293\,[K] \cdot \left(2,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1\right) = \boxed{142,161} \left[\frac{kJ}{kg}\right];$$

Alla fine della regolazione ci troviamo nel punto (B) già dato in corrispondenza della quale leggiamo:

$$\begin{cases} m_B \approx 0,70 \\ n = 1,0 \text{ (giri costanti)} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} \beta_{cA} \approx 3,0 \\ \eta_{is,c,A} \approx 0,90 \end{cases} \Rightarrow |L_{ic}^A| = \frac{1}{0,90} \cdot 1,0052 \cdot 293 \cdot \left(3,0^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1\right) = \boxed{120,66} \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

Potevamo calcolare direttamente β_{cA}, se non avessimo avuto informazioni riguardo il nuovo punto, come:

$$\beta_{cA} = \frac{p_2}{p_1'} = \frac{p_2/p_1}{p_1'/p_1} = \beta_c \cdot \frac{1}{x_A} = 2,5 \cdot \frac{1}{0,833} = 3,0012 \approx 3,0;$$

intersecando poi β_{cA} con la caratteristica $n=1,0$ si legge il nuovo m_A.

Adesso scriviamo il nuovo parametro di portata e confrontiamolo con quello vecchio:

$$\begin{cases} m = \dfrac{G}{G_0} \dfrac{\sqrt{T_1/T_{10}}}{p_1/p_{10}} \\ m_A = \dfrac{G_A}{G_0} \dfrac{\sqrt{T_1/T_{10}}}{p_1'/p_{10}} \end{cases} \Rightarrow \frac{m}{m_A} = \frac{G}{G_A} \cdot \frac{1}{p_1'/p_1} = \frac{G}{G_A} \cdot \frac{1}{x_A} \Rightarrow \frac{G}{G_A} = \frac{m}{m_A} \cdot x_A =$$

$$= \frac{1}{0,70} \cdot 0,833 = 1,19 \text{ (incremento del 20\%)} \Rightarrow \frac{1}{1,19} = 0,840 \text{ (decremento } \boxed{16\%}\text{)}.$$

COMPRESSORI VOLUMETRICI

EX 1 | Un compressore volumetrico alternativo a stantuffo, monocilindrico e a semplice effetto (ovvero $z=1$, quindi ad ogni rotazione completa si completa un ciclo) presenta le seguenti caratteristiche: $V = 1000\ cm^3$, $\mu = 0,10$ (grado di spazio morto), $\gamma = 1,37$, $p_1 = 1$ bar (pressione di aspirazione), $p_2 = 10$ bar (pressione di mandata). Considerare trascurabili: gli scambi termici attraverso le pareti, le fughe, le cadute di pressione attraverso le valvole di aspirazione e di mandata, il lavoro di attrito sulla superficie di contorno del sistema fluido. Fare un disegno del ciclo di lavoro nel piano "pressione-volume"; calcolare il lavoro meccanico esterno assorbito dallo stantuffo sulla carica di gas durante la compressione. Sappiamo inoltre che $n_c = 1500$ [giri/minuto].

SAPPIAMO CHE: (37)

$\cdot m_{MAND.} = \eta_\varphi \cdot m_{ASPIRATA}$; x IPOTESI $\eta_\varphi = 1 \Rightarrow m_{MAND} = m_{ASP.} = m_0$ (MASSA ELABORATA A CICLO);

$\Rightarrow m_0 = m_1 - m_4 = \rho_1 V_1 - \rho_4 V_4 = \left(\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1}, \rho_4 = \frac{P_4}{RT_4} = \frac{P_1}{RT_1} = \rho_1 \text{ x TRAFILAMENTO ISOENTALPICO}\right) =$

$= \rho_1 (V_1 - V_4) = \frac{P_1}{RT_1}(V_1 - V_4) = \frac{1[bar]\cdot 10^5 [Pa/bar]}{287,2[J/KgK]\cdot 293[K]} \cdot (1100 - 536,941) \cdot \frac{1}{10^6[cm^3/m^3]} =$

$= 6,6911 \cdot 10^{-4}\left[\frac{Kg}{ciclo}\right] = \boxed{0,669}\left[g/ciclo\right]$;

QUINDI IL LAVORO x UNITÀ DI MASSA SARÀ:

$\cdot |L_0| = \frac{|\mathcal{L}_0|}{m_0} = \frac{179,796[J/ciclo]}{0,669[g/ciclo]} = 268,753\left[\frac{J}{g}\right] = \boxed{268,753}\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$;

POI VOLENDO POTREMMO CALCOLARE IL COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO $\lambda_V = \frac{m_{MAND.}}{m_{RIFER.}}$ CON $m_{RIF.} = \rho_{AMB.} \cdot V = \frac{P_a}{RT_a} \cdot V$, QUINDI LA MASSA DI ARIA CHE RIEMPIREBBE UN VOLUME PARI ALLA CILINDRATA ALLE CONDIZIONI DELL'AMBIENTE ESTERNO, POICHÈ LE CADUTE DI PRESSIONE ATTRAVERSO LE VALVOLE E GLI SCAMBI TERMICI SONO TRASCURABILI, ALLORA $P_a = P_1$ E $T_a = T_1$ (P_1 E P_2 SONO QUELLE VISTE DALLA MACCHINA). QUINDI:

$\Rightarrow \lambda_V = \frac{m_{MAND}}{m_{RIF.}} = \frac{\eta_\varphi \cdot m_{ASP.}}{m_{RIF.}} = \frac{\eta_\varphi(m_1 - m_4)}{m_{RIF.}} = \frac{\cancel{\eta_\varphi}^{1} \cdot \cancel{\frac{P_1}{RT_1}}(V_1 - V_4)}{\cancel{P_a/RT_a} \cdot V} = \frac{V_1 - V_4}{V} = \frac{1100 - 536,941}{1000} =$

$= \boxed{0,563}$; QUINDI C'È SOLO L'EFFETTO DELL'ESPANSIONE DEI GAS NELLO SPAZIO MORTO CHE HANNO RUBATO SPAZIO ALLA CILINDRATA.

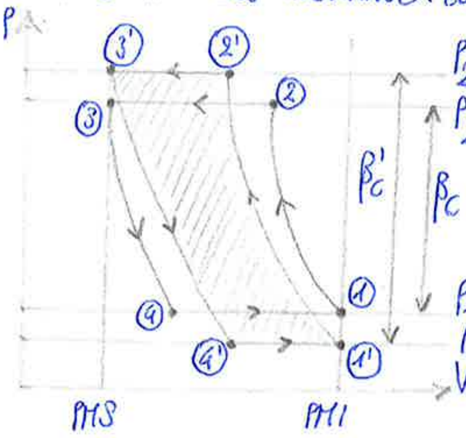
POSSIAMO CALCOLARE LA FREQUENZA DEI CICLI:

$\cdot f_{CICLI} = n_c\left[\frac{GIRI}{MINUTO}\right] \cdot Z\left[\frac{CICLI}{GIRO}\right] = 1500\left[\frac{GIRI}{MINUTO}\right] \cdot \frac{1}{60[s/min.]} \cdot 1\left[\frac{CICLO}{GIRO}\right] = \boxed{25}[Hz]$; QUINDI:

$\Rightarrow G = m_0 \cdot f_0 = 0,669\left[\frac{g}{ciclo}\right] \cdot 25\left[\frac{CICLI}{s}\right] = \boxed{16,725}\left[g/s\right]$;

$\Rightarrow P_i = |\mathcal{L}_0|\left[\frac{J}{ciclo}\right] \cdot f_{CICLI}\left[\frac{CICLI}{s}\right] = 179,796 \cdot 25 = 4494,9\left[\frac{J}{s}\right] = \boxed{4,49}[KW]$;

CON QUESTI DATI ADESSO CHIEDIAMOCI: COME VARIANO QUESTI RISULTATI SE INTRODUCIAMO LE CADUTE DI PRESSIONI?



$P_2' = P_2 + \Delta P_2 = P_2(1 + \delta_2)$

$P_1' = P_1 - \Delta P_1 = P_1(1 - \delta_1)$

QUINDI L'AREA DEL CICLO, E DUNQUE IL LAVORO EFFETTIVO CHE LA MACCHINA DEVE FARE, SARÀ DIVERSO. A PRIORI NON SAPPIAMO QUANTO SONO DIVERSE LE AREE, CE LO DICONO I CALCOLI. OCCORRE CALCOLARE DI NUOVO IL LAVORO AL CICLO, LA MASSA AL CICLO E POI, CONFRONTANDO I DUE VALORI, IL LAVORO x UNITÀ DI MASSA. SUPPONIAMO CHE $\delta_1 = \delta_2 = 0,05$.

LA STESSA PRESSIONE P_2, MA ALL'INTERNO DELLA CAMERA LA PRESSIONE È UN POCO PIÙ ALTA A CAUSA DELLE LAMI- 39
NAZIONI ALLA VALVOLA DI MANDATA. SE INVECE LASCIO APERTA L.A E CHIUDO L.M, ALLORA ARRIVO ALL'INGRESSO DEL COMPRESSORE CON P_1 E ALL'USCITA CON $P_{2,M}$ PIÙ ALTA POICHÈ IL GAS SI ACCUMULA NELLA CONDOTTA E SALE LA PRESSIONE (E POI EVENTUALMENTE SI TIENE CONTO DELLE LAMINAZIONI ATTRAVERSO I MEATI DELLE VALVOLE AUTOMATICHE). NON CONFONDERE LE VALVOLE AUTOMATICHE CON QUELLE DI REGOLAZIONE, E QUINDI NON CONFONDERE LE CADUTE DI PRESSIONE ATTRAVERSO LE VALVOLE AUTOMATICHE E QUELLE ATTRAVERSO LE VALVOLE DI REGOLAZIONE. X SEMPLICITÀ ADESSO FACCIO I CONTI SENZA CONSIDERARE LE LAMINAZIONI ATTRAVERSO LE VALVOLE AUTOMATICHE.

· INIZIAMO CHIUDENDO UN PO' LA VALVOLA DI STROZZAMENTO SUL CONDOTTO DI ASPIRAZIONE. SUPPONIAMO CHE:

$$\cdot\, X_A = \frac{P_{1,A}}{P_1} = 0,85 \quad \text{(GRADO DI STROZZAMENTO ALL'ASPIRAZIONE, SE L.A È APERTA, ALLORA } P_{1,A} = P_1 \text{ E } X_A = 1\text{)};$$

$$\Rightarrow X_A = \frac{P_{1,A}}{P_1} = \frac{P_2/P_1}{P_2/P_{1,A}} = \frac{\beta_C}{\beta_{C,A}} \Rightarrow \underbrace{\beta_{CA}}_{\text{QUELLO CHE VEDE IL COMPRESSORE}} = \frac{\beta_C}{X_A} = \frac{10}{0,85} = 11,764;$$

PIÙ ALTO X CHÈ ADESSO IL COMPRESSORE DEVE ANDARE DA $P_{1,A}$ A P_2 E NON DA P_1 A P_2.

ADESSO RICALCOLIAMO I VOLUMI:

$$\cdot\, V_1'' = V_1 = 1100\ cm^3; \quad \cdot\, V_2'' = V_1 / \beta_{CA}^{1/\gamma} = 1100/(11,764)^{\frac{1}{1,37}} = 181,955\ cm^3;$$

$$\cdot\, V_3'' = V_3 = 100\ cm^3; \quad \cdot\, V_4'' = V_3 \cdot \beta_{CA}^{1/\gamma} = 100 \cdot (11,764)^{1/1,37} = 604,542\ cm^3;$$

QUINDI:

$$\Rightarrow |L_0''| = \frac{\gamma}{\gamma-1}\left[\left(P_2 V_2'' - P_{1,A} \cdot V_1\right) - \left(P_2 \cdot V_3 - P_{1,A} \cdot V_4''\right)\right] =$$

$$= \frac{1,37}{1,37-1}\left[\left(10 \cdot 181,955 - 0,85 \cdot 1100\right) - \left(10 \cdot 100 - 0,85 \cdot 604,542\right)\right]\frac{10^5}{10^6} = \underbrace{\boxed{147,519}}_{\text{MONOMASSA ELABORATA}}\left[\frac{J}{ciclo}\right]$$

$$\Rightarrow m_0'' = \frac{P_{1,A}}{RT_1}\left(V_1 - V_4''\right) = \frac{0,85[bar] \cdot 10^5[Pa/bar]}{287,2[J/KgK] \cdot 293[K]} \cdot (1100 - 604,542)[cm^3] \cdot \frac{1}{10^6[cm^3/m^3]} =$$

$$= \boxed{0,500}\,[g/ciclo];$$

$$\Rightarrow |L_i''| = \frac{|L_0''|}{m_0''} = \frac{147,519[J/ciclo]}{0,500[g/ciclo]} = \boxed{294,763}\left[\frac{KJ}{Kg}\right];$$

· X QUANTO RIGUARDA LA REGOLAZIONE ALLA MANDATA, TENIAMO APERTA LA VALVOLA DI REGOLAZIONE ALL'ASPIRAZIONE E CHIUDIAMO UN PO' LA VALVOLA DI STROZZAMENTO ALLA MANDATA. SUPPONIAMO CHE:

$$\cdot\, X_M = \frac{P_{2,M}}{P_2} = 1,15 \Rightarrow P_{2,M} = P_2 \cdot 1,15 = 10[bar] \cdot 1,15 = 11,5[bar];$$

$$\cdot\, X_M = \frac{P_{2,M}}{P_2} = \frac{P_{2,M}/P_1}{P_2/P_1} = \frac{\beta_{C,M}}{\beta_C} \Rightarrow \beta_{C,M} = X_M \cdot \beta_C = 1,15 \cdot 10 = 11,5;$$

NON LO FACCIAMO, MA SI POSSONO CALCOLARE I NUOVI VALORI CON LA STESSA PROCEDURA.

$$\Rightarrow P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{V_0}{V_B'}\right)^K \Rightarrow V_B' = V_0 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{1/K} = 20[cm^3] \cdot \left(\frac{1[bar]}{1,3[bar]}\right)^{1/1,4} = \boxed{16,582\, cm^3};$$

41

È UN VOLUME OVVIAMENTE LEGGERMENTE PIÙ GRANDE DI $15\, cm^3$, QUINDI BASTA COMPRIMERE FINO AL PUNTO 2.

MACCHINE IDRAULICHE

EX 10) IL MODELLO IN SCALA RIDOTTA DI UNA TURBINA IDRAULICA PRESENTA LE SEGUENTI CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE E DI FUNZIONAMENTO:

a) $d_0 = 50\, cm = 0,5\, m$ (DIAMETRO DI RIFERIMENTO); b) $n_0 = 650\, rpm$ (VELOCITÀ DI ROTAZIONE DI RIFERIMENTO); c) $H_0 = 10\, m$ (PREVALENZA DI RIFERIMENTO); d) $Q_0 = 0,6\, m^3/s$ (PORTATA DI RIFERIMENTO); e) $\eta_G = 0,87$ (RENDIMENTO GLOBALE RISULTANTE);

LA MACCHINA ORIGINALE PRESENTA:

a) $d = 3\, m$; b) $H = 150\, m$;

CALCOLARE LA PORTATA Q E LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE n DA ADOTTARE X LE TURBINE IN SCALA 1:1, AFFINCHÉ IL RENDIMENTO SIA LO STESSO DEL MODELLO IN SCALA RIDOTTA, QUANDO SI OPERA IN CONDIZIONI DI SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA. CALCOLARE LA POTENZA EROGATA DALLE DUE MACCHINE NELLE RISPETTIVE CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO E INFINE IL VALORE DEL NUMERO DI GIRI CARATTERISTICO n_C.

· DELLE RELAZIONI CHE POSSONO ESSERE UTILI IN SIMILITUDINE È IL NUMERO DI GIRI SPECIFICO:

$$\cdot \frac{n_0 d_0}{\sqrt{H_0}} = \frac{n d}{\sqrt{H}} \text{ (VALORI IN SIMILITUDINE)} \Rightarrow n = n_0 \frac{d_0/d}{\sqrt{H_0/H}} = 650\left[\frac{GIRI}{MINUTO}\right] \cdot \frac{0,5[m]/3[m]}{\sqrt{10[m]/150[m]}} = \boxed{419,573}\left[\frac{GIRI}{MINUTO}\right];$$

SAPPIAMO CHE LA PORTATA È DEFINITA COME:

$$\cdot Q = A \cdot C = \text{(IN CONDIZ. DI SIMILITUDINE)} = cost. \cdot d^2 \cdot U = K_Q n d^3;$$ QUINDI IN CONDIZIONI DI SIMILITUDINE:

$$\Rightarrow K_Q = \frac{Q}{\underbrace{n d^3}_{\text{MACCHINA EFFETTIVA}}} = \frac{\overbrace{Q_0}^{\text{MODELLO}}}{n_0 d_0^3} \Rightarrow Q = Q_0 \frac{1}{(n_0/n) \cdot (d_0/d)^3} = 0,6\left[\frac{m^3}{s}\right] \cdot \frac{1}{\left(\frac{650\, rpm}{419,573\, rpm}\right) \cdot \left(\frac{0,5\, m}{3\, m}\right)^3} = \boxed{83,659}\left[m^3/s\right];$$

POICHÉ NON CI SONO SPECIFICAZIONI POSSIAMO SUPPORRE CHE NON CI SIANO FUGHE E PERDITE IN CONDOTTA O PERLOMENO SI POSSONO TRASCURARE. LE UNICHE PERDITE SONO QUELLE A CAVALLO DELLA GIRANTE, QUINDI IL RENDIMENTO È DI TIPO IDRAULICO CHE IN CONDIZIONI DI SIMILITUDINE È COSTANTE. LA POTENZA È QUELLA CHE ESCE DALLA MACCHINA E QUINDI È UNA POTENZA INDICATA. SAPPIAMO CHE:

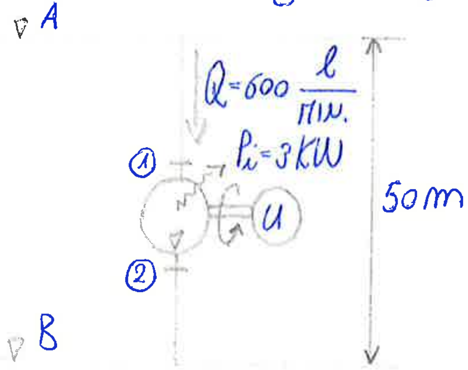
$$\cdot \underset{\text{(REALE)}}{P_{i,G}} = G \cdot L_{i,G} = (\cancel{\eta_V}^{1} \rho \cdot Q) \cdot (\eta_y \cdot g H_G) = \left(1000\left[\frac{Kg}{m^3}\right] \cdot 83,659\left[\frac{m^3}{s}\right]\right) \cdot (9,87 \cdot 150[m]) = 107100,67[KW] = \boxed{107,10}[MW];$$

$$\Rightarrow L_{w,K} = 9{,}81\left[\frac{m}{s^2}\right]\cdot(20{,}979-20)[m] = 9{,}604\left[\frac{m^2}{s^2}\right] = \boxed{9{,}604}\left[\frac{J}{Kg}\right];$$

SE VOLESSI ESPRIMERLO IN TERMINI DI DISLIVELLO EQUIVALENTE:

$$\Rightarrow Y_K = H_P - H_{AB} = 20{,}979 - 20 = \boxed{0{,}979}[m].$$

ES 2) UNA TURBINA IDRAULICA SFRUTTA LA PORTATA DI $Q = 600\ l/min$. CHE CADE DALL'ALTEZZA DI 50 m. LA POTENZA INDICATA CHE LA TURBINA PRODUCE VALE $P_{i,e} = 3\ kW$ CON RENDIMENTI $\eta_\varphi = 0{,}90$ E $\eta_y = 0{,}70$. CALCOLARE LA PREVALENZA H_e DELLA TURBINA E LE PERDITE IN CONDOTTA.



LA POTENZA INDICATA PRODOTTA ALL'ALBERO È DATA DA:

$$P_{i,e} = (\eta_\varphi Q\cdot\rho)\cdot(\eta_y\cdot g H_e);$$

QUINDI SOLO UNA PORZIONE DELLA PORTATA CHE CADE SPINGE LE PARTI MOBILI E SOLO UNA PORZIONE DI PREVALENZA DIVENTA LAVORO UTILIZZABILE XCHÈ IL RESTO VIENE USATO DAL FLUIDO X VINCERE LE RESISTENZE INTERNE. H_e È LA PREVALENZA MOTRICE IN ENTRATA ALLA TURBINA. QUINDI:

$$\Rightarrow H_e = \frac{P_{i,e}}{\eta_\varphi\,\eta_y\,\rho\, g\, Q} = \frac{3000[W]\cdot 1000\left[\frac{l}{m^3}\right]\cdot 60\left[\frac{s}{MIN}\right]}{0{,}90\cdot 0{,}70\cdot 1000\left[\frac{Kg}{m^3}\right]\cdot 9{,}81\left[\frac{m}{s^2}\right]\cdot 600[l/MIN]} = \boxed{48{,}541}[m];$$

QUINDI SE H_{AB}, CHE SI IDENTIFICA CON IL DISLIVELLO EQUIVALENTE, VALE 50 m, ALLA TURBINA ARRIVA UN H_e PIÙ BASSO A CAUSA DELLE PERDITE IN CONDOTTA (FUGHE E VISCOSITÀ). POI LA MACCHINA SFRUTTERÀ UNA PREVALENZA ANCORA PIÙ BASSA X LE PERDITE NELLA MACCHINA.

X LE PERDITE IN CONDOTTA VALE LO STESSO RAGIONAMENTO DELL'ES 1:

$$\Rightarrow L_{w,K} = g(H_{AB}-H_e) = 9{,}81\left[\frac{m}{s^2}\right]\cdot(50-48{,}541)[m] = \boxed{14{,}313}\left[\frac{J}{Kg}\right];$$ OPPURE:

$$\Rightarrow Y_K = H_{AB}-H_e = (50-48{,}541)[m] = \boxed{1{,}5}[m];$$ INFATTI DAL 1° PRINCIPIO:

$$\underbrace{L_{i,e}}_{\text{LAVORO PRODOTTO}} = \underbrace{\frac{p_1-p_2}{\rho}}_{① e ②} - L_{we} + \frac{c_1^2-c_2^2}{2} + g(z_1-z_2) = gH_e - L_{we} \overset{Ⓐ\ e\ Ⓑ}{=}$$

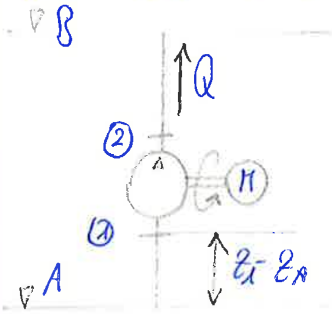
(TRA Ⓐ E Ⓑ CI SONO LE STESSE PARTI MOBILI)

$$= \frac{p_A-p_B}{\rho} - L_{wA,B} + \frac{c_A^2-c_B^2}{2} + g(z_A-z_B) = gH_{AB} - L_{wA,B} = gH_{AB} - L_{w,e} - L_{wK}$$

$$\Rightarrow gH_e - \cancel{L_{we}} = gH_{AB} - \cancel{L_{w,e}} - L_{w,K} \Rightarrow L_{w,K} = g(H_{AB}-H_e);$$

QUINDI IL LAVORO PRODOTTO IN USCITA È LA DIFFERENZA TRA LA PREVALENZA MOTRICE ENTRATA NELLA MACCHINA E LE PERDITE NELLA MACCHINA.

ES 3) UNA TURBOPOMPA IDRAULICA AVENTE NPSH = 4,5 m COLLEGA DUE BACINI A SUPERFICIE LIBERA E AMPIA, POSTI A DIFFERENTE ALTEZZA, x MEZZO DI UNA CONDOTTA CHE PRESENTA RESISTENZE FLUIDODINAMICHE PARI A $y = 0{,}5\ m_{H_2O}/m$ (BATTENTE EQUIVALENTE IN METRI D'ACQUA x METRO DI LUNGHEZZA). CALCOLARE LA MASSIMA ALTEZZA A CUI SI PUÒ INSTALLARE LA BOCCA DI PRESA DELLA POMPA RISPETTO ALLA SUPERFICIE DEL BACINO DI PRELIEVO COMPATIBILMENTE CON LA CAVITAZIONE. NELLE CONDIZIONI AMBIENTE DI RIFERIMENTO SI HANNO $P_a = 1\ bar$, $T_a = 20°C$ E LA TENSIONE DI VAPORE DEL LIQUIDO SATURO È $P_v(T) = 23{,}4\cdot 10^{-3}\ bar$. 45



POICHÉ NON CI VIENE DETTO NIENTE SUPPONIAMO CHE LA CONDOTTA SIA VERTICALE. PIÙ LA BOCCA DI PRESA È IN ALTO PIÙ LA DEPRESSIONE RISCHIA DI DIVENTARE COSÌ SPINTA DA PROVOCARE CAVITAZIONE.

$$NPSH = 4{,}5\ m \quad \begin{cases} P_a = 1\ bar \\ T_a = 20°C \end{cases} \longrightarrow P_v(T) = 0{,}0234\ bar;$$

IN CONDIZIONI DI CAVITAZIONE:

$$P_{MIN} = P_v(T) \Rightarrow \underbrace{\frac{P_1 - P_{MIN}}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g}}_{NPSH} = \frac{P_1 - P_v(T)}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} = \underbrace{\frac{P_a - P_v(T)}{\rho g} + \cancel{\frac{c_A^2}{2g}}^{\,0}}_{CMPH} - \overbrace{\frac{L_{wA,1}}{g}}^{y l_{A,1}} - (z_1 - z_A)$$

CON $c_A \approx 0$ POICHÉ LA SUPERFICIE È AMPIA; INOLTRE LE PERDITE $\frac{L_{wA,1}}{g}$ SAPPIAMO ESSERE UGUALI A:

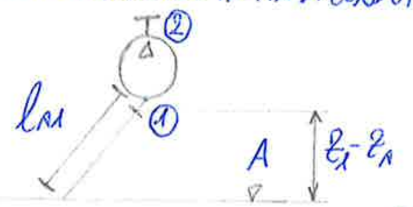
$$\frac{L_{wA,1}}{g} = Y_{A,1} = y\, l_{A,1} \Rightarrow NPSH = CMPH - y\, l_{A,1} - (z_1 - z_A)_{max}$$ CON $l_{A,1} = (z_1 - z_A)$ POICHÉ LA CONDOTTA È VERTICALE;

$$CMPH = \frac{(1 - 0{,}0234)[bar]\cdot 10^5\left[\frac{Pa}{bar}\right]}{1000\left[\frac{kg}{m^3}\right]\cdot 9{,}81\left[\frac{m}{s^2}\right]} + 0 = 9{,}955[m];$$ QUINDI:

$$\Rightarrow NPSH = CMPH - y(z_1 - z_A) - (z_1 - z_A) = CMPH - (z_1 - z_A)(y - 1) \Rightarrow (z_1 - z_A)_{max} = \frac{CMPH - NPSH}{1 + y} =$$

$$= \frac{(9{,}955 - 4{,}5)[m]}{1 + 0{,}5} = \boxed{3{,}637}[m]$$ QUESTA È LA MASSIMA ALTEZZA A CUI SI PUÒ FISSARE LA BOCCA DI PRESA AL LIMITE DELLA CAVITAZIONE.

ES 4) NELL'ESERCIZIO PRECEDENTE (A PARITÀ DI PERDITE FLUIDODINAMICHE $y = 0{,}5$ E $NPSH = 4{,}5\ m$) IL TRATTO VERTICALE DELLA CONDOTTA ASPIRANTE È SOSTITUITO CON UN TRATTO OBLIQUO DI LUNGHEZZA $x_{A1} > z_1 - z_A$. CALCOLARE LA MASSIMA ALTEZZA DELLA BOCCA DI PRESA CONSENTITA DALLA CAVITAZIONE SE $x_{A1} = 10\ m$ E LA MASSIMA LUNGHEZZA DEL TRATTO DI CONDOTTA ASPIRANTE QUANDO $(z_1 - z_A) = 2\ m$.



IN QUESTO CASO $l_{A1} \neq (z_1 - z_2)$ MA VALE 10 m. RIPRENDIAMO L'ESPRESSIONE CHE ABBIAMO RICAVATO PRIMA:

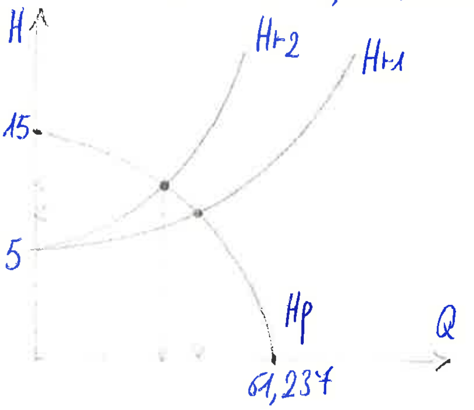
$$\Rightarrow NPSH = CMPH - y\, l_{A,1} - (z_1 - z_A)_{max};$$

$$\cdot\ \text{CMPH} = \frac{p_a - p_v(T)}{\rho g} + {\cancel{\frac{c_A^2}{2g}}}^{\,0} = \frac{(1-0{,}0234)[bar]\cdot 10^5[Pa/bar]}{1000[kg/m^3]\cdot 9{,}81[m/s^2]} = 9{,}955\,[m];$$

$$\Rightarrow \text{NPSH}_\gamma < \text{CMPH} - y\,l_{A,1} - (z_1 - z_A) \Rightarrow \underline{4} < 9{,}955 - 0{,}375 - 3 = \underline{6{,}58\,[m]}$$ NON CAVITA.

EX 9) UNA TURBOPOMPA CENTRIFUGA PRESENTA LA CARATTERISTICA MANOMETRICA SEGUENTE:
· $H_p = -0{,}004\cdot Q^2 + 15$; LA MACCHINA È INSERITA IN UN IMPIANTO DI SOLLEVAMENTO DELL'ACQUA CHE, A SECONDA DELLE DIVERSE CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO, PRESENTA LE CARATTERISTICHE RESISTENTI:
1) $H_{r1} = 0{,}002\cdot Q^2 + 5$; 2) $H_{r2} = 0{,}008\cdot Q^2 + 5$; IN QUALE DEI DUE CASI LA PORTATA È MAGGIORE? CONSIDERARE LA PREVALENZA IN [m] E LA PORTATA IN [l/min.].

· X RENDERE I CALCOLI PIÙ SEMPLICI LA CARATTERISTICA MANOMETRICA È DI TIPO PARABOLICO CON IL MASSIMO SULL'ASSE DELLE ORDINATE, MA POSSIAMO ESPRIMERE IN FORMA PARABOLICA DELLE CARATTERISTICHE DELLE RESISTENZE ESTERNE DA VINCERE. H_r HA UN TERMINE COSTANTE CHE CORRISPONDE AL DISLIVELLO GEODETICO DA VINCERE X SPINGERE L'ACQUA VERSO UN LIVELLO SUPERIORE, LA QUOTA PARABOLICA È QUELLA CORRISPONDENTE ALLE PERDITE IN CONDOTTA.



L'INTERSEZIONE TRA H_p E H_r È IL PUNTO DI FUNZIONAMENTO A REGIME; SE NON CI FOSSERO PUNTI DI INTERSEZIONE, ALLORA LA POMPA NON RIUSCIREBBE MAI A SUPERARE LE RESISTENZE E QUINDI LA PORTATA È NULLA. LA PARABOLA H_{r2} È PIÙ RIPIDA POICHÈ IL TERMINE CHE MOLTIPLICA Q^2 È MAGGIORE, QUINDI LA PORTATA È MAGGIORE CON H_{r1}. L'INTERSEZIONE DI H_p CON LE ASCISSE È:

$$\cdot\ Q = \sqrt{\frac{15 - \cancel{H_p}^{\,0}}{4}\cdot 10^{+3}} = 61{,}237\left[\frac{l}{min}\right];$$

È OVVIO CHE UNA POMPA CHE INCONTRA MENO RESISTENZE CI DARÀ PIÙ PORTATA.

EX 1) IL GRAFICO RIPORTATO IN FIGURA MOSTRA LE CONDIZIONI DI INCIPIENTE CAVITAZIONE DI UNA TURBOPOMPA E FORNISCE I VALORI DI NPSH IN FUNZIONE DELLA PORTATA Q X DIVERSE VELOCITÀ DI ROTAZIONE n. ALLA PORTATA CHE VALE $Q = 100\ l/s$, X $n = 1750$ rpm LA MASSIMA ALTEZZA DELLA BOCCA DI PRESA ① RISPETTO ALLA SUPERFICIE LIBERA E AMPIA DEL BACINO DI PRELIEVO Ⓐ VALE $(z_1 - z_A) = 1\ m$, AL LIMITE DELLA CAVITAZIONE. CONSIDERANDO LE STESSE PERDITE FLUIDODINAMICHE IN TUTTE LE CONDIZIONI OPERATIVE SI CALCOLI $(z_1 - z_A)_{max}$ NEI CASI SEGUENTI:

a) VELOCITÀ DI ROTAZIONE RIDOTTA A $n' = 1000$ rpm, A PARITÀ DI PORTATA $Q' = Q = 100\ l/s$ (X ESEMPIO APRENDO UNA VALVOLA PARZIALMENTE CHIUSA POSTA SUL CONDOTTO DI ASPIRAZIONE O DI MANDATA); CHIUDENDO UNA VALVOLA

b) PORTATA RIDOTTA A $Q'' = 40\ l/s$ (OTTENUTA X ESEMPIO TRAMITE OPPORTUNE LAMINAZIONI), A PARITÀ DI VELOCITÀ DI ROTAZIONE $n'' = n = 1750$ rpm.

NELLE CONDIZIONI AMBIENTE DI RIFERIMENTO ABBIAMO: $\begin{cases} p_a = 1\ bar \\ T_a = 20°C \end{cases} \rightarrow p_v(T) = 23{,}4\cdot 10^{-3}\ bar;$

To, e si calcolano prevalenza e portata risultanti;

- X prima cosa ci serve la caratteristica della resistenza H_r: $H_r = a_r Q^2 + C_r$; il termine $C_r = 12\,[m]$, quindi la prevalenza da vincere si identifica non solo termine geodetico (non si vuole pompare acqua tra 2 ambienti a pressione diversa, quindi il termine barometrico non entra in gioco). Le perdite in condotta sono la quota parabolica:

$\cdot H_{r,k} = cost \cdot Q^2$; si parla di perdite cinetiche perché le perdite in condotta sono proporzionali all'energia cinetica relativa alle pareti della condotta che è proporzionale a Q^2. quindi:

$$\Rightarrow 30[m] = cost \cdot \left(200\left[\frac{l}{min}\right]\right)^2 \Rightarrow cost = \frac{30}{(200)^2} = 7{,}5\cdot 10^{-4}\left[m\left(min/litri\right)^2\right];\ \text{quindi:}$$

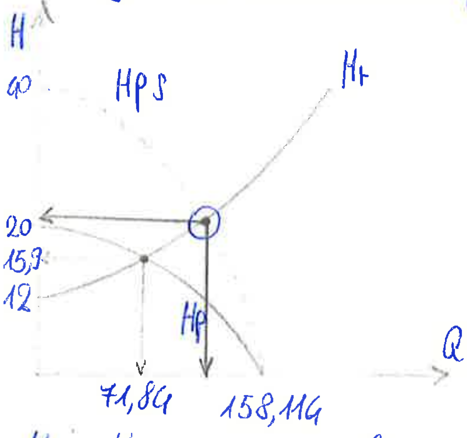
$$\begin{cases} H_p = -8\cdot 10^{-4}\, Q^2 + 20 \\ H_r = 7{,}5\cdot 10^{-4}\, Q^2 + 12 \end{cases}$$

X trovare il punto di funzionamento basta fare l'intersezione tra le due parabole, quindi $H_p = H_r$:

$$\Rightarrow -8\cdot 10^{-4} Q^2 + 20 = 7{,}5\cdot 10^{-4} Q^2 + 12 \Rightarrow Q^2(7{,}5+8)\cdot 10^{-4} = 8 \Rightarrow Q = \boxed{71{,}84}\,[l/min];$$

$$\Rightarrow H_p = -8\cdot 10^{-4}(71{,}84)^2 + 20 = \boxed{15{,}871}\,[m];$$

[Caso 1]: pompe uguali in serie: (disegno dalla teoria)



Due pompe in serie sono percorse dalla stessa portata e la prevalenza complessiva elaborata dal sistema è la somma delle prevalenze:

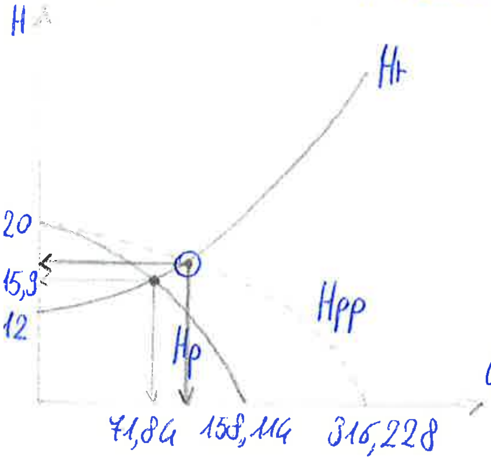
$$\cdot H_{ps} = H_{p1} + H_{p2} = 2H_p \text{ (pompe uguali)} = 2\left(-8\cdot 10^{-4} Q^2 + 20\right) = -16\cdot 10^{-4} Q^2 + 40;$$

Adesso di nuovo intersechiamo la nuova parabola H_{ps} con la stessa resistenza H_r e troviamo il nuovo punto di funzionamento:

$$\cdot H_{ps} = H_r \Rightarrow -16\cdot 10^{-4} Q^2 + 40 = 7{,}5\cdot 10^{-4} Q^2 + 12 \Rightarrow Q_{ps} = \boxed{109{,}155}\,[l/min];$$

$$\Rightarrow H_{ps} = -16\cdot 10^{-4}(109{,}155)^2 + 40 = \boxed{20{,}936}\,[m];$$

[Caso 2]: pompe uguali in parallelo: (disegno dalla teoria)

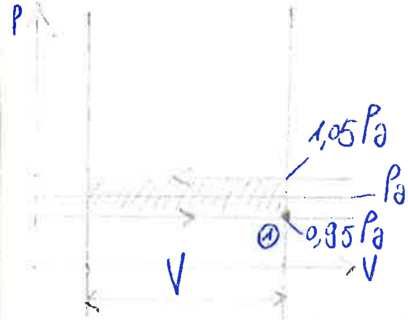


Due pompe in parallelo elaborano la stessa prevalenza, ma sono attraversate da portate diverse, nel raccordo la portata complessiva è la somma delle portate. H_{pp} è tale che raddoppi le ascisse prevalenza x prevalenza. quindi:

$$\cdot Q_{pp} = Q_{p1} + Q_{p2} = 2Q_p = 2\sqrt{\frac{20 - H_{pp}}{8\cdot 10^{-4}}};\ \text{elevando al quadrato:}$$

$$\Rightarrow H_{pp} = -8\cdot 10^{-4}\left(\frac{Q_{pp}}{2}\right)^2 + 20 = -2\cdot 10^{-4} Q_{pp}^2 + 20;$$

UN CICLO CONVENZIONALE PRESENTA ANCHE LE FASI DI RICAMBIO MOTORE SEBBENE NON SIA DEL TUTTO UN CICLO REALE. (51)



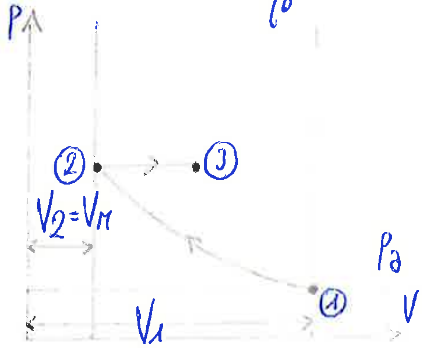
UN MOTORE A 4 TEMPI PRESENTA QUINDI UNA FASE DI ESPULSIONE FORZATA E UNA DI ASPIRAZIONE. NON SAPPIAMO CHE CICLO SIA, MA NON IMPORTA PERCHÉ CI INTERESSA SOLO LA FASE DI RICAMBIO DEL FLUIDO MOTORE. DURANTE LA FASE DI ESPULSIONE FORZATA ABBIAMO UNA SOVRAPRESSIONE, MENTRE DURANTE L'ASPIRAZIONE SI AVRÀ UNA CADUTA DI PRESSIONE. IL CICLO COMINCERÀ DAL PUNTO ①. LA CILINDRATA COMPLESSIVA È $iV = 1200\ cm^3$; NEL CICLO SI FA RIFERIMENTO ALLA SINGOLA CILINDRATA.

IL LAVORO DI RICAMBIO DEL FLUIDO È L'AREA DEL CICLO DI SOSTITUZIONE, OVVERO UN RETTANGOLO:

$$\Longrightarrow AREA = (1,05 - 0,95)\cdot \underbrace{iV}_{\text{INTERO MOTORE}} = 0,1[bar]\cdot 1200[cm^3] = 120[bar\cdot cm^3]\cdot\frac{10^5\ Pa/bar}{10^6\ cm^3/m^3} = 12[Pa\cdot m^3] =$$

$$= 12\left[\frac{N}{m^2}\cdot m^3\right] = \boxed{12}[J].$$

ES 3) UN MOTORE DIESEL AVENTE RAPPORTO DI COMPRESSIONE $\varepsilon = 20$ FUNZIONA CON DOSATURA $\alpha = 24$, ADOPERANDO UN GASOLIO DI POTERE CALORIFICO $H_i = 42500\ KJ/Kg$. CALCOLARE LA TEMPERATURA T_3 DI FINE COMBUSTIONE, SAPENDO CHE LA TEMPERATURA DI INIZIO COMPRESSIONE VALE $T_1 = 289\ K$. ASSUMERE $K' = 1,4$, $R' = 287,2\ J/KgK$, $K'' = 1,38$, $R'' = 290\ J/KgK$, RENDIMENTO DI COMBUSTIONE $\eta_b = 0,95$.



· COMBUSTIBILE: $\begin{cases} R' = 287,2\ J/KgK \\ K' = 1,4 \end{cases}$ · PRODOTTI: $\begin{cases} R'' = 290\ J/KgK \\ K'' = 1,38 \end{cases}$

SAPPIAMO CHE $m_b \cdot H_i$ È L'ENERGIA CHIMICA CHE POSSIEDE IL COMBUSTIBILE PRIMA CHE BRUCI, SOLO UNA QUOTA DI QUESTA ENERGIA VIENE CONVERTITA IN VARIAZIONE DI ENTALPIA, QUINDI VARIAZIONE DI TEMPERATURA. QUESTA FRAZIONE È PROPRIO IL RENDIMENTO DI COMBUSTIONE. TRA ② E ③ ABBIAMO UNA COMBUSTIONE, QUINDI SCRIVIAMO L'EQUAZIONE DI COMBUSTIONE:

$$\Longrightarrow \eta_b \cdot m_b \cdot H_i = \underbrace{(m_a + m_b)}_{\text{RISCALDARE L'INTERA MASSA}}\cdot c_p''(T_3 - T_2) \Longrightarrow T_3 = T_2 + \eta_b\frac{H_i}{(1+\alpha)c_p''} \quad (\text{DIVIDENDO TUTTO x } m_b);$$

$$\cdot\ c_p'' = R''\frac{K''}{K''-1} = 290\left[\frac{J}{KgK}\right]\frac{1,38}{1,38-1} = 1,053\left[\frac{J}{KgK}\right];$$ T_2 LO POSSIAMO CALCOLARE CON LA POLITROPICA ① → ②:

$$\cdot\ T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{K'-1}{K'}} = T_1\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{K'-1} \quad \text{CON} \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{V_1/m_1}{V_2/m_2};$$

SOLO ARIA

V_1 È IL VOLUME MASSIMO IN CAMERA, V_2 È IL VOLUME DI SPAZIO MORTO. POSSIAMO SUPPORRE CHE NON CI SIANO FUGHE, QUINDI $m_1 = m_2$:

$$\Longrightarrow \frac{v_1}{v_2} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_1}{V_M} = \varepsilon = 20 \Longrightarrow T_2 = T_1\cdot\varepsilon^{K'-1} = 289[K]\cdot 20^{1,4-1} = 957,877[K];$$

$$\Longrightarrow T_3 = 957,877[K] + \frac{0,95\cdot 42500[KJ/Kg]}{(1+24)\cdot 1,053\left[\frac{J}{KgK}\right]} = \boxed{2491,590}[K];$$

ATTENZIONE CHE TRA ① E ② C'È SOLO ARIA DURANTE LA COMPRESSIONE, IL GASOLIO NON È ANCORA STATO SPRUZZATO.

EX 7) VALUTARE IL RENDIMENTO UTILE DI UN MOTORE CHE PRESENTA UN CONSUMO SPECIFICO $q_b = 285\, g/kW\cdot h$, ASSUMENDO X IL COMBUSTIBILE UN POTERE CALORIFICO INFERIORE $H_i = 44\, MJ/Kg$. (53)

· DALLA DEFINIZIONE DI CONSUMO SPECIFICO:

$$\cdot\, q_b = \frac{G_b}{P_u} = \frac{1}{\eta_u \cdot H_i} \Rightarrow \eta_u = \frac{1}{q_b \cdot H_i} = \frac{1000\left[\frac{g}{Kg}\right]\cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right]}{285\left[\frac{g}{KWh}\right]\cdot 44\left[\frac{MJ}{Kg}\right]\cdot 1000\left[\frac{KJ}{MJ}\right]} \approx \boxed{0{,}287}.$$

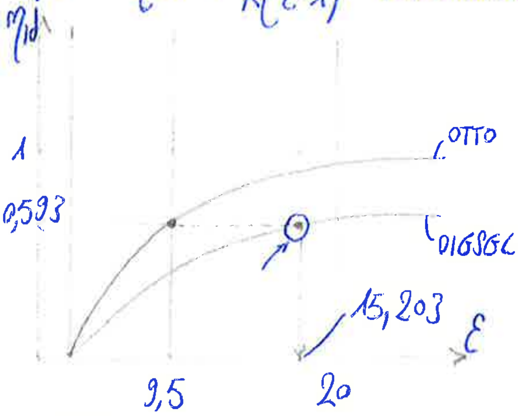
$$KW \to \left[\frac{KJ}{s}\right]$$

SE DIVIDIAMO X LA FREQUENZA DEI CICLI, q_b SI PUÒ SCRIVERE ANCHE COME: $q_b = m_b / L_u$.

EX 8) UN MOTORE DIESEL PRESENTA UN RAPPORTO DI COMPRESSIONE VOLUMETRICO $\mathcal{E} = 20$ E UN RAPPORTO TERMOMETRICO $\tau = T_3/T_2 = 2{,}25$. IL SUO RENDIMENTO IDEALE PUÒ ESSERE ESPRESSO COME:

$$\cdot\, \eta_{id} = 1 - \frac{1}{\mathcal{E}^{K-1}} \frac{\tau^K - 1}{K(\tau - 1)};$$

DETERMINARE QUALE VALORE DI $\mathcal{E}$ SAREBBE SUFFICIENTE AD UN DIESEL DI PARI τ X EGUAGLIARE LO STESSO RENDIMENTO IDEALE DI UN MOTORE OTTO CON $\mathcal{E} = 9{,}5$.



IL RENDIMENTO IDEALE DEL MOTORE OTTO È:

$$\cdot\, \eta_{id}(\text{OTTO}) = \frac{-1}{\mathcal{E}_{OTTO}^{K-1}} + 1 = -\frac{1}{9{,}5^{1{,}4-1}} + 1 = 0{,}593;$$

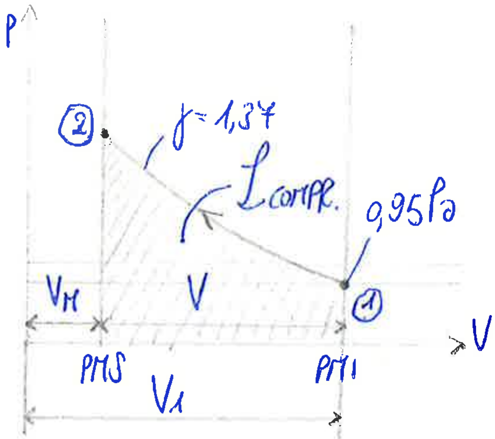
IL RENDIMENTO DEL DIESEL È INVECE:

$$\cdot\, \eta_{id}(\text{DIESEL}) = 1 - \frac{1}{\mathcal{E}^{K-1}} \frac{\tau^K - 1}{K(\tau-1)} = 1 - \frac{1}{20^{1{,}4-1}} \frac{2{,}25^{1{,}4} - 1}{1{,}4(2{,}25-1)} =$$

A PARITÀ DI RENDIMENTO DEL CICLO OTTO INTERSECHIAMO $= 0{,}635$;
LA CURVA DEL CICLO DIESEL E CALCOLIAMO $\mathcal{E}$ CORRISPONDENTE:

$$\cdot\, 0{,}593\,(\text{OTTO}) = 1 - \frac{1}{\mathcal{E}^{*\,K-1}} \frac{\tau^K - 1}{K(\tau-1)} = 1 - \frac{1}{\mathcal{E}^{*\,K-1}} \frac{2{,}25^{1{,}4} - 1}{1{,}4(2{,}25-1)} \Rightarrow \mathcal{E}^* \approx \boxed{15{,}203}.$$

EX 9) UN MOTORE ALTERNATIVO A COMBUSTIONE INTERNA HA CILINDRATA SINGOLA $V = 400\, cm^3$ E RAPPORTO DI COMPRESSIONE VOLUMETRICO $\mathcal{E} = 9{,}5$. CALCOLARE IL LAVORO DELLO STANTUFFO SUL GAS IN CAMERA DURANTE LA COMPRESSIONE. SI FACCIA RIFERIMENTO AD UN CICLO CONVENZIONALE CON $P_1 = 0{,}95\, P_a$, E γ DELLA POLITROPICA TRA PMI E PMS PARI A 1,37.



MENTRE VIENE COMPRESSO, IL GAS ESERCITA UNA PRESSIONE SULLO STANTUFFO CHE MOLTIPLICATA X LA SEZIONE DA LA FORZA; SICCOME LO STANTUFFO SI MUOVE IN DIREZIONE OPPOSTA A QUESTA FORZA, IL LAVORO È NEGATIVO. QUESTO LAVORO VIENE DATO AL GAS DALLO STANTUFFO. QUINDI DOVREMO INTEGRARE TUTTE LE PRESSIONI SU TUTTO IL VOLUME SPAZZATO DA PMI A PMS.

$$\cdot\, L_{COMPR.} = \int_1^2 P\,dV = -\frac{1}{\gamma-1}\left(P_2 V_2 - P_1 V_1\right) = -\frac{1}{\gamma-1}\left(P_2 V_M - P_1 V_1\right);$$

IL VOLUME GENERATO DALLA SUPERFICIE CHE SI MUOVE È QUELLO GENE=

Coppia erogata dal motore se le condizioni ambiente fossero $p_a' = 753\ mmHg$ e $T_a' = 281\ K$.

$$\begin{cases} p_a = 748\ mmHg \\ T_a = 289\ K \end{cases} \quad \begin{cases} p_{a0} = 760\ mmHg \\ T_{a0} = 293\ K \end{cases} \quad \begin{cases} p_a' = 753\ mmHg \\ T_a' = 281\ K \end{cases}$$

La potenza corretta è data da:

$$\cdot\ P_{u0} = P_u \frac{1}{p_a/p_{a0}}\sqrt{T_a/T_{a0}} = 46,655[KW]\frac{\sqrt{289/293}}{748/760} \approx \boxed{47,889}[KW];$$

La coppia corretta è data da:

$$\cdot\ C_{u0} = \frac{P_{u0}}{\omega} \quad \text{con} \quad \omega = 2\pi\frac{n}{60} = \underbrace{3,14\cdot 2}_{\left[\frac{rad}{giro}\right]}\cdot\frac{4500\left[\frac{giri}{min}\right]}{60\left[s/min\right]} = 471\left[\frac{rad}{s}\right];$$

$$\Rightarrow C_{u0} = \frac{47,889[KW]}{471\left[\frac{rad}{s}\right]}\cdot 1000\left[\frac{W}{KW}\right] = \boxed{101,675}[N\cdot m];$$

Abbiamo visto che quello che resta costante è:

$$\cdot\ cost. = \frac{P_u\sqrt{T_a}}{p_a} = \frac{P_{u0}\sqrt{T_{a0}}}{p_{a0}} = \frac{P_u'\sqrt{T_a'}}{p_a'};$$

quindi posso calcolare P_u' o riferendomi alla ~~pressione~~ potenza P_u, oppure alla ~~pressione~~ potenza corretta P_{u0}.

$$\Rightarrow P_u' = P_u\frac{1}{p_a/p_a'}\sqrt{T_a/T_a'} = P_{u0}\frac{1}{p_{a0}/p_a'}\sqrt{T_{a0}/T_a'} = 46,655[KW]\frac{1}{748/753}\cdot\sqrt{\frac{289}{281}} =$$

$$= \boxed{46,005}[KW];$$

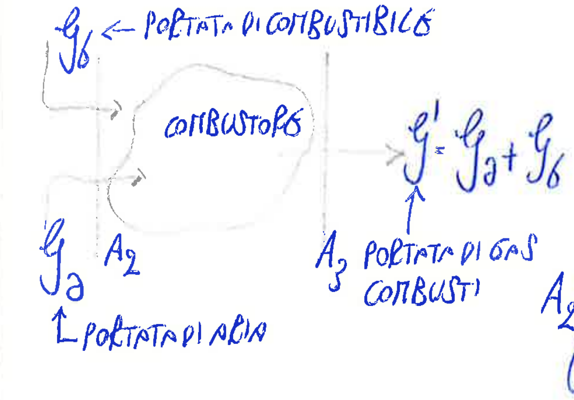
La coppia invece sarebbe:

$$\Rightarrow C_u' = \frac{46,005[KW]}{471\left[\frac{rad}{s}\right]}\cdot 1000\left[\frac{W}{KW}\right] = \boxed{97,67}[N\cdot m].$$

Ex 14-15) Rappresentare in modo qualitativo nel piano "C-n" (coppia, velocità di rotazione) il punto di funzionamento di un motore alternativo a combustione interna: a) in condizioni di regime; b) in condizioni transitorie di ripresa, evidenziando il margine di accelerazione. Considerare poi una caratteristica esterna di minore resistenza. Individuare il nuovo punto di funzionamento che si ottiene senza regolare il motore e le nuove caratteristiche necessarie nel caso che si voglia mantenere costante la velocità di rotazione, oppure la coppia erogata.

· Il punto di funzionamento si ottiene intersecando la caratteristica meccanica (in questo caso di coppia) con la caratteristica delle resistenze esterne da vincere:

TÀ DI EFFLUSSO. QUINDI SI ESEGUE IL CALCOLO NELL'IPOTESI SEMPLIFICATIVA CHE LA DIFFERENZA DI ENER- 57
GIA CINETICA FRA INGRESSO E USCITA SIA TRASCURABILE.



IL PROCESSO DI COMBUSTIONE NON FA CAMBIARE LA MASSA E QUINDI, NEI MOTI PERMANENTI, NON FA CAMBIARE LA PORTATA IN MASSA. CAMBIA SOLO LA COMPOSIZIONE. LE CONDIZIONI SONO:

$$A_2\begin{cases} p_2 = 4\,bar \\ T_2 = 40°C = 313\,K \\ c_2 = 50\,m/s \end{cases} \qquad A_3\begin{cases} p_3 = ? \\ T_3 = ? \\ c_3 = ? \end{cases}$$

LE PERDITE FLUIDODINAMICHE SI MANIFESTANO IN GENERALE COME PERDITE DI CARICO (O DI PRESSIONE, CHE CONTIENE TUTTI E 3 I TERMINI DI BERNOULLI); SE LE PERDITE DI CARICO SONO ESSENZIALMENTE CADUTE DI PRESSIONE, ALLORA POSSIAMO ESPRIMERLE COME RAPPORTO TRA LA PRESSIONE A VALLE E QUELLA A MONTE. QUESTO RAPPORTO PRENDE ANCHE IL NOME DI RENDIMENTO PNEUMATICO η_{PN}, QUINDI:

$$\eta_{PN} = \frac{p_3}{p_2} \Rightarrow p_3 = 4 - 0{,}05 \cdot p_2 = 4 - 0{,}05 \cdot 4 = 3{,}8\,[bar]; \text{ QUINDI } \eta_{PN} = \frac{3{,}8\,bar}{4\,bar} = 0{,}95;$$

X RICAVARE LA TEMPERATURA SFRUTTO IL 1° PRINCIPIO CON LA DEFINIZIONE DI POTERE CALORIFICO:

$$\underbrace{g_b \cdot H_{ip}}_{\dot{Q}} = (g_a + g_b)\Big[\underbrace{c_p'(T_3 - T_2)}_{\Delta h} + \cancel{L_i} + \Delta E_K + \Delta \cancel{E_g}\Big];$$

$\dot{Q}$ È LA POTENZA TERMICA SOMMINISTRATA X RISCALDARE I REAGENTI DALLE CONDIZIONI INIZIALI A QUELLE FINALI DI COMBUSTIONE.

$L_i = 0$ POICHÉ NEL COMBUSTORE NON CI SONO PARTI MOBILI;

$\Delta E_g = 0$ POICHÈ ABBIAMO A CHE FARE CON UN GAS A BASSA DENSITÀ;

$\Delta E_K = \frac{c_3^2 - c_2^2}{2}$; PERÒ DELLA POTENZA CHIMICA LIBERATA DALLA COMBUSTIONE SOLO UNA PARTE VA A SCALDARE IL FLUIDO, QUINDI MOLTIPLICHIAMO X η_b. L'EQUAZIONE DIVENTA:

$$\Rightarrow \eta_b \cdot g_b \cdot H_{ip} = (g_a + g_b)\Big[c_p'(T_3 - T_2) + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2}\Big] \quad \Big(\alpha = \frac{m_a}{m_b} = \frac{g_a}{g_b}\Big);$$

$$\Rightarrow T_3 = T_2 + \eta_b \frac{H_{ip}}{(1+\alpha) \cdot c_p'} - \frac{c_3^2 - c_2^2}{2 c_p'};$$

ADESSO POSSIAMO SFRUTTARE L'EQUAZIONE DI CONTINUITÀ DELLA PORTATA IN MASSA, QUINDI LA PORTATA IN MASSA ALL'INGRESSO DEVE ESSERE UGUALE A QUELLA IN USCITA:

$$\Rightarrow g = \rho_2 \cdot A_2 \cdot c_2 = g' = \rho_3 \cdot A_3 \cdot c_3 \Rightarrow c_3 = c_2\Big(\frac{A_2}{A_3}\Big) \cdot \Big(\frac{\rho_2}{\rho_3}\Big);$$

ρ_2 E ρ_3 SI SCRIVONO ATTRAVERSO L'EQUAZIONE DI STATO DEI GAS PERFETTI:

ATTRAVERSO LO SPESSORE DELLA SERPENTINA CON L'ACQUA CHE LA PERCORRE ALLO STATO LIQUIDO. OVVIA= MENTE SIAMO LONTANI DALLE CONDIZIONI DI SATURAZIONE, QUINDI L'ACQUA NON VIENE FATTA EVAPORARE. 59

· ABBIAMO GIÀ CALCOLATO A TEORIA LA DOSATURA STECHIOMETRICA DEL METANO E VALE $\alpha_{ST.} = 17,16$, QUINDI LA DOSA= TURA α DI LAVORO SARÀ:

$\Longrightarrow \alpha = 1,5 \cdot \alpha_{ST.} = 1,5 \cdot 17,16 = 25,74$; SE IMMAGINIAMO LA CALDAIA CHIUSA DENTRO UNA SCATOLA, POSSIAMO FARE UN EQUILIBRIO ENERGETICO SENZA VEDERE NEL DETTAGLIO COSA SUCCEDE NELLA CALDAIA, MA SEMPLICEMENTE GUARDANDO LE CONDIZIONI ESTERNE. LA POTENZA TERMICA RICEVUTA DALL'ACQUA X RISCALDARSI DA 15°C A 55°C È DATA DA:

$$\cdot P_{TERMICA,H_2O} = G_{H_2O} \cdot c_{p_{H_2O}} \left(T'' - T'\right); \quad [J/s] \quad [Kg/s]\left[\frac{J}{KgK}\right][K]$$

LA POTENZA CHIMICA MESSA IN GIOCO DAL COMBUSTIBILE È:

$\cdot P_{CHIMICA} = G_c \cdot H_{ip}$; DI QUESTA POTENZA CHIMICA SOLO UNA PARTE PUÒ ESSERE TRASFORMATA IN POTENZA TERMICA X RISCALDARE L'ACQUA, A CAUSA DELLE PERDITE DOVUTE AL RENDIMENTO DELLA COMBUSTIONE E DI CUI SI TIENE CONTO CON η_c, E LE PERDITE DI CALORE VERSO L'ESTERNO ATTRAVERSO I FUMI CALDI, E DI QUESTO SI TIENE CONTO CON UN OPPORTUNO RENDIMENTO $\eta_{TR.}$ OVVERO LE PERDITE DI CALORE DI TRASFERIMENTO DAI FUMI ALL'ACQUA. QUINDI QUELLO CHE SI TRASMETTE ALL'ACQUA È:

$\Longrightarrow \eta_{TR.} \cdot \eta_c \cdot G_c \cdot H_{ip}$ CON $\eta_{TR.} = 0,80$ E $\eta_c = 0,75$ (DATI DAL TESTO); ADESSO POSSIAMO METTERE A CONFRONTO LE DUE ESPRESSIONI DELLA POTENZA TERMICA:

$$\Longrightarrow \frac{G_c}{G_{H_2O}} = \frac{c_{H_2O}\left(T''-T'\right)}{\eta_{TR.} \cdot \eta_c \cdot H_{ip}} = \frac{4,186\left[\frac{KJ}{KgK}\right] \cdot \left(55° - 15°\right)[K]}{0,80 \cdot 0,75 \cdot 39\left[\frac{MJ}{Kg}\right] \cdot 10^3 \left[\frac{KJ}{MJ}\right]} = 7,155;$$

QUESTO RAPPORTO TRA PORTATE IN MASSA SI PUÒ SCRIVERE ANCHE COME:

$$\cdot \frac{G_c}{G_{H_2O}} = \frac{\left(dV_c/d\tau\right) \cdot \rho_c}{\left(dV_{H_2O}/d\tau\right) \cdot \rho_{H_2O}};$$

POICHÉ SIAMO IN MOTO PERMANENTE, ALLORA LE PORTATE IN VOLUME DI ACQUA E COMBUSTIBILE SONO LE STESSE; QUINDI SE CI RIFERIAMO ALLO STESSO INTERVALLO DI TEMPO, SIA X IL METANO CHE BRUCIA, SIA X L'ACQUA CHE VIENE RISCALDATA, ALLORA IL RAPPORTO TRA LE PORTATE IN VOLUME È ANCHE UGUALE AL RAPPORTO TRA I VOLUMI FINITI CHE PASSANO ATTRAVERSO LA CALDAIA IN QUELL'INTERVALLO DI TEMPO. QUINDI:

$$\Longrightarrow \frac{G_c}{G_{H_2O}} = \frac{\rho_c \cdot V_c}{\rho_{H_2O} \cdot V_{H_2O}} \Longrightarrow \frac{V_c}{V_{H_2O}} = \frac{G_c/G_{H_2O}}{\rho_c/\rho_{H_2O}} \quad \text{CON} \quad \frac{\rho_c}{\rho_{H_2O}} = \frac{0,7\left[Kg/m^3\right]}{1000\left[Kg/m^3\right]}; \text{ QUINDI:}$$

$$\Longrightarrow \frac{V_c}{V_{H_2O}} = \frac{7,155}{0,7} \cdot 1000 = 10,221\left[\frac{m^3 \text{ DI } CH_4}{m^3 \text{ DI } H_2O}\right] \cdot 1000 = \boxed{10,221}\left[\frac{m^3 \text{ DI } CH_4}{l \text{ DI } H_2O}\right].$$

$\Rightarrow \eta_i = \dfrac{P_{CICLO\ NETTO}}{P_1(TERMICA)}$; SE POI VOGLIAMO CONSIDERARE LA POTENZA CHIMICA DI PARTENZA E NON SOLO LA FRAZIONE CHE EFFETTIVAMENTE HA RISCALDATO L'ACQUA, ALLORA SI TIENE CONTO ANCHE DEL RENDIMENTO DI COMBUSTIONE:

$\Rightarrow \eta_b \cdot \eta_i = \dfrac{P_{CICLO\ NETTO}}{P_{CHIMICA}} \Rightarrow \eta_b = \dfrac{P_1(TERMICA)}{P_{CHIMICA}}$; SE DAL CICLO VIENE FUORI UNA CERTA POTENZA MECCANICA, QUESTA PUÒ ESSERE USATA x ALIMENTARE UN CERTO UTILIZZATORE. DAL CICLO VIENE FUORI UN $P_{CICLO\ NETTO}$, L'UTILIZZATORE UTILIZZA UNA POTENZA UTILE P_u PIÙ BASSA A CAUSA DELLE DISSIPAZIONI, x ESEMPIO ATTRITI ALL'ALBERO DI COLLEGAMENTO; DI QUESTI ATTRITI SI TIENE CONTO CON UN RENDIMENTO MECCANICO:

$\Rightarrow \eta_m = \dfrac{P_u}{P_{CICLO\ NETTO}}$; SE TENIAMO CONTO DELLE PERDITE x ACCESSORI, ALL'UTILIZZATORE ARRIVERÀ ANCORA MENO; QUINDI LE PERDITE x ATTRITO E ACCESSORI NEL LORO COMPLESSO SONO TENUTE IN CONTO CON IL RENDIMENTO ORGANICO η_o. POSSIAMO QUINDI DEFINIRE:

$\Rightarrow \underbrace{\eta_i \cdot \eta_o}_{\eta_u\ (\text{RENDIMENTO UTILE})} = \dfrac{P_u}{P_1(TERMICA)}$ E QUINDI: $\underbrace{\eta_b \cdot \eta_o \cdot \eta_i}_{\eta_g\ (\text{RENDIMENTO GLOBALE})} = \dfrac{P_u \rightarrow \text{PIÙ A MONTE DI TUTTO}}{P_{CHIMICA} \rightarrow \text{PIÙ A VALLE DI TUTTO}}$;

QUINDI:

$\cdot\ P_1(TERMICA) = \eta_b \cdot g_b \cdot H_{iP} = 0{,}95\ \dfrac{50[t/h] \cdot 10^3[Kg/t]}{3600[s/h]} \cdot 40\left[\dfrac{MJ}{Kg}\right] \cdot 10^3\left[\dfrac{KJ}{MJ}\right] = 527{,}778\,[MW]$

$\cdot\ P_2(TERMICA) = g_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot (T_h'' - T_h') = \left(\rho_{H_2O} \cdot \dfrac{dV_{H_2O}}{dt}\right) \cdot c_{H_2O} \cdot (T_h'' - T_h') =$

$= \left(1000\left[\dfrac{Kg}{m^3}\right] \cdot 25500\left[\dfrac{m^3}{h}\right] \cdot \dfrac{1}{3600[s/h]}\right) \cdot 4{,}186\left[\dfrac{KJ}{KgK}\right] \cdot 10[K] = 296{,}508\,[MW]$;

$\Rightarrow P_{CICLO\ NETTO} = P_1 - P_2 = 527{,}778 - 296{,}508 = 231{,}270\,[MW]$; IL RENDIMENTO INDICATO È:

$\cdot\ \eta_i = \dfrac{P_{CICLO\ NETTO}}{P_1(TERMICA)} = \dfrac{231{,}270}{527{,}778} = \boxed{0{,}44}$; IL RENDIMENTO ORGANICO È DATO DA:

$\cdot\ \eta_o = \dfrac{P_u}{P_{CICLO\ NETTO}} = \dfrac{P_{CICLO\ NETTO} - P_o}{P_{CICLO\ NETTO}} = \dfrac{231{,}270 - 10}{231{,}270} = \dfrac{221{,}27}{231{,}270} = \boxed{0{,}96}$; $P_u = \boxed{221{,}27}\,[MW]$;

IL RENDIMENTO GLOBALE SARÀ:

$\Rightarrow \eta_g = \eta_b \cdot \eta_i \cdot \eta_o = 0{,}95 \cdot 0{,}44 \cdot 0{,}96 \approx \boxed{0{,}40}$.

MENTO. QUINDI LA STESSA PORTATA SI PUÒ SCRIVERE COME:

$$\Rightarrow G_{cr.} = \sqrt{\frac{2K}{K-1}} \cdot A_u \cdot \frac{p^o}{\sqrt{RT^o}}\, \pi_{u,cr.}^{1/K} \cdot \sqrt{1-\pi_{u,cr.}^{K-1/K}}$$

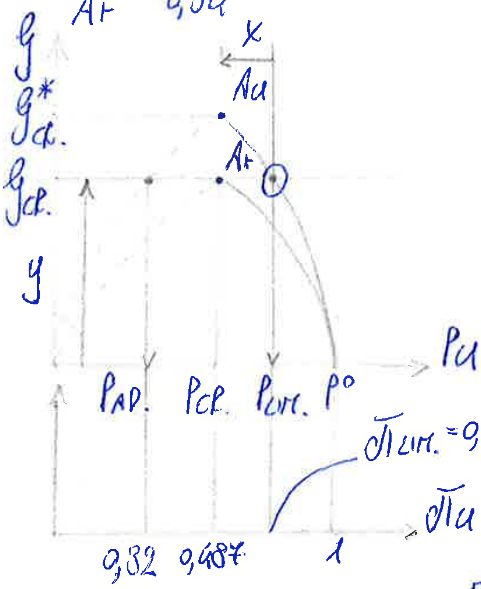
; DALLA RISOLUZIONE DI QUESTA EQUAZIONE SI OTTENGONO DUE SOLUZIONI, OVVERO $\pi_{LIM.} > \pi_{cr.}$ E $\pi_{ADATT.} < \pi_{cr.}$ QUINDI $\pi_{ADATT.} = 0,32$ SODDISFA L'EQUAZIONE E CI CONSENTE DI CALCOLARE $G_{cr.}$, MA LO STESSO $G_{cr.}$ LO POSSIAMO OTTENERE SE NELL'ANTECEDENTE EQUAZIONE RIFERITA ALLA SEZIONE RISTRETTA PONIAMO $\pi_{cr.} = 0,487$. LE DUE EQUAZIONI SI POSSONO QUINDI UGUAGLIARE:

$$\Rightarrow \cancel{\sqrt{\frac{2K}{K-1}}} \cdot A_r \cdot \cancel{\frac{p^o}{\sqrt{RT^o}}} \cdot \pi_{cr.}^{1/K} \cdot \sqrt{1-\pi_{cr.}^{K-1/K}} = \cancel{\sqrt{\frac{2K}{K-1}}} \cdot A_u \cdot \cancel{\frac{p^o}{\sqrt{RT^o}}} \cdot \pi_{ADATT.}^{1/K} \cdot \sqrt{1-\pi_{ADATT.}^{K-1/K}} ;$$

$$\Rightarrow \frac{A_r}{A_u} = \left(\frac{\pi_{AD.}}{\pi_{cr.}}\right)^{\frac{1}{K}} \cdot \sqrt{\frac{1-\pi_{AD.}^{K-1/K}}{1-\pi_{cr.}^{K-1/K}}} = \left(\frac{0,32}{0,487}\right)^{\frac{1}{1,667}} \cdot \sqrt{\frac{1-0,32^{1,667-1/1,667}}{1-0,487^{1,667-1/1,667}}} = 0,94 ;$$

QUINDI DI QUANTO È PIÙ GRANDE LA SEZIONE DI USCITA RISPETTO A QUELLA DI LA RISTRETTA?

$$\Rightarrow \frac{A_u}{A_r} = \frac{1}{0,94} = 1,064 \Rightarrow 1,064 - 1 = 0,064 = \boxed{6,4\% \text{ IN PIÙ.}}$$



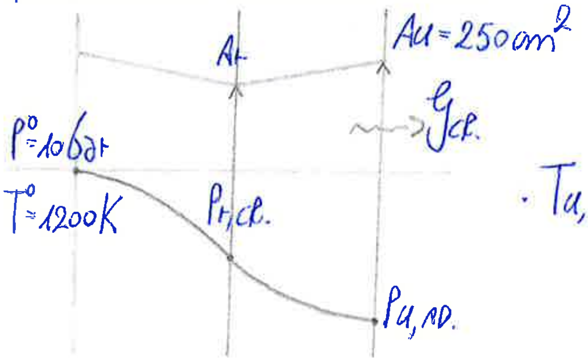
SAPPIAMO IL RAPPORTO TRA LE DUE AREE È UGUALE ANCHE AL RAPPORTO TRA LE DUE PORTATE CRITICHE $G_{cr.}$ E $G^*_{cr.}$ LA PORTATA $G^*_{cr.}$ È UNA PORTATA DI RIFERIMENTO CHE POTREMMO OTTENERE CON UN SEMPLICE CONVERGENTE CON SEZIONE RISTRETTA PARI AD A_u. USIAMO L'APPROSSIMAZIONE ELLITTICA E RICAVARE IL RAPPORTO UNITO:

$$\frac{(P_{LIM.}-P_{cr.})^2}{(P^o-P_{cr.})^2} + \frac{G_{cr.}^2}{G_{cr.}^{*2}} = 1 ;$$ DIVIDENDO PER P^o:

$$\Rightarrow \left(\frac{\pi_{LIM.}-\pi_{cr.}}{1-\pi_{cr.}}\right)^2 + \left(\frac{A_r}{A_u}\right)^2 = 1$$ ESPLICITANDO $\pi_{LIM.}$:

$$\Rightarrow \pi_{LIM.} = \pi_{cr.} + (1-\pi_{cr.}) \sqrt{1-\left(\frac{A_r}{A_u}\right)^2} = 0,487 + (1-0,487)\sqrt{1-(0,94)^2} = \boxed{0,6621}.$$

6X6) UN UGELLO CONVERGENTE-DIVERGENTE ESPANDE ARIA IN CONDIZIONI DI ADATTAMENTO CON $P_{u,AD} = 2,5\,bar$ E $P^o_o = 10\,bar$ E $T^o = 1200\,K$. CALCOLARE LA TEMPERATURA E LA VELOCITÀ DI USCITA NELL'IPOTESI DI FLUSSO ISOENTROPICO. INOLTRE VALUTARE LA PORTATA CRITICA CON $A_u = 250\,cm^2$.

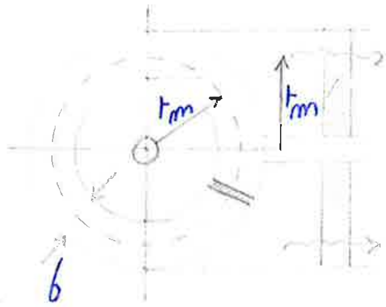


ARIA: $\begin{cases} R = 287,2\ J/Kg \cdot K \\ K = 1,4 \text{ (COEFFICIENTE DELL'ISOENTROPICA)} \end{cases}$

$$\cdot\ T_{u,AD.} = T^o \cdot \left(\frac{P_{u,AD.}}{P^o}\right)^{\frac{K-1}{K}} = 1200[K] \cdot \left(\frac{2,5[bar]}{10[bar]}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = \boxed{807,540}[K] ;$$

TURBINE

ES 1) Il distributore (palettatura fissa) di una turbina a vapore assiale si comporta come una corona di ugelli che espandono adiabaticamente il fluido dalle condizioni $P^o = 80$ bar e $T^o = 400°C$ fino alle condizioni di $P_u = 26$ bar e $T_u = 250°C$ in moto permanente. Calcolare la velocità di efflusso C_u e il corrispondente valore della portata in massa, sapendo che le palette presentano all'uscita un raggio medio $r_{m,u} = 0,4$ m, un'altezza radiale $b_u = 3$ cm e un coefficiente di ingombro $\xi_u = 0,96$.



Come sappiamo il distributore prepara il flusso in direzione e velocità al suo impatto con la girante. Poiché la turbina è a vapore dovremo ricorrere al diagramma di Mollier. Inoltre, essendo la turbina del tipo assiale, sappiamo subito che $U_1 = U_2 = U$. Immaginiamo che a monte del distributore ci sia una camera di raccolta del vapore molto ampia dove il vapore ristagna prima di imboccare i canali del distributore dove aumenterà la sua velocità.

Scriviamo il 1° principio x il distributore:

$\cancel{Q}^0 = \Delta h + \cancel{L_i}^0 + \Delta E_k + \cancel{\Delta E_g}^0$; $Q=0$ xché l'espansione è adiabatica, $L_i = 0$ xché la palettatura del distributore è fissa, $\Delta E_g = 0$ xché il vapore ha scarsa densità. Quindi si conserva l'entalpia totale:

$$\Longrightarrow 0 = (h_1 - h_0) + \frac{C_1^2 - C_0^2}{2} = (h_1 - h_0^o) + \frac{C_1^2}{2} \Longrightarrow C_1 = \sqrt{2(h_0^o - h_1)}\,; \quad (C_0 \text{ trascurabile})$$

Si utilizzi ora il diagramma di Mollier:

$$\begin{cases} P^o = 80\,\text{bar} = 8\,\text{MPa} \\ T^o = 400°C \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} h_0^o = h_0 \approx 3136\ KJ/Kg \\ v_0 \approx 0{,}04\ m^3/Kg \end{cases}$$

$$\begin{cases} P_1 = 26\,\text{bar} = 2{,}6\,\text{MPa} \\ T_1 = 250°C \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} h_1 \approx 2876\ KJ/Kg \\ v_1 \approx 0{,}080\ m^3/Kg \end{cases}$$

$$\Longrightarrow C_1 = \sqrt{2\cdot(3136-2876)\left[\frac{KJ}{Kg}\right]\cdot 10^3\left[\frac{J}{KJ}\right]} = \boxed{721{,}110}\left[\frac{m}{s}\right];$$

x la portata:

$G = \rho_1 \cdot A_1 \cdot C_1 = \dfrac{A_1 C_1}{v_1}$ facendo riferimento ovviamente alla sezione di uscita. La sezione di passaggio è una corona circolare con tutte le palette, quindi:

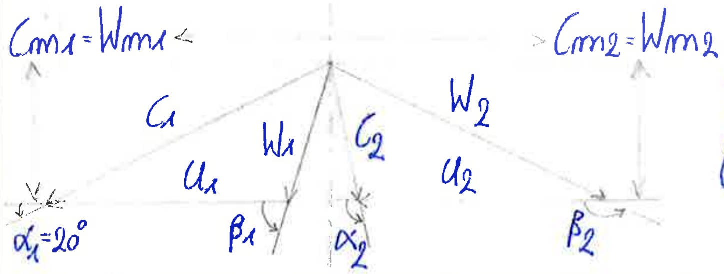
$$\Longrightarrow A_1 = \xi \cdot 2\pi \cdot r_m \cdot b = 0{,}96 \cdot 2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}4[m] \cdot \frac{3[cm]}{100[cm/m]} = 0{,}07238\,[m^2];$$

$$\Longrightarrow G = \frac{0{,}07238[m^2]\cdot 721{,}110[m/s]}{0{,}080[m^3/Kg]} = \boxed{652{,}424}\left[\frac{Kg}{s}\right];$$

A quanto [tonnellate/ora] equivalgono?

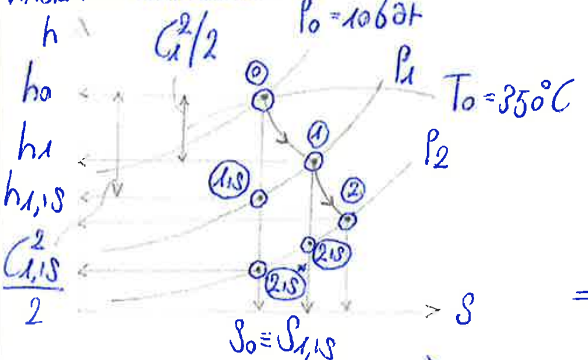
$$\Longrightarrow G = 652{,}424\left[\frac{Kg}{s}\right] = 652{,}424\left[\frac{Kg}{s}\right]\cdot\frac{1}{1000[t/Kg]}\cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right] = 2348{,}72\left[\frac{t}{h}\right].$$

20



$$\begin{cases} W_2 = C_1 \\ C_2 = W_1 \\ U_2 = U_1 \end{cases} \quad \begin{cases} \alpha_1 + \beta_2 = 180° \\ \beta_1 + \alpha_2 = 180° \end{cases} \quad \begin{cases} W_{a2} = -C_{a1} \\ C_{a2} = -W_{a1} \end{cases}$$

QUESTO È UN DISEGNO DI PRIMO TENTATIVO CHE SARÀ CONVALIDATO O MENO IN BASE AI RISULTATI OTTENUTI. SE PENSIAMO AL DIAGRAMMA DI MOLLIÈR:



LA MACCHINA È A REAZIONE, QUINDI CI SARÀ UNA CADUTA DI PRESSIONE A CAVALLO DELLA GIRANTE. DAL 1° PRINCIPIO:

$Q = \Delta h + L_i + \Delta E_K + \Delta E_g + \Delta E_S$; APPLICANDOLO AL DISTRIBUTORE ISOENTROPICO VALE $Q = 0$. INOLTRE $L_i = 0$ XCHÈ IL DISTRIBUTORE È FISSO. QUINDI:

$$\Longrightarrow 0 = h_{1,IS} - h_0 + \frac{C_{1,IS}^2 - \cancel{C_0^2}}{2} \Longrightarrow C_{1,IS} = \sqrt{2(h_0 - h_{1,IS})};$$

SI UTILIZZI ORA IL DIAGRAMMA DI MOLLIÈR:

$$\begin{cases} P_0 = 10\,bar \\ T_0 = 350°C \end{cases} \longrightarrow h_0 = 3157\,KJ/Kg \qquad \begin{cases} P_1 = 8\,bar \\ S_{1,IS} \equiv S_0 \end{cases} \longrightarrow h_{1,IS} = 3100\,KJ/Kg;$$

$$\Longrightarrow C_{1,IS} = \sqrt{2 \cdot (3157 - 3100)[KJ/Kg] \cdot 1000[J/Kg]} = 337{,}639\,[m/s].$$ LA C_1 REALE SARÀ QUINDI:

$$\Longrightarrow C_1 = \varphi \cdot C_{1,IS} = 0{,}95 \cdot 337{,}639\left[\frac{m}{s}\right] = 320{,}757\,[m/s];$$

ADESSO RISCRIVIAMO IL 1° PRINCIPIO X IL DISTRIBUTORE REALE:

$$\Longrightarrow 0 = h_1 - h_0 + \frac{C_1^2 - \cancel{C_0^2}}{2} \Longrightarrow h_1 = h_0 + \frac{-C_1^2}{2} = 3157\left[\frac{KJ}{Kg}\right] + \frac{-(320{,}757[m/s])^2}{2 \cdot 1000[J/KJ]} = 3105{,}557\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

X CALCOLARE LA LUNGHEZZA RADIALE b_1 DELLA PALETTA DELLA GIRANTE DOVREMO FARE RIFERIMENTO ALLA SEZIONE A_1 DI INGRESSO ALLA GIRANTE. DALLA DEFINIZIONE DI PORTATA ALLA SEZIONE A_1:

$\cdot\, G = \rho_1 \cdot A_1 \cdot C_{m1} = A_1 \frac{C_{m1}}{V_1}$ IN QUESTO CASO IL FLUSSO È ASSIALE, QUINDI $C_{m1} = C_{a1}$ POICHÈ MANCA LA COMPONENTE RADIALE.

$\cdot\, A_1 = \xi \cdot \pi \cdot d_1 \cdot b_1$; $\cdot\, C_{m1} = C_{a1} = C_1 \cdot \sin\alpha_1 = 320{,}757\left[\frac{m}{s}\right] \cdot \sin(20°) = 109{,}705\,[m/s]$;

V_1 SI PUÒ TROVARE DAL DIAGRAMMA DI MOLLIÈR:

$$\begin{cases} P_1 = 8\,bar \\ h_1 = 3105{,}557\,\frac{KJ}{Kg} \end{cases} \longrightarrow V_1 = 0{,}34\,m^3/Kg$$

INTERSECANDO L'ISOBARA P_1 E L'ISOENTALPICA h_1 SI TROVA IL PUNTO ① X CUI PASSA L'ISOCORA V_1.

$$\Longrightarrow \frac{A_1 \cdot 109{,}705[m/s]}{0{,}34[m^3/Kg]} = 150\,\frac{t}{h} \cdot \frac{1000\,Kg/t}{3600\,s/h} \Rightarrow 0{,}12913\,[m^2] = A_1;$$ RESTA DA CALCOLARE d_1:

$$\cdot\, \frac{U}{C_1} = 0{,}90 \Longrightarrow U = 0{,}90 \cdot 320{,}757\left[\frac{m}{s}\right] = 288{,}681\,[m/s] = \omega r_1 = \omega \frac{d_1}{2};$$

(22)

$$\cdot\ \eta_{is,6} = \frac{L_i}{L_i(\text{conv.})} \begin{cases} L_i(\text{conv.}) = h_0 - h^*_{2,is} \neq (h_0 - h_{1,is}) + (h_1 - h_{2,is}) \quad ① \\ L_i(\text{conv.}) = (h_0 - h^*_{2,is}) - \frac{C_2^2}{2} \neq (h_0 - h_{1,is}) + (h_1 - h_{2,is}) - \frac{C_2^2}{2} \quad ② \end{cases}$$

IL CASO ① SI USA QUANDO LA $C^2/2$ È DISSIPATA, IL CASO ② QUANDO LA $C_2^2/2$ VIENE RECUPERATA DA UNO STADIO A VALLE RISPETTO LO STADIO CHE STIAMO STUDIANDO.

SCRIVIAMO IL 1° PRINCIPIO A CAVALLO DELL'INTERA MACCHINA:

$$\cdot\ \cancel{Q}^{\,=0} = \Delta h + L_i + \Delta E_K + \cancel{\Delta E_g}^{\,=0} + \cancel{\Delta E_s}^{\,=0}\ (\text{MOTO ASSOLUTO}) \Longrightarrow L_i = (h_0 - h_2) + \frac{C_0^2 - C_2^2}{2} = h_0^\circ - h_2^\circ\ ;$$ QUINDI

A NUMERATORE ABBIAMO UNA DIFFERENZA DI ENTALPIE TOTALI, IL LAVORO DI CONFRONTO INVECE PUÒ AVERE IL PUNTO ② STATICO OPPURE TOTALE. QUINDI L'ENTALPIA ② DI SCARICO SARÀ STATICA X IL CASO ① OPPURE TOTALE X IL CASO ②.

IL LAVORO EFFETTIVO L_i POSSIAMO CALCOLARLO CON I TRIANGOLI DI VELOCITÀ:

$$\cdot\ L_i = U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2} = U(C_{u1} - C_{u2}) = (C_{a2} = -W_{u1} = -(C_{u1} - U)) = U(2C_{u1} - U) =$$

$$= 288{,}681\left[\frac{m}{s}\right]\cdot\left(2\cdot 329{,}757\cdot\cos(20^\circ) - 288{,}681\right) = 90{,}688\,[KJ/Kg];$$

POSSIAMO GIÀ CALCOLARE LA POTENZA INTERNA:

$$\Longrightarrow P_i = \dot{g}\cdot L_i = 150\left[\frac{t}{h}\right]\cdot\frac{1000\,[Kg/t]}{3600\,[s/h]}\cdot 90{,}688\left[\frac{KJ}{Kg}\right] = 3778{,}66\,[W] = \boxed{3{,}8}\,[MW];$$

P_i È LA POTENZA IN USCITA DALLA TURBINA, QUELLA CHE ARRIVA ALL'UTILIZZATORE, OVVERO LA POTENZA UTILE, SARÀ PIÙ BASSA A CAUSA DELLE PERDITE ORGANICHE:

$$\Longrightarrow P_u = \eta_o \cdot P_i = 0{,}97\cdot 3{,}8\,[MW] = \boxed{3{,}66}\,[MW];$$

RESTA DA CALCOLARE $L_i(\text{conv.})$ CON IL CASO ①:

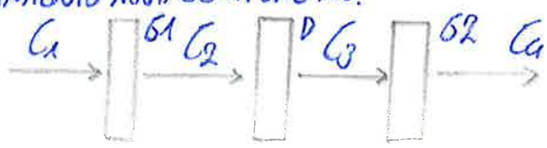
$$\cdot\ L_i(\text{conv.}) = (h_0 - h_{1,is}) + (h_1 - h_{2,is}) = (3157 - 3100) + (3105{,}557 - 3049{,}535) =$$

$$= 113{,}022\,[KJ/Kg];$$

$$\Longrightarrow \eta_{is,6} = \frac{90{,}688}{113{,}022} = \boxed{0{,}802}\ (80{,}2\%).$$

EX. 6) UNA RUOTA CURTIS A DUE SALTI DI VELOCITÀ PRESENTA LE SEGUENTI CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE E DI FUNZIONAMENTO: $\alpha_1 = 15^\circ$, $C_{m1} = 100\,m/s$, $\sigma = U_1/C_1 = 0{,}2$, $\varphi' = \varphi = 0{,}95$, $\psi' = \psi = 0{,}90$. CALCOLARE IL CONTRIBUTO DI LAVORO INDICATO MASSICO DI CIASCUNA CORONA E IL LAVORO L_i COMPLESSIVO DELL'INTERA GIRANTE, NEL CASO DI RADDRIZZATORE SIMMETRICO CON $\alpha_3 = \pi - \alpha_2$.

POICHÉ ABBIAMO LE PERDITE, AL PASSAGGIO DA UNO STADIO ALL'ALTRO IL MODULO DELLA VELOCITÀ SI RIDUCE. X UNA RUOTA CURTIS INOLTRE LE PALETTE SONO SIMMETRICHE (NUOVI TRIANGOLI DI VELOCITÀ). NON SAPPIAMO SE LA MACCHINA LAVORA IN CONDIZIONI DI MASSIMO RENDIMENTO, QUINDI NON SAPPIAMO SE LA C_4 FINALE IN USCITA DALLA 2ª PALETTATURA SARÀ PERFETTAMENTE ASSIALE OPPURE NO.

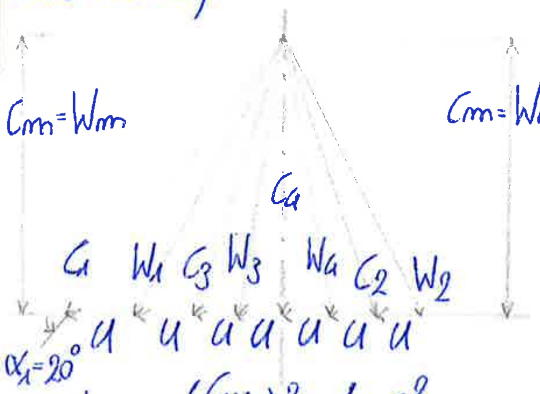


TRA DUE PALETTATURE CI SARÀ IL SECONDO DISTRIBUTORE. LA C_1 È QUELLA IN USCITA DAL 1° DISTRIBUTORE.

EFFETTIVAMENTE AD OGNI RIBALTAMENTO LE DEFLESSIONI SI RIDUCONO E LE COMPONENTI PERIFERICHE SI RIDUCONO. QUINDI IL LAVORO RICAVATO DALLA 2ª CORONA PALETTATA È PIÙ PICCOLO; VOLENDO NOI RADDRIZZATORE SI POTREBBE RADDRIZZARE IL FLUIDO FINO A RIOTTENERE L'ANGOLO α_1 DI PARTENZA, QUINDI UNA COMPONENTE PERIFERICA PIÙ GROSSA E QUINDI PIÙ LAVORO, MA PURTROPPO LA CORRENTE (CHE HA GIÀ SUBITO DELLE PERDITE) SUBIREBBE DELLE PERDITE MOLTO GRANDI RADDRIZZANDOLA COSÌ TANTO (IL COEFFICIENTE DI PERDITA DIVENTA PIÙ PICCOLO). 24

EX 10) UNA RUOTA CURTIS A DUE SALTI DI VELOCITÀ, PRIVA DI PERDITE E CON PALETTATURE SIMMETRICHE, FUNZIONA IN CONDIZIONI DI MASSIMO RENDIMENTO ED È ALIMENTATA CON VAPORE A 45 bar E 550 °C ($C_0=0$). SI CONOSCONO:
a) L'ANGOLO DI USCITA DAL DISTRIBUTORE $\alpha_1=20°$; b) IL GRADO DI PARZIALIZZAZIONE $\varepsilon=0{,}5$;
c) L'ALTEZZA RADIALE DELLA PALETTA ALL'USCITA DAL DISTRIBUTORE $b_1=40\,mm$; d) COEFFICIENTE DI INGOMBRO $\xi=0{,}95$;
e) VELOCITÀ PERIFERICA DELLA GIRANTE $U=170\,m/s$; f) VELOCITÀ DI ROTAZIONE $n=3000$ GIRI/MINUTO;
CALCOLARE LA POTENZA INTERNA P_i.

· OSSERVAZIONE: PRIVA DI PERDITE VUOL DIRE $\varphi=\psi=1$ (COEFFICIENTI DI PERDITA UNITARI); DALLA TEORIA SAPPIAMO CHE IN CONDIZIONI DI MASSIMO RENDIMENTO: $\sigma(\eta=\eta_{max})=\frac{1}{z}\cdot\frac{1}{2}\cos\alpha_1$ IN QUESTO CASO $z=2$ (DUE CORONE PALETTATE) QUINDI $\sigma=\frac{U}{C_1}=\frac{1}{4}\cos\alpha_1 \Rightarrow C_1\cos\alpha_1=C_{1u}=4U$. CON QUESTA CONFIGURAZIONE È GARANTITO CHE ALLA FINE DEI RIBALTAMENTI $C_{4u}=0$ E QUINDI C_4 PERFETTAMENTE ASSIALE (NO COMPONENTI PERIFERICHE RESIDUE).



IL LAVORO COMPLESSIVO È DATO DA:

$$L_i=L_i(1^a\ corona)+L_i(2^a\ corona)=U(C_{1u}-C_{2u})+U(C_{3u}-C_{4u})=(C_{1u}=4U)=$$
$$=U(4U-(-2U))+U(+2U+0)=U(6U+2U)=$$
$$=8U^2;$$ POICHÉ $U=C_{1u}/4$ SCRIVIAMO:

$$\Longrightarrow L_i=8\cdot\left(\frac{C_{1u}}{4}\right)^2=\frac{1}{2}C_{1u}^2;$$ IN INGRESSO AVEVAMO A DISPOSIZIONE UNA ENERGIA CINETICA DI $C_1^2/2$, MA AL MASSIMO POSSIAMO SFRUTTARE L'ENERGIA CINETICA PERIFERICA CHE È QUELLA CHE FA LAVORO SULLA RUOTA. LA COMPONENTE ASSIALE CHE RIMANE SERVE A SMALTIRE LA PORTATA. QUINDI:

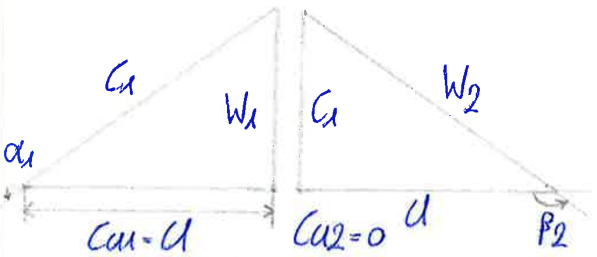
$$\Longrightarrow L_i=8\cdot\left(170\left[\frac{m}{s}\right]\right)^2\cdot\frac{1}{1000[J/KJ]}=231{,}2\,[KJ/Kg];$$

X RICAVARE LA PORTATA FACCIAMO RIFERIMENTO ALLA SEZIONE A_1 DI INGRESSO ALLA 1ª GIRANTE:

$$\cdot\ G=\rho_1 A_1 C_{a1}=\frac{A_1 C_{a1}}{v_1};\quad C_{a1}=C_1\sin\alpha_1=\frac{C_{1u}}{\cos\alpha_1}\sin\alpha_1=C_{1u}\,tg\,\alpha_1=4U\,tg\,\alpha_1=$$
$$=4\cdot170[m/s]\cdot tg(20°)=247{,}5\,[m/s];$$

LA SEZIONE DI PASSAGGIO NON È COMPLETAMENTE ACCESSIBILE E QUESTO È DESCRITTO DA ε:

$$\cdot\ A_1=(1-\varepsilon)\cdot\xi\cdot\pi\cdot d_1\cdot b_1=\left(U=\omega r=2\pi\frac{n}{60}\frac{d_1}{2}\Rightarrow d_1=\frac{60}{\pi}\frac{U}{n}\right)=(1-\varepsilon)\cdot\xi\cdot\pi\cdot\frac{60}{\pi}\frac{U}{n}\cdot b_1=$$
$$=(1-0{,}5)\cdot0{,}95\cdot60\cdot\frac{170}{3000}\cdot40\cdot10^{-3}=0{,}0646\,[m^2];$$



IL LAVORO È DATO DA:

$$L_i = U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2} = U(C_{u1} - C_{u2}) = U^2;$$

DALLA DEFINIZIONE DI GRADO DI REAZIONE ISOENTROPICO:

$$X_g = \frac{\Delta h_{1,2is} \rightarrow \text{GIRANTE}}{\Delta h_{0,1is} + \Delta h_{1,2is} \rightarrow \text{DISTRIBUTORE + GIRANTE}} =$$

$$= \frac{(W_{2,is}^2 - W_1^2) - (\cancel{U_2^2 - U_1^2})}{(C_{1,is}^2 - C_0^2) + (W_{2,is}^2 - W_1^2) - (\cancel{U_2^2 - U_1^2})};$$

L'ENERGIA CINETICA NON CAMBIA TRA INGRESSO E USCITA DALLA MACCHINA, QUINDI: $\frac{C_0^2}{2} = \frac{C_2^2}{2} \Longrightarrow C_0 = C_2$; INOLTRE $W_{2,is} = W_2/\psi$ E $C_{1,is} = C_1/\varphi$, QUINDI:

$$\Longrightarrow L_i = \frac{(W_2^2/\psi^2) - W_1^2}{(C_1^2/\varphi^2 - C_2^2) + (W_2^2/\psi^2 - W_1^2)} =$$

(PER LA SIMMETRIA DEI TRIANGOLI DI VELOCITÀ $W_1 = C_2$ E $W_2 = C_1$) =

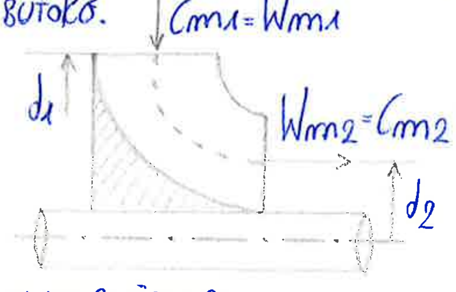
$$= \frac{(C_1^2/\psi^2) - C_2^2}{(C_1^2/\varphi^2 - C_2^2) + (C_1^2/\psi^2 - C_2^2)} =$$

(POICHÉ $\alpha_1 = 30°$ ALLORA IL TRIANGOLO RETTANGOLO È LA METÀ DI UN TRIANGOLO EQUILATERO, QUINDI $C_2 = C_1/2$) =

$$= \frac{(C_1^2/\psi^2 - C_1^2/4)}{(C_1^2/\varphi^2 - C_1^2/4) + (C_1^2/\psi^2 - C_1^2/4)} = \frac{(1/\psi^2 - 1/4)}{(1/\varphi^2 - 1/4) + (1/\psi^2 - 1/4)} = \frac{(1/0{,}90^2 - 0{,}25)}{(1/0{,}95^2 - 1/4) + (1/0{,}90^2 - 0{,}25)}$$

$= \boxed{0{,}534}$ (DIVERSO DA QUELLO CINEMATICO).

ES. 4) UNA TURBINA A VAPORE MONOSTADIO, CENTRIPETA PURA, CON DIAMETRO DI INGRESSO $d_1 = 25$ cm E VELOCITÀ DI ROTAZIONE $m = 30'000$ GIRI/MIN., PRESENTA LE CONDIZIONI DI INGRESSO $P_0 = 10$ bar, $T_0 = 380°C$ E LE CONDIZIONI DI USCITA $P_2 = 3$ bar CON UN DECREMENTO DI ENTROPIA MASSICA DEL 2,5% RISPETTO AL VALORE INIZIALE. DIRE X QUALE MOTIVO LA MACCHINA NON PUÒ ESSERE CONSIDERATA ADIABATICA E DIRE SE IL CALORE È CEDUTO O RICEVUTO. VALUTARE INOLTRE L'ENTITÀ DEL CALORE MASSICO SCAMBIATO, SAPENDO CHE I TRIANGOLI DI VELOCITÀ PRESENTANO LE SEGUENTI CARATTERISTICHE: IN INGRESSO LA VELOCITÀ DI TRASCINAMENTO U_1 È 3/4 DELLA COMPONENTE PERIFERICA DELLA VELOCITÀ ASSOLUTA; IN USCITA LA C_2, PURAMENTE ASSIALE, TORNA AD ESSERE UGUALE ALLA C_0 DI ENTRATA NEL DISTRIBUTORE.



CENTRIPETA VUOL DIRE INGRESSO PIÙ LONTANO DALL'ASSE E USCITA PIÙ VICINA ALL'ASSE. IL FATTO CHE C_2 SIA PURAMENTE ASSIALE VUOL DIRE CHE LA COMPONENTE PERIFERICA $C_{u2} = 0$ E CHE LA COMPONENTE MERIDIANA È PRIVATA DELLA COMPONENTE RADIALE. IN INGRESSO INVECE LA COMPONENTE MERIDIANA È PRIVA DI COMPONENTE ASSIALE ED È PURAMENTE RADIALE.

IL LAVORO È DATO DA:

$$L_i = U_1 C_{u1} - U_2 \cancel{C_{u2}} = \left(U_1 = \frac{3}{4} C_{u1} \Longrightarrow C_{u1} = \frac{4}{3} U_1\right) = \frac{4}{3} U_1^2;$$

$U_1 = \omega r_1 = 2\pi \cdot \frac{m}{60} \cdot \frac{d_1}{2} = \frac{\pi}{60} \cdot m d_1$; A QUESTO PUNTO POSSIAMO CALCOLARE IL LAVORO:

(28)

$\cdot Q = \Delta h + L_i + \cancel{\Delta E_k}^{=0} + \cancel{\Delta E_g}^{=0} + \cancel{\Delta E_S}^{=0}$ (X IPOTESI LE VARIAZIONI DI ENERGIA CINETICA È TRASCURABILE) =

$= c_p(\cancel{T_{2T} - T_0}^{=0}) + L_i$; LA TRASFORMAZIONE È ISOTERMICA, QUINDI $T_{2T} = T_0$: $\underline{Q = L_i}$;

X CALCOLARE IL LAVORO POSSIAMO USARE L'ESPRESSIONE IN FORMA MECCANICA:

$\cdot L_i = \underbrace{-\int_0^{2T} v\,dP - L_w - \cancel{\Delta E_k}^{=0} - \cancel{\Delta E_g}^{=0} - \cancel{\Delta E_S}^{=0}}_{\text{(TERMINI DI BERNOULLI)}}$; I 3 TERMINI DI BERNOULLI RAPPRESENTANO IL CARICO TOTALE, OVVERO LA VARIAZIONE ENERGETICA DEL FLUIDO PRIMA DI ENTRARE NELLA MACCHINA. SOLO UNA PARTE DI ESSA VIENE SFRUTTATA X PRODURRE LAVORO A CONTATTO CON LE PARTI MOBILI, IN QUANTO UNA QUOTA SERVE AL FLUIDO X VINCERE LE PROPRIE RESISTENZE INTERNE DI NATURA FLUIDODINAMICA. QUINDI:

$$\Rightarrow \underbrace{L_i + L_w}_{ELF} = -\int_0^{2T} v\,dP = \left(P v = RT \Rightarrow v = \frac{RT}{P}\right) = -\int_0^{2T} \frac{RT}{P}\,dP = (T = T_0) = -RT_0 \ln\left(\frac{P_2}{P_0}\right) =$$

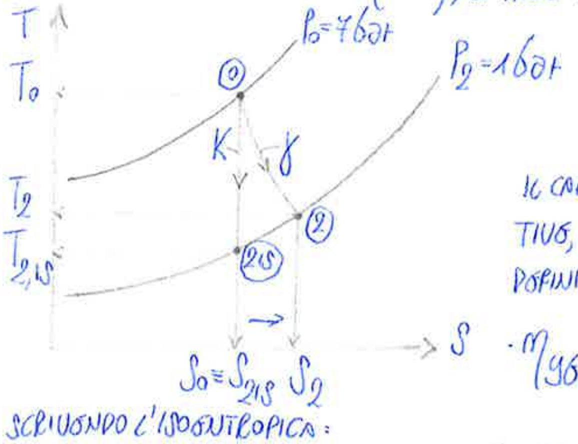
$$= -292\left[\frac{J}{Kg\,K}\right]\cdot 1400[K]\cdot \ln\left(\frac{1[bar]}{9[bar]}\right) = \boxed{898,225}\left[\frac{KJ}{Kg}\right];$$

X IPOTESI LE DISSIPAZIONI L_w SONO IL 13 % DELLA PREVALENZA MOTRICE, QUINDI:

$$\Rightarrow L_w = 0,13\cdot ELF = 0,13\cdot 898,225\left[\frac{KJ}{Kg}\right] = \boxed{116,769}[KJ/Kg]; \text{ QUINDI:}$$

$$\Rightarrow \cancel{L_i}^{Q_i} + L_w = ELF \Rightarrow Q = ELF - L_w = 898,225 - 116,769 = \boxed{781,456}[KJ/Kg].$$

EX 7 | UNA TURBINA A GAS ESPANDE ADIABATICAMENTE ARIA DALLE CONDIZIONI $P_0 = 7\,bar$, $T_0 = 1300\,K$ ALLA PRESSIONE AMBIENTE $P_2 = 1\,bar$, CON RENDIMENTO POLITROPICO $\eta_{ye} = 0,87$ E VARIAZIONE DI ENERGIA CINETICA TRASCURABILE. CALCOLARE IL CORRISPONDENTE RENDIMENTO ISOENTROPICO, LA TEMPERATURA DI SCARICO NEL CASO ISOENTROPICO ($T_{2,IS}$) E ADIABATICO (T_2), IL LAVORO ISOENTROPICO (L_{IS}), IL LAVORO INDICATO (L_i), IL RENDIMENTO ISOENTROPICO (η_{IS}), LE DISSIPAZIONI FLUIDODINAMICHE (L_w), LA PREVALENZA MOTRICE (ELF), E L'ENTITÀ DEL RECUPERO (REC).



ARIA: $\begin{cases} R = 287,2\,[KJ/Kg\cdot K] \\ K = 1,4 \end{cases}$

IL CALORE SCAMBIATO È NULLO, QUINDI POICHÉ LE DISSIPAZIONI SONO SEMPRE POSITIVE, L'AREA SOTTESA È POSITIVA, QUINDI SI PROCEDE X ENTROPIE CRESCENTI.

DEFINIZIONE DI RENDIMENTO POLITROPICO:

$$\cdot \eta_{ye} = \frac{L_{i,e}}{L_{i,e} + L_w} = \frac{L_{i,e}\ \text{(LAVORO EFFETTIVO)}}{gH_e\ \text{(PREVALENZA MOTRICE)}};$$

SCRIVENDO L'ISOENTROPICA:

$$\cdot T_{2,IS} = T_0\left(\frac{P_2}{P_0}\right)^{\frac{K-1}{K}} = 1300[K]\cdot\left(\frac{7[bar]}{1[bar]}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = \boxed{745,567}[K];$$

FACENDO LA STESSA COSA CON LA POLITROPICA:

$\cdot T_2 = T_0\left(\frac{P_2}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$; DALLA TEORIA SAPPIAMO CHE K E γ SONO LEGATE TRA DI LORO ATTRAVERSO η_{ye} QUANDO IL PROCESSO È ADIABATICO:

$$\Rightarrow \frac{\gamma-1}{\gamma} = \eta_{ye}\cdot\frac{K-1}{K} = 0,87\cdot\frac{1,4-1}{1,4} = 0,248;$$ SOSTITUENDO POSSIAMO TROVARE T_2:

VALUTARE, CON L'AIUTO DEL GRAFICO, IL RAPPORTO DI COMPRESSIONE β_C E LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE n. CALCOLARE QUINDI LA PORTATA OPERATA, IL LAVORO INDICATO MASSICO E LA POTENZA INDICATA. (30)

· SULLA MAPPA DEI RENDIMENTI INTERSECANDO $m = 1{,}125$ CON LA CURVA ISORENDIMENTO 0,80 TROVIAMO IL PUNTO DI FUNZIONAMENTO IN CORRISPONDENZA DELLA QUALE POSSIAMO LEGGERE IL β_C:

$\Rightarrow \beta_C \approx \boxed{5{,}25}$; IN QUESTO PUNTO PASSA UNA CURVA CARATTERISTICA COMPRESA TRA QUELLE A PARAMETRI $n = 1{,}0$ E $n = 1{,}1$ QUINDI TRAMITE INTERPOLAZIONE SI TROVA $n \approx 1{,}06$. RIASSUMENDO:

$$\begin{cases} m = 1{,}125 \\ \eta_{is,c} = 0{,}80 \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} \beta_C \approx 5{,}25 \\ n \approx 1{,}06 \end{cases}$$

CON QUESTE INFORMAZIONI POSSIAMO RICAVARE I VALORI DI PORTATA, LAVORO MASSICO, VELOCITÀ DI ROTAZIONE E POTENZA RICHIESTE.

DALLA DEFINIZIONE DEL PARAMETRO DI PORTATA:

$$\cdot\ m = \frac{G}{G_0}\,\frac{\sqrt{T_1/T_{10}}}{P_1/P_{10}}$$

; POICHÉ STIAMO OPERANDO ALLE CONDIZIONI DI RIFERIMENTO $T_1 = T_{10}$, $P_1 = P_{10}$, MA LA PORTATA NON È LA STESSA XCHÉ $m \neq 1$ QUINDI $G \neq G_0$:

$$\Rightarrow 1{,}125 = \frac{G}{4\left[Kg/s\right]}\cdot 1 \Rightarrow G = 1{,}125\cdot 4\left[\frac{Kg}{s}\right] = \boxed{4{,}5}\left[\frac{Kg}{s}\right];$$

DALLA DEFINIZIONE DEL PARAMETRO DI VELOCITÀ:

$$\cdot\ n = \frac{n/n_0}{\sqrt{T_1/T_{10}}} \Rightarrow 1{,}06 = \frac{n/10000\,[rpm]}{1} \Rightarrow \boxed{n = 10600}\,[rpm];$$

X CALCOLARE IL LAVORO SCRIVIAMO IL 1° PRINCIPIO NELLA FORMA TERMODINAMICA (MOTO ASSOLUTO):

$$\cdot\ \cancel{Q}^{\,0} = \Delta h + L_i + \cancel{\Delta E_k}^{\,0} + \cancel{\Delta E_g}^{\,0} + \cancel{\Delta E_S}^{\,0}$$

; NON AVENDO INFORMAZIONI SUGLI SCAMBI TERMICI POSSIAMO IMMAGINARE CHE IL SISTEMA SIA ADIABATICO, INOLTRE, ESSENDO UN COMPRESSORE, IL NOSTRO SCOPO È AUMENTARE LA PRESSIONE, NON TANTO LA VELOCITÀ. QUINDI:

$$\Rightarrow L_{i,C} = -\Delta h = -c_p\left(T_2 - T_1\right)$$

CON T_2 LEGATA A T_1 CON LA POLITROPICA:

$$\cdot\ T_2 = T_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1\,\beta_C^{\,\gamma-1/\gamma}$$

; IN CONDIZIONI ... :

$$\cdot\ \frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{1}{\eta_{yc}}\,\frac{K-1}{K} = \frac{1}{\eta_{yc}}\,\frac{R}{c_p}$$

PERÒ SICCOME NON CI VIENE DATO IL RENDIMENTO POLITROPICO, SEGUIAMO UNA STRADA DIVERSA TRAMITE IL RENDIMENTO ISOENTROPICO:

$$\cdot\ \eta_{IS,C} = \frac{|L_{IS,C}|}{|L_{i,C}|} \Rightarrow |L_{i,C}| = \frac{|L_{IS,C}|}{\eta_{IS,C}} = \frac{1}{\eta_{IS,C}}\cdot c_p\left(T_{2,IS} - T_1\right) = \left(T_{2,IS} = T_1\,\beta_C^{\,K-1/K}\ \text{POLITROPICA}\right) =$$

$$= \frac{1}{\eta_{IS,C}}\,c_p\,T_1\left(\beta_C^{\frac{K-1}{K}} - 1\right) = \frac{1}{0{,}80}\cdot \underset{\text{ARIA STANDARD}}{1{,}005}\left[\frac{KJ}{KgK}\right]\cdot 293\,[K]\left(5{,}25^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1\right) =$$

$$= \boxed{223{,}121}\left[KJ/Kg\right];$$

LA POTENZA QUINDI:

$$\cdot\ P_i = G\,|L_{i,C}| = 4{,}5\left[\frac{Kg}{s}\right]\cdot 223{,}121\left[\frac{KJ}{Kg}\right] = 1004{,}0445\,[KW] = \boxed{1{,}004}\,[MW];$$

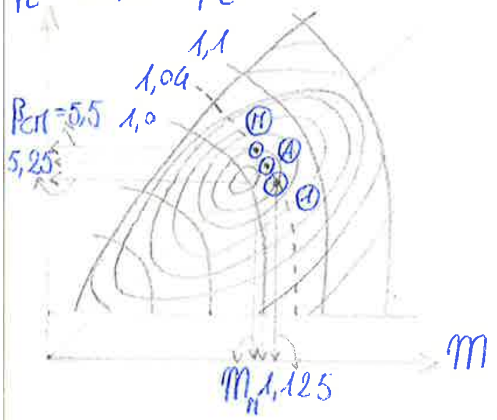
FUNZIONAMENTO DIAMO UNA OCCHIATA AI PARAMETRI:

$\cdot \mathcal{M}_A = \frac{G_A}{G_0}\frac{\sqrt{T_1/T_{10}}}{P_1'/P_{10}}$ SAPPIAMO CHE ALLA FINE $G_A = G_M$. SE PRIMA A MONTE DEL COMPRESSORE P_1 NON CAMBIAVA, ADESSO CAMBIA E DIVENTA P_1'. MOLTIPLICANDO E DIVIDENDO x P_1 DI PARTENZA:

$\Rightarrow \mathcal{M}_A = \frac{G_A}{G_0}\frac{\sqrt{T_1/T_{10}}}{P_1/P_{10}}\frac{1}{P_1'/P_1}$ CONFRONTANDO CON $\mathcal{M}_M = \frac{G_M}{G_0}\frac{\sqrt{T_1/T_{10}}}{P_1/P_{10}}$ SI OTTIENE:

$\Rightarrow \frac{\mathcal{M}_A}{\mathcal{M}_M} = \frac{G_A}{G_M}\frac{1}{P_1'/P_1} = \frac{G_A}{G_M}\frac{1}{X_A} = \left(X_A = \frac{\beta_C}{\beta_{CA}}\right) = \frac{G_A}{G_M}\left(\frac{\beta_C}{\beta_{CA}}\right)^{-1}$; MA SE VOGLIAMO $G_A = G_M$:

$\Rightarrow_{\beta_C} \frac{\mathcal{M}_A}{\mathcal{M}_M} = \frac{\beta_{CA}}{\beta_C} \Rightarrow \mathcal{M}_A = \mathcal{M}_M\frac{\beta_{CA}}{\beta_C} = \frac{1}{5,25}\cdot\beta_{CA} = 0,1904\cdot\beta_{CA}$ È UNA RETTA OPPURE LA SI PUÒ LEGGERE COME UNA PROPORZIONE. SOSTITUENDO QUALCHE VALORE DI β_{CA} POSSIAMO TRACCIARE QUESTA RETTA E IL PUNTO (A) È QUELLO DI INTERSEZIONE CON LA CURVA $n = 1,04$ CHE È QUELLA DI NOSTRO INTERESSE. IN QUESTO IL PUNTO NON SI TROVA SULLA CURVA DI RENDIMENTO 0,80, MA SU UNA CURVA A RENDIMENTO PIÙ ALTO (QUINDI IL LAVORO DA FARE SARÀ PIÙ BASSO). IN (A) LEGGIAMO:



$$\begin{cases}\beta_{CA}\approx\boxed{5,4}\\ \eta_{is,A}\approx\boxed{0,82}\end{cases} \longrightarrow \begin{cases} n_A = 1,04 \\ \mathcal{M}_A \approx \boxed{1,028}\end{cases}$$

ADESSO POSSIAMO CALCOLARE I VALORI NUOVI:

$\cdot |L_{i,C}^A| = \frac{1}{\eta_{is,A}}\cdot c_p\cdot\left(\beta_C^{k-1/k}-1\right) = \frac{1}{0,82}\cdot 1,0052\left[\frac{kJ}{kg K}\right]\cdot 293[K]\cdot\left(5,4^{\frac{1,4-1}{1,4}}-1\right) = \boxed{222,314}\left[\frac{kJ}{kg}\right]$;

$\cdot P_{i,C}^A = G_A\cdot|L_{i,C}^A| = 4\left[\frac{kg}{s}\right]\cdot 222,314\left[\frac{kJ}{kg}\right] = 889,363[kW] = \boxed{0,889}[MW]$;

DEI DUE METODI DI REGOLAZIONE QUELLO PIÙ CONVENIENTE IN QUESTO CASO È LA REGOLAZIONE ALL'ASPIRAZIONE IN QUANTO REGOLANDO ALLA MANDATA È VERO CHE LA POTENZA È DIMINUITA, MA IL LAVORO DA FARE È PIÙ GRANDE. LAMINANDO ALL'ASPIRAZIONE RISULTA UN LAVORO PIÙ BASSO.

EX 1 | UN TURBOCOMPRESSORE CENTRIFUGO PRESENTA LA CARATTERISTICA MANOMETRICA DESCRITTA DA QUESTA RELAZIONE:

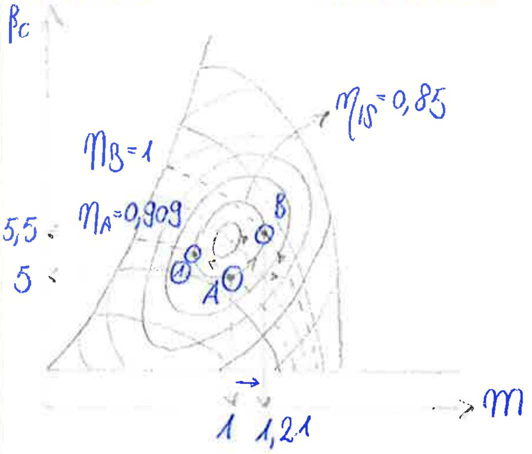
$\cdot\beta_C = \left(1+K\cdot\eta_{is,C}\cdot\frac{n^3}{\mathcal{M}}\right)^X$ IN FUNZIONE DEI PARAMETRI: $n = \frac{m/m_0}{\sqrt{T_1/T_{10}}}$ E $\mathcal{M} = \frac{G}{G_0}\frac{\sqrt{T_1/T_{10}}}{P_1/P_{10}}$;

CON m_0, T_{10}, P_{10}, G_0 LE CONDIZIONI NOMINALI. IN TALI CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO SAPPIAMO CHE $\eta_{is,C,0} = 0,91$, IL COEFFICIENTE MANOMETRICO $K = K_0 = 0,362$, L'ESPONENTE DELLA CARATTERISTICA VALE $X = X_0 = 3,5$, CALCOLARE IL RAPPORTO DI COMPRESSIONE $\beta_C = \beta_{C0}$ E IL LAVORO MASSICO $|L_{iC}| = |L_{iC,0}|$ CORRISPONDENTI.

X REGOLARE LA PORTATA G A GIRI COSTANTI $(m' = m)$ E A PRESSIONE DI MANDATA COSTANTE $(P_2' = P_2)$, SI RICORRE ALLA LAMINAZIONE TRAMITE VALVOLA POSTA ALL'ASPIRAZIONE. IL RAPPORTO DI STROZZAMENTO È $X_A = P_1'/P_1 = 0,89$. SAPENDO CHE IN QUESTE CONDIZIONI: IL NUOVO RENDIMENTO ISOENTROPICO È $\eta_{is,A} = 0,87$, IL NUOVO COEFFICIENTE MANOMETRICO VALE $K_A = 0,385$, L'ESPONENTE $X_A = X = 3,5$, CALCOLARE IL NUOVO β_{CA} E IL NUOVO LAVORO MASSICO $|L_{iC,A}|$. SI CALCOLI

IL RAPPORTO DI VELOCITÀ $V = n_B/n_A$, LE VARIAZIONI PERCENTUALI DEL LAVORO MASSICO E DELLA POTENZA INDICATA.

- RAPPRESENTIAMO SUBITO GRAFICAMENTE LA SITUAZIONE:



IMMAGINIAMO DI ESSERE IN (A) ALLE CONDIZIONI INIZIALI. SI VUOLE AUMENTARE LA PORTATA STANDO SULLA STESSA CURVA ISORENDIMENTO IN UN TRATTO DOVE ESSA È MONOTONA CRESCENTE CON CONCAVITÀ VERSO L'ALTO, QUINDI INDICATIVAMENTE SI ARRIVA IN (B).

SEPARIAMO LE DUE OPERAZIONI: SE CHIUDESSIMO SOLO LA VALVOLA DI ASPIRAZIONE, ALLORA CI MUOVEREMMO LUNGO LA n_A ARRIVANDO IN (1), MA SE POI DOPO AVER CHIUSO LA VALVOLA AUMENTIAMO LA VELOCITÀ CI SPOSTIAMO VERSO n CRESCENTI VERSO IL PUNTO (B) DESIDERATO. OPPURE VOLENDO SI POTEVA PRIMA AUMENTARE LA VELOCITÀ SPOSTANDOCI ORIZZONTALMENTE E POI SI CHIUDE LA VALVOLA X RISALIRE SULLA NUOVA CARATTERISTICA FINO AL PUNTO (B). MEGLIO QUESTO 2° METODO POICHÉ C'È MENO RISCHIO DI AVVICINARSI ALLA ZONA PROIBITA. MA SE LA CHIUSURA DELLA VALVOLA E LA VARIAZIONE DI VELOCITÀ AVVENISSERO IN CONTEMPORANEA E CON CONTINUITÀ, ALLORA CI MUOVIAMO LUNGO LA CURVA ISORENDIMENTO (ISTANTE X ISTANTE AVREMMO LO STESSO RENDIMENTO).

$$\begin{cases} n_A = \dfrac{n_A}{n_0}\dfrac{1}{\sqrt{T_1/T_{10}}} \\ n_B = \dfrac{n_B}{n_0}\dfrac{1}{\sqrt{T_1/T_{10}}} \end{cases}$$

SIA VARIANDO LA VELOCITÀ O CHIUDENDO LA VALVOLA LA T_1 RESTA LA STESSA X IL FENOMENO DI TRAFILAMENTO ISOENTALPICO CHE X GAS IDEALI È ANCHE ISOTERMICO.

$$\Longrightarrow \frac{n_B}{n_A} = \frac{n_B}{n_A} = \frac{1}{0,909} = \boxed{1,10}$$ (AUMENTO DEL 10%);

$$\begin{cases} m_A = 1 = \dfrac{G_A}{G_0}\dfrac{\sqrt{T_1/T_{10}}}{p_1/p_{10}} \\ m_B = 1,21 = \dfrac{G_B}{G_0}\dfrac{\sqrt{T_1/T_{10}}}{p_1'/p_{10}} \end{cases}$$

CHIUDENDO LA VALVOLA ALL'ASPIRAZIONE CAMBIA p_1 E DIVENTA p_1'. FACENDO IL RAPPORTO MEMBRO A MEMBRO:

$$\Longrightarrow \frac{m_B}{m_A} = \frac{G_B}{G_A}\frac{1}{p_1'/p_1} = \frac{G_B}{G_A}\frac{1}{x_A} \Longrightarrow x_A = \frac{p_1'}{p_1} = \frac{G_B/G_A}{m_B/m_A} =$$

$= \Big(G_B$ È IL 10% PIÙ GRANDE DI G_A, QUINDI $\dfrac{G_B}{G_A} = 1,1\Big) = \dfrac{1,1}{1,21/1} = \boxed{0,91}$ (RIDUZIONE DELLA PRESSIONE DEL 9%);

X IL RAPPORTO TRA I LAVORI MASSICI:

$$\begin{cases} |L_{i,c}|_A = \dfrac{1}{\eta_{is,A}}\cdot c_p \cdot T_1\left(\beta_{cA}^{k-1/k} - 1\right) \\ |L_{i,c}|_B = \dfrac{1}{\eta_{is,B}}\cdot c_p \cdot T_1\left(\beta_{cB}^{k-1/k} - 1\right) \end{cases}$$

$$\Longrightarrow \frac{|L_{ic}|_A}{|L_{ic}|_B} = \frac{\beta_{cA}^{k-1/k} - 1}{\beta_{cB}^{k-1/k} - 1} = \frac{5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{5,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1} = 0,9303;$$

$$\Longrightarrow \frac{|L_{ic}|_B}{|L_{ic}|_A} = \frac{1}{0,9303} = \boxed{1,074}$$ (UN AUMENTO DEL 7,5%);

X LE POTENZE:

$$\begin{cases} P_{ic,A} = G_A \cdot |L_{ic}|_A \\ P_{ic,B} = G_B \cdot |L_{ic}|_B \end{cases} \Longrightarrow \frac{P_{ic,B}}{P_{ic,A}} = \frac{G_B}{G_A}\frac{|L_{ic}|_B}{|L_{ic}|_A} = 1,1 \cdot 1,074 = \boxed{1,1823}$$ (AUMENTO DEL 18,2% DELLA POTENZA)

TURBINE A VAPORE E TURBINE A GAS

- ESERCIZIO n° 01 -

Calcolare il rendimento isentropico di una turbina a vapore ad azione, avente le condizioni di ingresso p_o = 100 bar, T_o = 450 °C e le condizioni di uscita p_2 = 10 bar, T_2 = 200 °C, considerando trascurabile la variazione di energia cinetica a cavallo della macchina. Valutare inoltre l'incremento percentuale di volume che il fluido subisce nell'evoluzione reale.
($\eta_{Isis} = 0.762$, $(v_2 - v_o)/v_o = 6.857$)

- ESERCIZIO n° 02 -

Una turbina a vapore a reazione è alimentata a p_o = 120 bar, T_o = 500 °C e presenta un rendimento η_{is} = 0.90. Si trovino la pressione e la temperatura di uscita, sapendo che il fluido abbandona la macchina in condizioni di saturazione. Si determini inoltre il titolo di vapore che si avrebbe allo scarico se l'espansione fosse isentropica.
($p_2 \cong 7.4$ bar , $h_2 = 2764.3$ kJ/kg , $T_2 = 167.2$ °C , $h_{2is} \cong 2700$ kJ/kg , $x \cong 0.954$)

- ESERCIZIO n° 03 -

Una turbina assiale avente grado di reazione cinematico R_a = 0.5 presenta triangoli di velocità simmetrici, in configurazione di massimo rendimento, con angolo α_1 = 30°. Calcolare il valore corrispondente del grado di reazione isentropico "X_a", sapendo che i coefficienti di perdita valgono φ = 0.95, ψ = 0.90, e che la variazione di energia cinetica fra l'ingresso e l'uscita della macchina può essere ritenuta trascurabile.
($X_a \cong 0.547$)

- ESERCIZIO n° 04 -

Una turbina a vapore monostadio, centripeta mista, con diametro di ingresso d_1 = 25 cm e velocità di rotazione n = 30'000 giri/min, presenta le condizioni di ingresso p_o = 10 bar, T_o = 380 °C, e le condizioni di uscita p_2 = 3 bar, con un decremento di entropia massica del 2.5 % rispetto al valore iniziale. Dire per quale ragione la macchina non può essere considerata adiabatica e dire se il calore viene ceduto oppure ricevuto. Valutare inoltre l'entità del calore massico scambiato, sapendo che i triangoli di velocità presentano le seguenti caratteristiche: all'ingresso la velocità di trascinamento "u_1" è i ¾ della componente periferica della velocità assoluta; all'uscita la "c_2", puramente assiale, torna ad essere uguale alla "c_o" di entrata nel distributore.
($Q = -192.383$ kJ/kg)

- ESERCIZIO n° 05 -

Una turbina centripeta mista presenta i triangoli di velocità aventi le seguenti caratteristiche:
all'ingresso: $c_{m1} = u_2$, $c_{u1} = 4 \cdot u_2$;
all'uscita: $c_{m2} = 2 \cdot u_2$, $c_{u2} = - u_2$;
nel passaggio dall'ingresso all'uscita: $u_2 = u_1/3$.
Disegnare i triangoli di velocità e calcolare il grado di reazione cinematico "R", sapendo che all'entrata del distributore si ha $c_o = c_{m1}$.
($R \cong 0.538$)

TURBINE A VAPORE E TURBINE A GAS

- ESERCIZIO n° 06 -

Una ruota Curtiss a due salti di velocità presenta le seguenti caratteristiche costruttive e di funzionamento: α_1 = 15°, c_{m1} = 100 m/s, $\sigma = u_1/c_1 = 0.2$, $\varphi' = \varphi = 0.95$, $\psi' = \psi = 0.90$.
Calcolare il contributo di lavoro indicato massico di ciascuna corona e il lavoro "L_i" complessivo dell'intera girante, nel caso di raddrizzatore simmetrico, con $\alpha_3 = \pi - \alpha_2$;
($L_{i,I} = 44.437$ kJ/kg , $L_{i,II} = 15.025$ kJ/kg , $L_i = 59.462$ kJ/kg)

- ESERCIZIO n° 07 -

Una turbina a gas espande adiabaticamente aria dalle condizioni p_o = 7 bar, T_o = 1300 K alla pressione ambiente p_a = 1 bar, con rendimento politropico η_{yt} = 0.87 e variazione di energia cinetica trascurabile. Calcolare il corrispondente rendimento isentropico, la temperatura di scarico nel caso isentropico ($T_{s,is}$) e adiabatico (T_s), il lavoro isentropico (L_{is}) e il lavoro indicato (L_i), il rendimento isentropico (η_{is}), le dissipazioni fluidodinamiche (L_w), l'energia lorda (ELF o "*prevalenza motrice*") e l'entità del recupero (REC).
($T_{s,is} = 745.567$ K , $T_s = 801.449$ K , $L_{is} = 557.316$ kJ/kg , $L_i = 501.143$ kJ/kg , $\eta_{is} = 0.90$, L_w = 74.884 J/kg , ELF = 576.027 kJ/kg, REC = 18.711 kJ/kg)

- ESERCIZIO n° 08 -

In una turbina a gas a reazione il fluido (R' = 292 [J/(kg·K)], k' = 1.37) entra alle condizioni p_o = 9 bar, T_o = 1400 K e viene scaricato alla pressione p_s = 1 bar. Durante l'espansione viene somministrato calore gradualmente e con continuità, in maniera tale che l'evoluzione risulti isotermica. Calcolare tale quantità di calore, nonché l'entità del lavoro indicato corrispondente, sapendo che le dissipazioni fluidodinamiche "L_w" ammontano al 13% dell'energia lorda (ELF o "*prevalenza motrice*"), e che la variazione di energia cinetica a cavallo della macchina può essere ritenuta trascurabile.
(ELF = 898.225 kJ/kg , L_w = 116.769 kJ/kg , Q = 781.456 kJ/kg , L_i = 781.456 kJ/kg)

- ESERCIZIO n° 09 -

Una turbina a vapore assiale, a reazione, reale, con U/C_1 = 0.90, φ = 0.95, ψ = 0.91, presenta all'ammissione 10 bar e 350 °C (C_o = 0); la pressione all'uscita del distributore è 8 bar, con α_1 = 20°. Sapendo che n = 3000 giri/min, i triangoli di velocità sono "simmetrici", la portata in massa vale G = 150 t/h, determinare la pressione di scarico della turbina, il rendimento dello stadio $\eta_{\theta i}$ (*energia cinetica di scarico* ***dissipata***), la potenza interna, la lunghezza radiale della pala "b_1" della girante.
Si assumano: ξ = 0.95 (*coefficiente di ingombro*), η_o = 0.97 (*rendimento organico*).
(p_2 = 6.3 bar, $\eta_{\theta i} \cong 0.743$ *E_{c2} dissipata*, P_u = 3.67 MW, b_1 = 23.5 mm, $\eta_{\theta i} \cong 0.783$ *E_{c2} recuperata*)

- ESERCIZIO n° 10 -

Una ruota Curtis a due salti di velocità, priva di perdite e con palettature simmetriche, funziona in condizioni di massimo rendimento ed è alimentata con vapore a 75 bar e 550 °C ($C_o \cong 0$).
Si conoscono: l'angolo di uscita dal distributore α_1 = 20°, il grado di parzializzazione ε = 0.5, l'altezza delle palettature all'uscita dal distributore b_1 = 40 mm, il coefficiente di ingombro ξ = 0.95. Sono inoltre noti: la velocità periferica della girante U = 170 m/s, e la velocità di rotazione della macchina n = 3000 giri/min.
Calcolare la potenza interna (P_i) .
(P_i = 41.07 MW)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 65 di 70

CONDOTTI SAGOMATI PERCORSI DA AERIFORMI IN MOTO PERMANENTE

- ESERCIZIO n° 01 -

Un condotto sagomato semplicemente convergente, con sezione ristretta $A_r = 10$ cm^2, funziona in condizioni critiche, erogando una portata di aria $G_{cr} = 0.35$ [kg/s], con pressione sulla sezione di uscita pari a quella dell'ambiente esterno ($p_r = p_u = p_a = 1$ bar).
Calcolare le condizioni totali di monte (p_o^o; T_o^o).
Si vuole incrementare la portata del 50 %, mantenendo l'ugello critico.
Determinare quali devono essere in tal caso le nuove pressioni sulla sezione di ingresso [p_o^o '] e sulla sezione di uscita ($p_r' = p_u'$), a parità di [T_o^o].
Nel caso, invece, che si vogliano lasciare inalterate le condizioni a monte e a valle, si può sostituire il condotto con un altro di area diversa: calcolare allora il valore che deve assumere la nuova sezione ristretta (A_r').
RISULTATI
$p_o'' \cong 1.893$ bar , $T_o'' \cong 478$ K , $p_o''' \cong 2.840$ bar , $p_r' = 1.5$ bar , $Ar' = 15$ cm^2

- ESERCIZIO n° 02 -

Un ugello convergente espande aria in condizioni critiche, con $p_o^o = 10$ [bar] e $T_o^o = 1200$ [K].
Calcolare la pressione, la temperatura e la velocità di uscita.
Valutare inoltre la portata critica (G_{cr}), sapendo che $A_r = 225$ cm^2.
RISULTATI
$p_{r,cr} \cong 5.2828$ bar , $T_r = 1000$ K , $c_s \cong 634$ m/s . $G_{cr} \cong 26.2$ kg/s

- ESERCIZIO n° 03 -

All'uscita di un condotto convergente che espande gas in condizioni critiche si misurano una pressione $p_r = 1$ bar e una temperatura $T_r = 1000$ K. Assumendo $R' = 290$ J/(kg·K) e $k' = 1.4$ si calcolino la velocità di efflusso e la portata in massa, sapendo che l'area della sezione di scarico vale $A_r = 225$ cm^2 . Si calcolino inoltre la temperatura e la pressione totali di monte.
RISULTATI
$c_s \cong 637$ m/s , $G_{cr} \cong 4.9$ kg/s , $p_o'' \cong 1.893$ bar , $T_o'' = 1200$ K

- ESERCIZIO n° 04 -

Si consideri un ugello semplicemente convergente, attraversato da aria con un rapporto di espansione $\Pi_r = \Pi_u = 0.69$. Dire se in tali condizioni l'ugello è critico oppure no. In caso negativo, valutare la portata in massa (G) come frazione della portata critica (G_{cr}) che si potrebbe realizzare con le stesse condizioni totali di monte (p^o,T^o).
RISULTATI
subcritico. $G/G_{cr} \cong 0.940$

CONDOTTI SAGOMATI PERCORSI DA AERIFORMI IN MOTO PERMANENTE

- ESERCIZIO n° 05 -

Calcolare il rapporto fra l'area della sezione ristretta (A_r) e l'area della sezione di uscita (A_u) di un ugello convergente-divergente, sapendo che il rapporto di espansione dell'argon ($R = 207.75$ J/(kg·K), $k = 1.667$), in condizioni di adattamento, vale $\Pi_{u,a} = (p_u/p^o)_a = 0.32$.
RISULTATI
$A_r/A_u \cong 0.940$,

- ESERCIZIO n° 06 -

Un ugello convergente-divergente espande aria in condizioni di adattamento $p_{u,a} = 2.5$ bar, con $p_o^o = 10$ [bar] e $T_o^o = 1200$ [K]. Calcolare la temperatura e la velocità di uscita nell'ipotesi di efflusso isentropico.
Valutare inoltre la portata critica (G_{cr}), sapendo che $A_u = 250$ cm^2.
RISULTATI
$T_{u,a} \cong 807.5$ K , $c_{u,a} \cong 888$ m/s . $G_{cr} \cong 23.9$ kg/s

- ESERCIZIO n° 07 -

Un condotto convergente-divergente espande aria in condizioni di adattamento. Calcolare il rapporto fra la sezione di uscita (A_u) e la sezione ristretta (A_r) sapendo che:

$$\Pi_{u,a} = \frac{p_{u,a}}{p_o^o} = 0.4$$

RISULTATI
$A_u/A_r \cong 1.038$

* * * * *

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 67 di 70

COMBUSTIONE

- ESERCIZIO n° 01 -

Calcolare la dosatura stechiometrica di una miscela di idrocarburi composta per il 96% in volume da iso-ottano (C_8H_{18}) e per il 4% in volume da normal-eptano (C_7H_{16}).

$$\boxed{0.96\cdot C_8H_{18} + 0.04\cdot C_7H_{16} + a\cdot(O_2+3.76\cdot N_2) \Leftrightarrow X\cdot CO_2 + Y\cdot H_2O + a\cdot 3.76\cdot N_2}$$

RISULTATI
$\alpha_{st} \cong 15.034 \cong 15$

- ESERCIZIO n° 02 -

Si considerino i due combustibili puri: propano (C_3H_8) e alcol propilico (C_3H_7OH). Si dica, senza fare i calcoli, quale dei due ha dosatura stechiometrica maggiore (cioè quale dei due ha bisogno di più aria, anche se entrambi hanno lo stesso numero di atomi di carbonio e di idrogeno per molecola) e spiegare perchè.
Scrivere quindi le rispettive equazioni teoriche di ossidazione, bilanciarne i coefficienti, ed eseguire il calcolo delle due dosature stechiometriche.
RISULTATI
$\alpha_{st(C3H8)} \cong 15.6 \cong 15$, $\alpha_{st(C3H7OH)} \cong 10.30$

- ESERCIZIO n° 03 -

Il combustore di una caldaia industriale brucia, in moto permanente, una portata di aria e kerosene ($H_{ip(T2)} = 42.5$ [MJ/kg]) a dosatura $\alpha = 50$, con rendimento complessivo $\eta_b = 0.95$. La miscela gassosa entra nel combustore alla velocità $c_2 = 50$ m/s, alla pressione $p_2 = 4$ bar e alla temperatura $T_2 = 40$ °C. Sapendo che le sezioni di ingresso e uscita sono uguali e le perdite fluidodinamiche provocano una caduta di pressione del 5 %, si impostino le equazioni risolutive per la determinazione della temperatura [T_3] all'uscita del combustore e della corrispondente velocità di efflusso. Quindi si esegua il calcolo nell'ipotesi semplificativa che la differenza di energia cinetica fra ingresso e uscita sia trascurabile.
RISULTATI
$T_3 \cong 1075$ [K]

- ESERCIZIO n° 04 -

Una caldaia a gas per utenza domestica è costituita da un bruciatore di metano con aria, che riscalda una serpentina percorsa dall'acqua. La miscela combustibile presenta una dosatura di lavoro $\alpha = 1.5\cdot\alpha_{st}$, e il suo riscaldamento avviene con rendimento complessivo $\eta_b = 0.75$ (*a causa della dissociazione e delle perdite di calore verso l'esterno, escluse quelle dovute all'emissione di fumi caldi dal camino*). Nel trasferimento del calore all'acqua che scorre nella serpentina, i gas combusti perdono un ulteriore 20% di energia termica, trascinata via dai fumi caldi emessi dal camino.
L'acqua arriva dalla rete di distribuzione alla temperatura T' = 15 °C ed esce dal rubinetto alla temperatura T'' = 55 °C.
Si valuti, in tali condizioni, quanti metri cubi di metano sono necessari per ogni litro d'acqua che attraversa la caldaia.
Si assumano:
$H_{ip} = 39$ MJ/kg , $\rho_b = 0.70$ kg/m^3 , per il metano, e
$c_p' = 1100$ J/(kg·K) calore specifico a pressione costante, per i gas combusti.
RISULTATI
$V_b/V_h \cong 0.010$ [m^3/litri]

COMBUSTIONE

- ESERCIZIO n° 05 -

Un impianto semplice di turbina a vapore consuma in caldaia $G_b = 50$ t/h di combustibile (avente potere calorifico $H_{ip} = 40$ MJ/kg), mentre utilizza al condensatore una portata di acqua refrigerante pari a 25'500 m^3/h, che si riscalda di 10 °C fra ingresso e uscita.
Calcolare la potenza utile [P_u] e il rendimento globale [η_g] dell'impianto, sapendo che la potenza necessaria per vincere le resistenze dovute agli attriti meccanici e per trascinare gli accessori ammonta a $P_o = 10$ MW, mentre il rendimento complessivo della caldaia vale $\eta_b = 0.95$.
RISULTATI
$P_u \cong 221$ [MW] , $\eta_g \cong 0.398 \cong 0.4$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 69 di 70