



Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 2149A

ANNO: 2017

A P P U N T I

STUDENTE: Polizzi Fabio

MATERIA: Macchine - Teoria - Prof. Mittica

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

ANNO ACCADEMICO 2012/2013

Prof. CARLO FERRARO

• 1° PRINCIPIO – Lagrangiano (Sostanziale).....	pag.1
• 1° PRINCIPIO – Euleriano (Locale).....	pag.3
• 2° PRINCIPIO.....	pag.11
• COMBUSTIONE IDEALE A VOL. COST.....	pag.16
• COMBUSTIONE IDEALE a PRESS. COST.....	pag.34
• COMBUSTIONE IN FLUSSO PERMANENTE.....	pag.42
• TURBINE	pag.58
○ TURBINE AD AZIONE (T.A.).....	pag.60
○ TURBINE A REAZIONE (T.R.).....	pag.63
○ Grado di Reazione (χ) e (R).....	pag.64
○ Confronto dei rendimenti (T.A.) Vs (T.R.).....	pag.66
○ Problemi di portata a inizio espansione.....	pag.70
○ EQ. Di Portata (\dot{m}).....	pag.71
○ PARZIALIZZAZIONE (T.A.).....	pag.74
○ Problemi a fine espansione.....	pag.75
○ T.A. a salti di velocità.....	pag.76
○ Confronto finale dei rendimenti (T.A.-stadio singolo Vs T.A.-doppio stadio Vs T.R.).....	pag.80
○ SVERGOLAMENTO delle Palette.....	pag.82
• TURBOCOMPRESSORI	pag.94
○ Centrifughi.....	pag.94
▪ Coefficiente di Pressione (Ψ).....	pag.97
○ Assiali.....	pag.103
▪ SVERGOLAMENTO delle palette.....	pag.106
▪ Coefficiente di Pressione (Ψ).....	pag.108
○ Problemi di Instabilità dei turbocompressori.....	pag.114
▪ POMPAGGIO.....	pag.114
▪ STALLO.....	pag.123
• TURBOPOMPE	pag.126
○ Centrifughe.....	pag.126
○ Assiali.....	pag.133
○ Impianti di utilizzazione delle pompe.....	pag.135
• Funzionamento TURBINE FUORI PROGETTO	pag.141
○ Palettature.....	pag.141
○ Post Espansione.....	pag.149
○ Parametri per individuare le condizioni di funzionamento di una turbina.....	pag.154
○ SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA.....	pag.155
• IMPIANTI A VAPORE	pag.169
○ Descrizione dell'impianto e del ciclo.....	pag.169
○ Metodi per aumentare il rendimento (η_i).....	pag.179
▪ Aumento della P_0	pag.180
▪ Aumento della T_0	pag.180
▪ Abbassamento della P_k	pag.182

▪	Surriscaldamenti ripetuti.....	pag.186
▪	RIGENERAZIONE (non realizzabile).....	pag.192
▪	SPILLAMENTI.....	pag.194
○	Impianti con RIPOTENZIAMENTO (già esistente, lo si vuole potenziare).....	pag.208
○	Impianti a CICLI SOVRAPPOSTI (col Mercurio Hg).....	pag.209
○	Impianti a RECUPERO TOTALE.....	pag.210
○	Impianti a RECUPERO PARZIALE.....	pag.213
•	REGOLAZIONE degli IMPIANTI A VAPORE.....	pag.216
○	Regolazione per PARZIALIZZAZIONE (solo per T.A.).....	pag.218
○	Regolazione per LAMINAZIONE all'aspirazione.....	pag.222
○	Regolazione dell'impianto a RECUPERO TOTALE.....	pag.224
○	Regolazione dell'impianto a RECUPERO PARZIALE.....	pag.230
•	IMPIANTI a GAS.....	pag.258
○	Descrizione degli impianti chiusi e aperti, cicli, formule generali, richiami sulle aree.....	pag.258
○	CICLO CHIUSO, IDEALE.....	pag.265
▪	Studio del η , ciclo chiuso ideale.....	pag.265
▪	Studio del L al variare del β , ciclo chiuso ideale.....	pag.270
▪	Studio del L al variare della T_3 , ciclo chiuso ideale.....	pag.274
○	CICLO CHIUSO, REALE.....	pag.278
▪	ciclo equivalente a perdite concentrate nel compressore e in turbina.....	pag.280
▪	Studio del L al variare del β , ciclo chiuso reale.....	pag.283
▪	Studio del L al variare della T_3 , ciclo chiuso reale.....	pag.286
▪	Metodi per aumentare il rendimento (η).....	pag.293
➤	Compressione interrefrigerata.....	pag.294
➤	Surriscaldamenti ripetuti.....	pag.299
➤	Rigenerazione.....	pag.310
➤	Grafici rendimenti η finali.....	pag.317
○	CICLI APERTI, COMBINATI.....	pag.319
○	CICLI APERTI, A COGENERAZIONE.....	pag.321
○	CICLI APERTI.....	pag.322
▪	il rendimento (η).....	pag.324
▪	Ricombustione.....	pag.326
▪	Rigenerazione.....	pag.329
•	REGOLAZIONE degli IMPIANTI A GAS.....	pag.331
○	Regolazione per riduzione del carburante (\dot{m}_b).....	pag.332
○	Regolazione per riduzione del carburante e laminazione.....	pag.339
○	Regolazione per parzializzazione (T.A.).....	pag.344
○	Regolazione con Compressore a Geometria Variabile.....	pag.345
•	IMPIANTI a GAS BIALBERO, TURBINA generatrice di BP.....	pag.350
○	Regolazione per riduzione del carburante (\dot{m}_b).....	pag.350
•	IMPIANTI a GAS BIALBERO, TURBINA generatrice di AP.....	pag.356
•	MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE INTERNA.....	pag.357
○	Introduzione.....	pag.358
○	CLASSIFICAZIONE MOTORI in base al tipo di ACCENSIONE.....	pag.361
▪	Motori ad ACCENSIONE COMANDATA.....	pag.361

➤ Anomalie di combustione (Velocità propagaz. di fiamma lenta, Detonazione).....	pag.364
▪ Motori ad ACCENSIONE per COMPRESSIONE.....	pag.366
➤ Anomalie di combustione (Rumorosità).....	pag.367
○ CLASSIFICAZIONE MOTORI in base ai TEMPI.....	pag.370
○ Albero a GOMITI.....	pag.376
○ Schemi di motori pluricilindrici.....	pag.381
○ Motori a "V".....	pag.381
○ Motori a STELLA.....	pag.385
○ Motori a STELLA PLURICILINDRICI.....	pag.386
○ LAVORO nel diagramma p-V _t (richiamo teorico).....	pag.388
○ CICLI LIMITE.....	pag.393
▪ Ciclo limite OTTO, DIESEL, SABATHE'.....	pag.394
○ CICLI REALI.....	pag.398
▪ Diagramma della DISTRIBUZIONE.....	pag.398
▪ Analisi degli anticipi e posticipi apertura/chiusura valvole.....	pag.400
➤ Apertura anticipata della valvola V _s (4).....	pag.400
➤ Apertura anticipata della valvola V _a (6 _a).....	pag.402
➤ Chiusura posticipata della valvola V _s (6 _e).....	pag.408
➤ Chiusura posticipata della valvola V _a (1).....	pag.408
▪ Coefficiente di RIEMPIMENTO λ _v	pag.405
➤ Andamento del coeff. di RIEMPIMENTO λ _v	pag.412
○ Motori 2T.....	pag.413
▪ Schemi di LAVAGGIO.....	pag.416
○ MODI di COMANDO VALVOLE.....	pag.417
○ FORMULE.....	pag.421
• DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA di un MOTORE.....	pag.428
○ Ipotesi semplificative.....	pag.428
○ Aumentare la P _u , a parità di cilindrata totale V.....	pag.429
○ Diminuire la cilindrata totale V, a parità di P _u	pag.431
○ Ottenere la max P _u , senza vincoli di cilindrata o cilindri o rpm.....	pag.438
• ANALISI DEI RENDIMENTI.....	pag.439
○ Analisi del rendimento limite (η _{lim}).....	pag.441
▪ Calcolo ESATTO η _{lim} per motori OTTO, per α ≥ α _{st}	pag.441
▪ Calcolo SEMPLIFICATO η _{lim} per motori OTTO, per α ≥ α _{st}	pag.445
➤ Ciclo AUSILIARIO OTTO, per α ≥ α _{st}	pag.447
▪ Calcolo ESATTO η _{lim} per motori OTTO, per α ≤ α _{st}	pag.452
▪ Calcolo SEMPLIFICATO η _{lim} per motori OTTO, per α ≤ α _{st}	pag.453
➤ Ciclo AUSILIARIO, per α ≤ α _{st}	pag.453
▪ RIEPILOGO η _{lim} per motori OTTO.....	pag.454
▪ DIAGRAMMI η _{lim} per motori OTTO.....	pag.454
▪ Calcolo ESATTO η _{lim} per motori DIESEL, per α ≥ α _{st}	pag.456
▪ Calcolo SEMPLIFICATO η _{lim} per motori DIESEL, per α ≥ α _{st}	pag.457

➤ Ciclo AUSILIARIO DIESEL, per $\alpha \geq \alpha_{st}$	pag.459
▪ Calcolo SEMPLIFICATO η_{lim} per motori DIESEL, per $\alpha \leq \alpha_{st}$	pag.460
➤ Ciclo AUSILIARIO DIESEL, per $\alpha \leq \alpha_{st}$	pag.460
▪ RIEPILOGO η_{lim} per motori DIESEL.....	pag.460
▪ DIAGRAMMI η_{lim} per motori DIESEL.....	pag.460
▪ Metodo alternativo di confronto η_{lim} tra i due motori OTTO e DIESEL.....	pag.462
▪ DIAGRAMMI η_{lim} per motori DIESEL.....	pag.465
○ Analisi del rendimento termodinamico ($\eta_{\theta i}$).....	pag.466
▪ Fughe.....	pag.467
▪ Scambi di calore.....	pag.480
▪ Incompletezza della combustione.....	pag.481
▪ Intempestività della combustione.....	pag.482
▪ Analisi del rendimento termodinamico $\eta_{\theta i}$ OTTO e Diesel in funzione di α	pag.485
▪ Analisi del rendimento termodinamico $\eta_{\theta i}$ OTTO e Diesel in funzione di n	pag.490
○ Analisi di P_{mi} , P_{me} , η_i , η_u in funzione di α per motori OTTO.....	pag.491
▪ Grafici finali.....	pag.494
○ Analisi di P_{mi} , P_{me} , η_i , η_u in funzione di α per motori DIESEL.....	pag.496
▪ Grafici finali.....	pag.498
○ Analisi del rendimento organico (η_o).....	pag.499
▪ Lavoro d'attrito (L_v).....	pag.502
▪ Grafici finali.....	pag.503
• ANALISI del COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO λ_v in funzione di n (rpm).....	pag.505
○ Laminazioni all'aspirazione e allo scarico.....	pag.506
○ Scambi di calore.....	pag.507
○ Fughe.....	pag.507
○ Effetti dinamici all'aspirazione.....	pag.507
• ALIMENTAZIONE Del CARBURANTE.....	pag.523
○ Pompe volumetriche.....	pag.524
○ Iniettori.....	pag.525
○ Common Rail.....	pag.526
• RILEVAZIONE SPERIMENTALE Delle PRESTAZIONI di un MOTORE ALTERNATIVO.....	pag.527
• ANDAMENTO di P_{me} , η_u , q_b IN FUNZIONE di n	pag.530
○ Analisi di P_{me} , η_u , q_b in funzione di n per motori OTTO.....	pag.530
○ Analisi di P_{me} , η_u , q_b in funzione di n per motori DIESEL.....	pag.532
• REGOLAZIONE dei MOTORI ALTERNATIVI.....	pag.537
○ Richiamo.....	pag.537
○ Regolazione motori OTTO.....	pag.538
○ Regolazione motori DIESEL.....	pag.542
• COMBUSTIONE.....	pag.543
○ Combustione motori OTTO.....	pag.543
○ Combustione motori DIESEL.....	pag.548

- **CORREZIONE DELLA POTENZA**..... pag.553
 - Introduzione..... pag.553
 - Correzione per motori OTTO..... pag.554
 - Correzione per motori DIESEL..... pag.558
- **SOVRALIMENTAZIONE**..... pag.559
 - Introduzione..... pag.559
 - Sovralimentazione con COMPRESSORE VOLUMETRICO..... pag.560
 - Sovralimentazione con TURBOCOMPRESSORE CENTRIFUGO..... pag.561
 - Con SERBATOIO..... pag.563
 - Senza SERBATOIO..... pag.564
 - Aumento della Potenza con sovralimentazione..... pag.565

ARGOMENTI TRATTATI dal Prof. ANTONIO MITTICA

- **TURBINE IDRAULICHE**..... pag.589
 - Introduzione (vedi formulario)..... pag.---
 - Similitudine fluidodinamica..... pag.589
 - N° di GIRI SPECIFICO (n_s)..... pag.591
 - PORTATA SPECIFICA (Q_s)..... pag.591
 - N° di GIRI CARATTERISTICO (n_c) (ω_c)..... pag.593
 - Curve CARATTERISTICHE..... pag.595
 - Caratteristica di PARZIALIZZAZIONE (della portata)..... pag.595
 - Caratteristica ad APERTURA COSTANTE (portata = COST)..... pag.596
 - Diagrammi COLLINARI..... pag.596
 - CLASSIFICAZIONE delle TURBINE IDRAULICHE..... pag.597
 - Grado di Reazione (χ) pag.597
 - Camera a Involucro, Distributore, Girante, Diffusori..... pag.598
- **TURBINE PELTON**..... pag.599
 - Triangoli di Velocità..... pag.600
 - Rendimento Idraulico (η_y), Coppia, Potenza..... pag.603
 - Massimo salto utilizzabile..... pag.606
 - N° di GIRI CARATTERISTICO (n_c)..... pag.606
 - REGOLAZIONE..... pag.607
- **TURBINE FRANCIS**..... pag.609
 - Altezza massima tra Uscita Girante e Pelo Libero scarico..... pag.611
 - Caduta nella turbina..... pag.613
 - Triangoli di velocità..... pag.614
 - Rendimento Idraulico (η_y)..... pag.614
 - Coeff. Di Velocità Periferica (k)..... pag.615
 - Portata (\dot{m}) pag.615
 - Potenza..... pag.615
 - N° di GIRI CARATTERISTICO (n_c)..... pag.615

○	Caratteristiche Costruttive (Distributore, Girante).....	pag.617
○	N° di pale Girante, e Frequenza di Oscillazione.....	pag.618
○	REGOLAZIONE.....	pag.619
●	TURBINE a ELICA e KAPLAN	pag.620
○	Conservazione del MOMENTO della QUANTITA' DI MOTO.....	pag.621
○	Triangoli di Velocità.....	pag.624
○	Rendimento idraulico (η_v).....	pag.625
○	Coeff. Di Velocità Periferica (k).....	pag.615
○	Portata (\dot{m}).....	pag.626
○	N° di GIRI CARATTERISTICO (n_c).....	pag.626
○	Caratteristiche Costruttive (Diffusore).....	pag.627
○	REGOLAZIONE.....	pag.628
●	PROTEZIONE CONTRO IL COLPO D'ARIETE	pag.629
●	CAVITAZIONE NELLE TURBINE IDRAULICHE	pag.630
●	TURBOPOMPE IDRAULICHE	pag.633
○	Introduzione.....	pag.633
○	Circuito Aperto/Chiuso.....	pag.634
○	Rendimento idraulico (η_v).....	pag.635
○	Potenza indicata/assorbita , Rendimento totale (η_p).....	pag.636
○	Grado di reazione (χ).....	pag.637
○	N° di GIRI SPECIFICO (n_c).....	pag.638
●	POMPE CENTRIFUGHE	pag.639
○	Triangoli di Velocità.....	pag.640
○	Teoria Unidimensionale (ψ , ξ , ϕ).....	pag.644
○	Rendimento idraulico (η_v).....	pag.645
○	Curve CARATTERISITCHE.....	pag.646
○	Punto di funzionamento.....	pag.647
○	N° di GIRI CARATTERISTICO (n_c).....	pag.647
●	POMPE A FLUSSO MISTO	pag.648
●	POMPE ASSIALI	pag.650
○	Triangoli di Velocità.....	pag.650
○	Curve CARATTERISITCHE.....	pag.652
○	N° di GIRI CARATTERISTICO (n_c).....	pag.653
○	REGOLAZIONE (riduzione di N e laminazione alla mandata).....	pag.653
○	Avviamento.....	pag.654
▪	Pompe autoadescenti.....	pag.655
○	Installazione.....	pag.656
●	CAVITAZIONE NELLE TURBOPOMPE IDRAULICHE	pag.657
○	Influenza sulle prestazioni.....	pag.661
○	Soluzioni per ridurre il pericolo di cavitazione.....	pag.664
●	ELIMINAZIONE DEL COLPO D'ARIETE	pag.666
●	POMPE IN SERIE	pag.667
●	POMPE IN PARALLELO	pag.668

• TRASMISSIONI IDRAULICHE	pag.669
• TRASMISSIONI IDROSTATICHE	pag.669
○ Introduzione.....	pag.669
○ Formule.....	pag.670
○ REGOLAZIONE.....	pag.671
▪ V_p VARIA , V_m COST.....	pag.671
▪ V_p COST , V_m VARIA.....	pag.672
▪ V_p VARIA , V_m VARIA.....	pag.672
• TRASMISSIONI IDRODINAMICHE	pag.673
○ GIUNTO idrodinamico	pag.674
▪ Scorrimento (S).....	pag.674
▪ Rendimento idraulico (η_v).....	pag.675
▪ Triangoli di Velocità.....	pag.675
▪ Rendimento del Giunto (η_G).....	pag.677
▪ COPPIE , PORTATA.....	pag.678
▪ ACCOPPIAMENTO GIUNTO-MOTORE A COMB. INTERNA.....	pag.681
○ CONVERTITORE DI COPPIA	pag.684
▪ Rapporto delle velocità (v).....	pag.684
▪ Triangoli di Velocità.....	pag.684
▪ COPPIE.....	pag.685
▪ Conversione di COPPIA (τ).....	pag.687
▪ Curve Caratteristiche.....	pag.688
▪ Rendimento idraulico (η_v).....	pag.688
▪ Varianti costruttive.....	pag.689
▪ ACCOPPIAMENTO CONVERTITORE-MOTORE A COMB. INTERNA.....	pag.691
• POMPE VOLUMETRICHE	pag.698
○ Introduzione.....	pag.698
○ Portata.....	pag.700
○ Ciclo di Lavoro IDEALE.....	pag.701
○ Ciclo di Lavoro REALE.....	pag.702
▪ Analisi ASPIRAZIONE reale.....	pag.702
➤ Inerzia del liquido (Δp_i).....	pag.702
➤ Perdite continue e localizzate nei condotti (Δp_r).....	pag.705
➤ Perdite di carico dalle valvole (Δp_v).....	pag.706
▪ Analisi MANDATA reale.....	pag.707
➤ Inerzia del liquido ($\Delta p'_i$).....	pag.702
➤ Perdite continue e localizzate nei condotti ($\Delta p'_r$).....	pag.705
➤ Perdite di carico dalle valvole ($\Delta p'_v$).....	pag.706
○ Rendimento idraulico (η_v).....	pag.709
○ Rendimento totale pompa (η_p).....	pag.709
○ Lavoro del ciclo Reale ($L_{c, reale}$).....	pag.709

○ Lavoro indicato assorbito dalla pompa ($L_{i,ass}$).....	pag.709
○ Potenza assorbita (P_{ass}).....	pag.709
○ Cassa d'aria.....	pag.710
○ GRADO DI IRREGOLRITA' (J).....	pag.711
○ Prestazioni.....	pag.711
○ Regolazione.....	pag.712
• POMPE PLURICILINDRICHE (descrizione)	pag.712
• POMPE ROTATIVE (descrizione)	pag.715
• COMPRESSORI VOLUMETRICI	pag.722
• COMPRESSORI ALTERNATIVI A STANTUFFO	pag.722
○ Introduzione e formule.....	pag.722
○ 1° caso limite.....	pag.725
○ 2° caso limite.....	pag.726
○ 3° caso limite.....	pag.726
○ Calcolo della T_2 di mandata.....	pag.727
▪ ipotesi MACCHINA ADIABATICA.....	pag.727
▪ ipotesi ASSENZA DI FUGHE.....	pag.728
○ Limitazione della VELOCITA' MEDIA stantuffo (u).....	pag.728
○ Scambi termici con le pareti.....	pag.729
○ REGOLAZIONE.....	pag.729
▪ VARIAZIONE del N° DI GIRI.....	pag.729
▪ LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE.....	pag.730
▪ RIFLUSSO ALLA MANDATA.....	pag.731
▪ LIMITAZIONE VOLUME UTILE DI ASPIRAZIONE.....	pag.731
▪ ADDIZIONI DI CAPACITA' ALLO SPAZIO MORTO.....	pag.732
○ Compressori a Doppio Effetto.....	pag.733
○ Compressore a Più Stadi.....	pag.733
▪ Regolazione del compressore a più stadi.....	pag.734
○ APPLICAZIONI.....	pag.734
• COMPRESSORI ROTATIVI	pag.735
○ Introduzione.....	pag.735
○ Compressori A PALETTE	pag.735
▪ Rapporto di Compressione Volumetrico.....	pag.735
▪ Ciclo di Lavoro.....	pag.736
▪ REGOLAZIONE.....	pag.738
➤ LAMINAZIONE ALL'ASPIRAZIONE.....	pag.738
▪ APPLICAZIONI.....	pag.738
○ Compressori A INGRANAGGI	pag.739
▪ Ciclo di Lavoro.....	pag.736
▪ Coefficiente di RIEMPIMENTO λ_v	pag.742
▪ Calcolo della T_2 di mandata (Riscaldamento del gas).....	pag.744
▪ Compressore a Più Stadi.....	pag.744
▪ APPLICAZIONI.....	pag.744

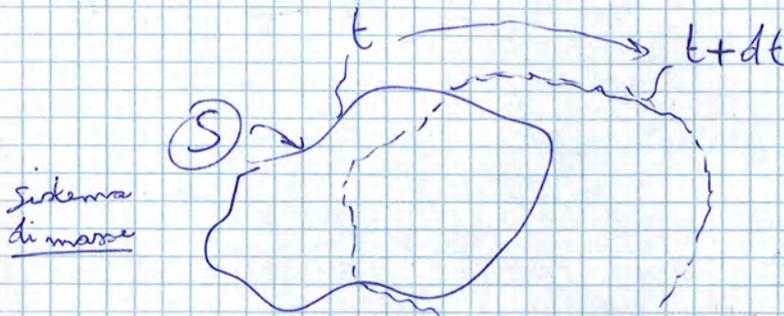
(MACCHINE)

①

PRINCIPI TERMODINAMICA $\left\{ \begin{array}{l} \text{il 1°!} \\ \text{il 2°!} \end{array} \right.$

Metodologie $\left\{ \begin{array}{l} \text{LAGRANGIANA (Sostanziale)} \rightarrow \text{vale col tempo!} \\ \text{EULERIANA (locale)} \end{array} \right.$
 fisso il sistema
 il quale si muove

Cominceremo con la LAGRANGIANA:



calore fornito AL sistema

1° PRINC. TERMO-LAGRAN

$$dQ = dQ_{fs} + dU^* + dE_c + dE_w + dE_{gr}$$

dQ_{fs} → forze di superficie
 dU^* → en. cinetica
 dE_c → centrifuga
 dE_w → gravitazionale
 dE_{gr} → gravitazionale

$dE_{c,w,gr}$

NOTA BENE:
 in corso le unità
 generiche.
 in STAMPATELLO le
 unità grandezze per
 unità di massa

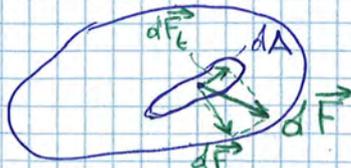
$dQ = dQ_{COND} + dQ_{CONV} + dQ_{IRR}$

COND: CONDUZIONE
CONV: CONVEZIONE
IRR: IRRAGGIAMENTO

$dU^* = dU_t + dU_{Ch}$

en. interna = en. interna termica + en. interna chimica (combustibili)

per dQ_{fs} :



NB: considero un
 elemento di superficie
 dA che esercita una
 dF all'esterno

Esiste un'altra formulazione del 1° PRINCIPIO (cioè per 3)

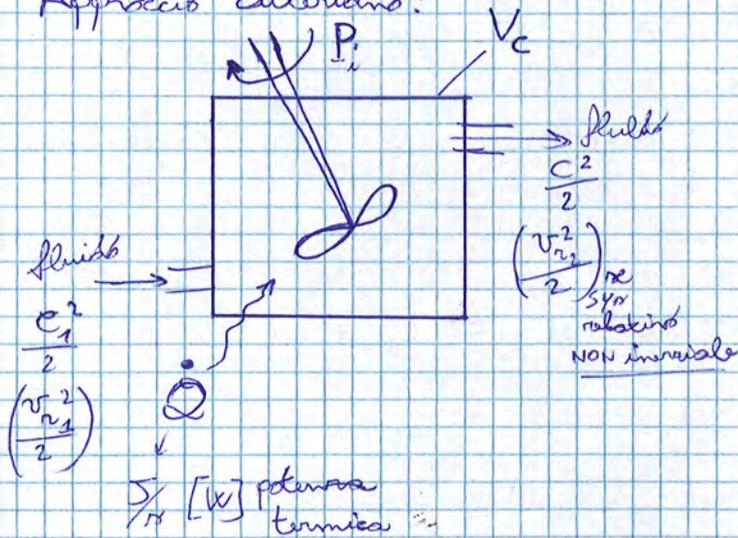
$$\delta Q + dL_{w_m} = dU^* + p dv$$

$\frac{J}{kg}$ $\frac{W}{kg}$ pressione unità di massa / m
 volume specifico m^3/kg

≥ 0 lavoro delle forze viscoso / dissipative, attrito
 lavoro di origine meccanica

Ora invece fissiamo l'attenzione sul volume di controllo V_c (Euleriano):

Approccio Euleriano:



N.B.:

l'elica (o elicottero) può portare dentro lavoro (macch. operatrice)
 oppure portare fuori lavoro (macch. motrice)

Moti permanenti o ciclici: sono 2 casi in cui il 1° PR-EULER è molto molto molto utile.

• Moti permanenti:

1° PR TERMO-EULERIANO

$$Q = L_i + \Delta i^* + \Delta E_c + \Delta E_w + \Delta E_{gr}$$

$\frac{J}{kg}$ lavoro indicato $\frac{J}{kg}$
 fatto sugli organi solidi mobili.
 (non è più il L_{ps} !!)

i : entalpia

(moto permanente o ciclici)!!

IMPORTANTE: errore madornale sarebbe usare questa formula nella fase di espansione o compressione di un pistone!!
 Si può applicare però ad interi cicli, purché si usino i valori medi.

Si dimostra che $\tau_{ij} = \tau_{ji}$. 

(5)

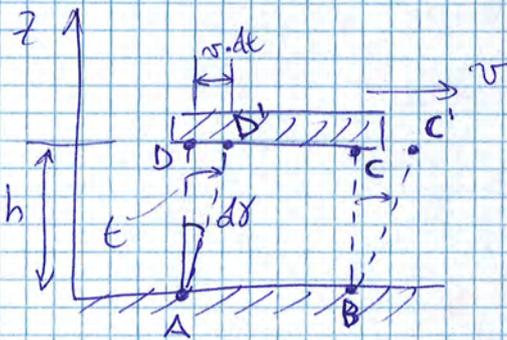
Operativamente cosa si fa?

prodotto tensoriale / scalare (bho!)

$$d\vec{F} = \vec{\Pi} \cdot d\vec{A}$$

$$d^3 \mathcal{L}_{\text{for}} = d\vec{F} \cdot d\vec{x}$$

Mentre in un solido che ammette un collegamento tra gli sforzi e le deformazioni (σ, ϵ), in un fluido si parla di collegamento tra sforzi e velocità di deformazione (è differente!)



passo da istante t a t' con $dt \sim 0$
 $\gamma \approx t\dot{\gamma}$ per $\dot{\gamma}$ molto piccolo.

$$d\gamma = \frac{v \cdot dt}{h}$$

$\div dt$

$$\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt} = \frac{v}{h}$$

è la velocità con cui
~~si~~ l'elemento si deforma

$$\tau = \mu \frac{v}{h} = \mu \cdot \dot{\gamma} \implies \text{ecco qui! la } \tau \text{ è proporzionale alla velocità di deformazione.}$$

$$\vec{\Pi} = \begin{vmatrix} \delta & 0 & 0 \\ 0 & \delta & 0 \\ 0 & 0 & \delta \end{vmatrix} \begin{array}{l} \text{no} \\ \text{sferici} \\ \text{tangenziali} \end{array} \quad \text{Sfera}$$

Proprietà (!):

$$\delta_x + \delta_y + \delta_z = \text{COST} \quad (\text{per cambiando la terna di rif!})$$

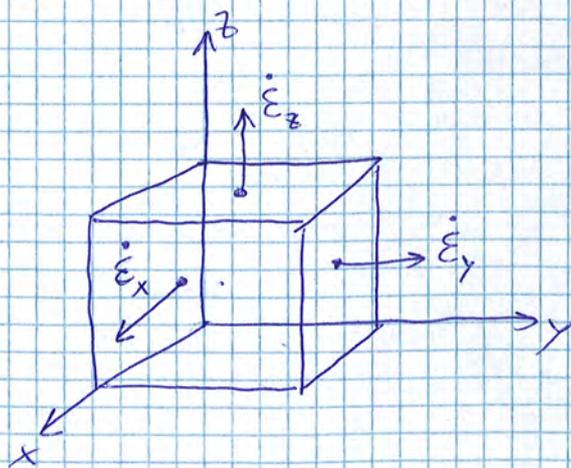
$$\delta_m = \frac{\delta_x + \delta_y + \delta_z}{3} = \text{COST} \iff \rho v = RT$$

media

Anche $\vec{\Delta}$ ha un invariante:

$$\dot{\Sigma}_m = \frac{\dot{\Sigma}_x + \dot{\Sigma}_y + \dot{\Sigma}_z}{3} = \text{COST} \quad (\text{per cambiando la terna di rif!})$$

Che applicazioni ho?:



Fluidi può essere:
chiamando campi

1) $0 < v < \approx 20 \text{ m/s}$ (fluidi "lenti") Calcolo semplice

2) $\approx 20 \text{ m/s} < v < \approx 80 \text{ m/s}$ Calcolo intermedio

3) $\approx v > \approx 80 \text{ m/s}$ Calcolo difficile

Campo 1) $v < \approx 20 \text{ m/s}$ MACCHINE VOLUMETRICHE 

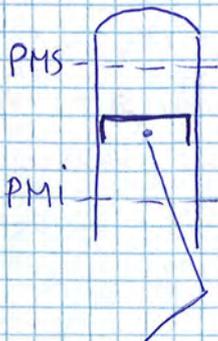
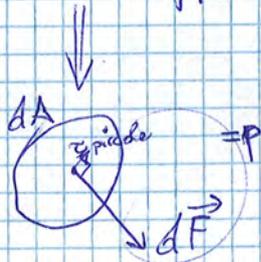
$\tau = \mu \frac{\partial v_i}{\partial j}$ $\Rightarrow \tau$ piccole (perché fluidi "lenti")

↓
allora lo possiamo trascurare, per cui nel tensore degli sforzi $\tau \approx 0$ e otteniamo:

$$\underline{\underline{\underline{\sigma}}} = \begin{vmatrix} \delta & 0 & 0 \\ 0 & \delta & 0 \\ 0 & 0 & \delta \end{vmatrix}$$

$\sigma = p$ pressione "tradizionale"!

↓
Quindi, so che $\tau \neq 0$ ma molto molto piccola. C'è un errore, ma trascurabilissimo!



Vel. media
 $15 \div 20 \text{ m/s}$, nei motori tradizionali, commerciali

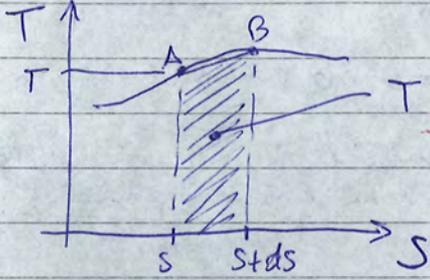
2° PR TERMO

$T \cdot dS = dQ + dL_{w,m} + dL_{w,ch}$

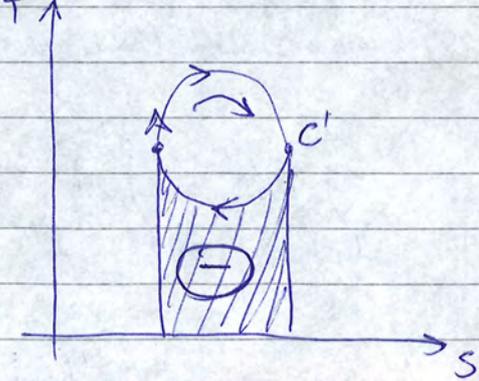
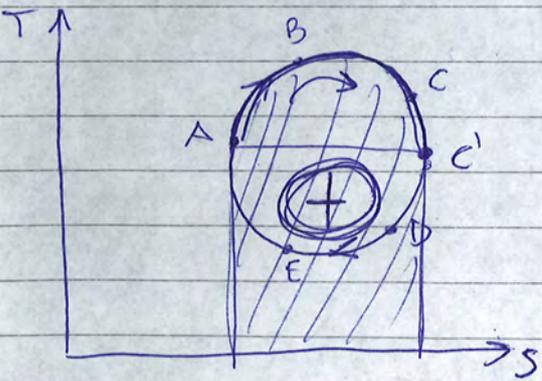
≥ 0 sempre!!

termine dissipativo quando ci sono REAZIONE CHIMICHE non in equilibrio (xket se non in equilibrio è $\neq 0$)

praticamente:



$T ds = dQ + dL_{w,m} + dL_{w,ch}$

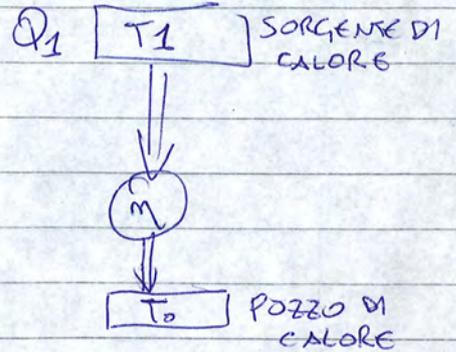
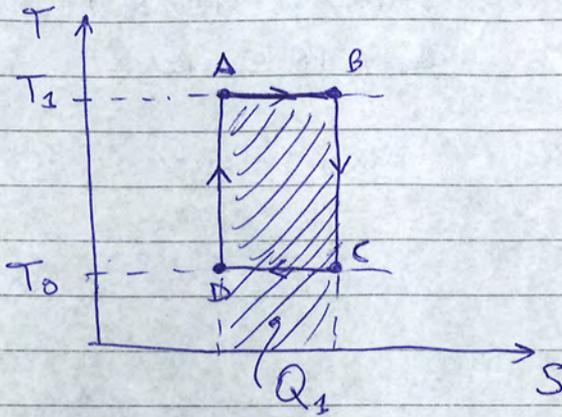


$\text{Area del ciclo} = \oint T dS = Q + L_{w,m} + L_{w,ch}$

"integrale chiuso" di circuitazione

dove $Q = Q_1^{(A,C)} - Q_2^{(C',A)}$

Per esempio: caso limite (di CARNOT)



Ciclo di Carnot: $\eta = 1 - \frac{T_{MIN}}{T_{MAX}} = 1 - \frac{T_0}{T_1}$

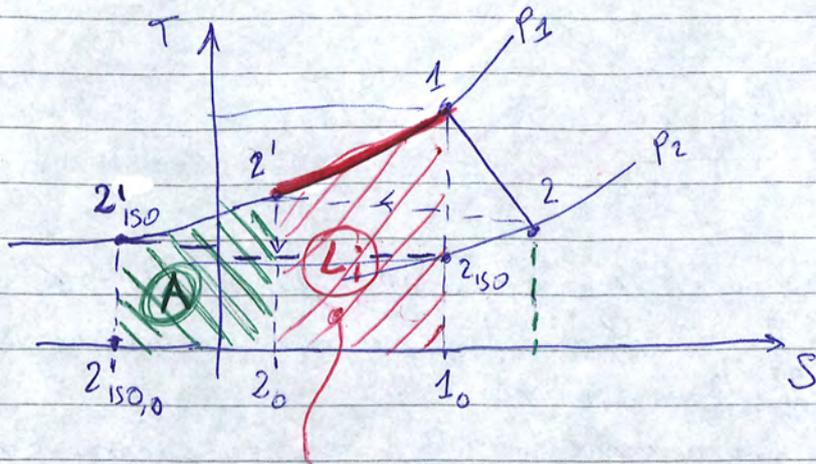
$$L_i = \eta Q_1$$

$$= \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) Q_1 \Rightarrow$$

È qui l'inghippo: se io prelevò un calore Q_1 ad una $T_1 \approx T_0$, di lavoro ne ottengo quasi 0!
 Viceversa, se Q_1 è prelevato ad una T_1 molto molto elevata allora ottengo un gran lavoro!
 più "qualità" di Q

↓
 più lavoro ottengo

EXERGIA



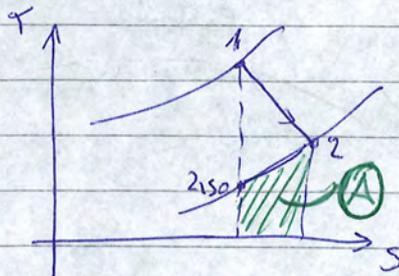
$C_p (T_1 - T_2) = L_i$ a pressione cost (lungo P_1)

$L_{i,150} = L_i + L_{L_{i,150}}$? NO!

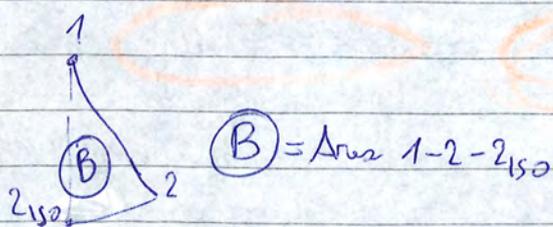
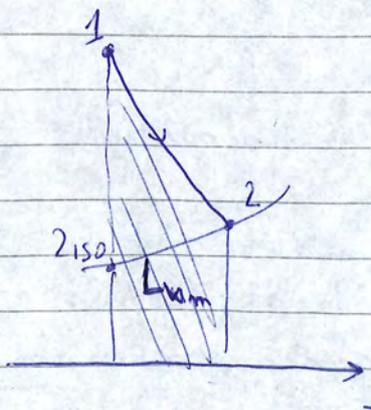
$L_{i,150} = C_{p(im)} (T_1 - T_{2,150})$ ← questo è sempre vero

$L_{i,150} = L_i + A$

quanto vale:



ottenuta per traslazione di $P_2 \rightarrow P_2$



$B = \text{Area } 1-2-2_{150}$

Allora:

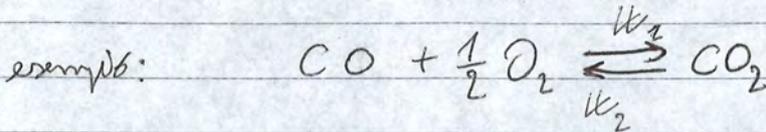
$A = L_{i,150} - B$

$L_{i,150} = L_i + L_{L_{i,150}} - B$

$\alpha < 14,6$ ^{carburante NON brucia tutto}
MISCELE RICCHE (ricche di CARBURANTE)

$\alpha > 14,6$ " " **POVERE** (povere di ")
 ↘ carburante
 brucia tutto, l'aria avanza

In realtà NON si arrivano mai alla completa combustione! perché c'è sempre un equilibrio chimico ⇌



$W = W_1 - W_2$ → all'equilibrio $W_1 = W_2$!
 velocità di reazione

↳ a seconda se il sistema è perturbato, tipo che fornisce calore dall'est. la reazione si oppone e si sposterà a SX, e viceversa (cambia l'equilibrio)
 Esempio questa reazione:

$T < 1850 K \rightarrow W_1 \rightarrow$ combustione completa

$T > 1850 K \rightarrow W_2 \leftarrow$ combustione incompleta

POTERI CALORIFICI → A VOLUME COSTANTE H_V ^{SUP H_{SV} ACQUA LIQUIDA}
 ↳ A PRESSIONE COSTANTE H_{IV} ^{INF H_{IV} ACQUA VAPORE}

$\frac{1}{1+\alpha}$ DI CARBURANTE!

$\frac{H_V}{1+\alpha} = C_V (T_{3,10} - T_2)$

intuitivo (?) Si e NO ☺

↓
 dipende che valori ci mettis

$\frac{H_{IV}}{1+\alpha} = C'_V (T_{3,10} - T_2)$

- C_V reagenti'
- C'_V prodotti'
- H_{IV} INFERIORE
- H_{SV} SUPERIORE

$1+\alpha = 1 + \frac{m_{a0}}{m_b} = \frac{m_b + m_{a0}}{m_b}$

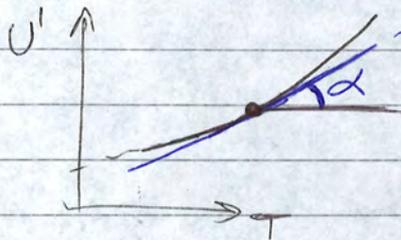
gas perfetti:

- $pV = R' T$ con $R' = \text{cost}$

- $C_p' = C_p'(T)$

- $C_v' = C_v'(T)$

- $R' = C_p'(T) - C_v'(T) = \text{cost}$ $\Rightarrow C_p \uparrow 15$ anche $C_v \uparrow 15$!



$\tan \alpha \sim C_v'$ C_v' è la pendenza!

$dU_t' = C_v' dT$

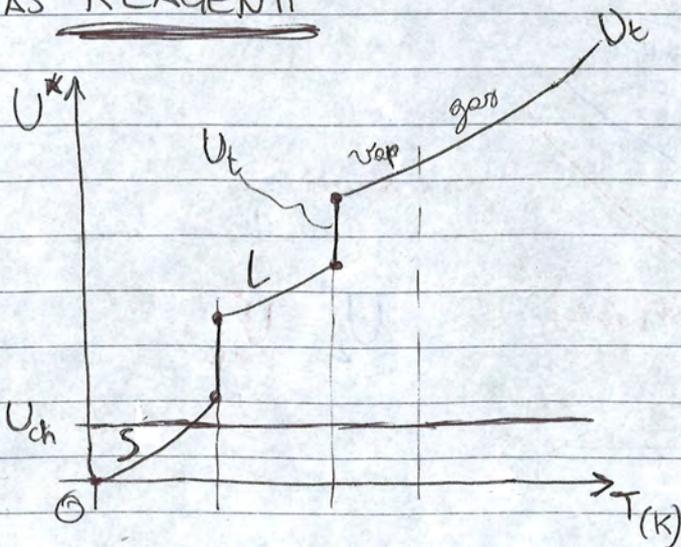
cioè

$\frac{dU_t'}{dT} = C_v'$

$C_v'(T) \uparrow \Rightarrow T \uparrow$

$C_v'(T) \downarrow \Rightarrow T \downarrow$

GAS REAGENTI



$U^* = U_t + U_{ch}$ molto grande

- $U_{ch} = \text{cost}$ (non varia con T)

- $pV = RT$

- $C_v = C_v(T)$

- $C_p = C_p(T)$

- $\text{ma } C_v(T) < C_p'(T)$

cioè la curva reagenti cresce meno dei prodotti

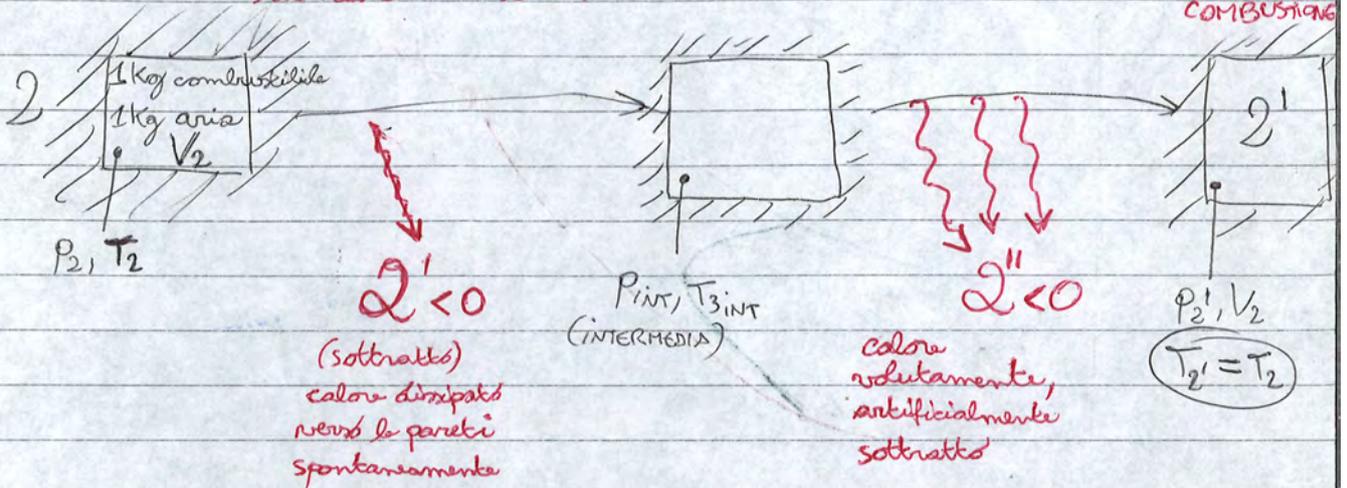
Ma dove sta l' H_v potere calorifico? →

quando non abbiamo quelle curve sperimentali

Allora, come lo si misura?

H_v

Si lascia la combustione



$H_{iv} = |Q'| + |Q''|$ ← definizione del potere calorifico INFERIORE (cioè con acqua vaporizzata!) (Telovate!)

1° PR. TERMO - SOSTANZIALE (Lagrange)

- ↳ Sistema $(1+\alpha)$ Kg
- ↳ Evoluzione da 2 a 2'

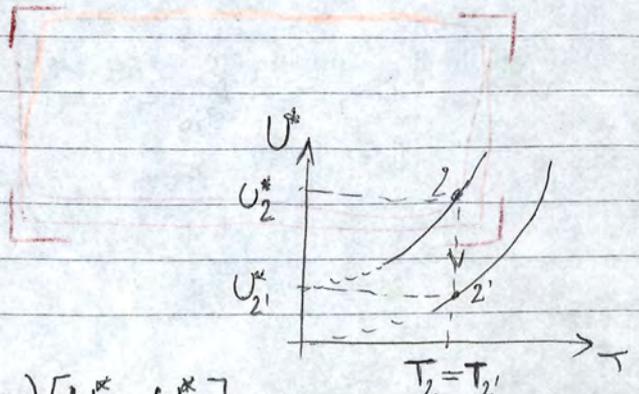
$1+\alpha = 1 + \frac{m_a}{m_b} = \frac{m_b + m_a}{m_b}$

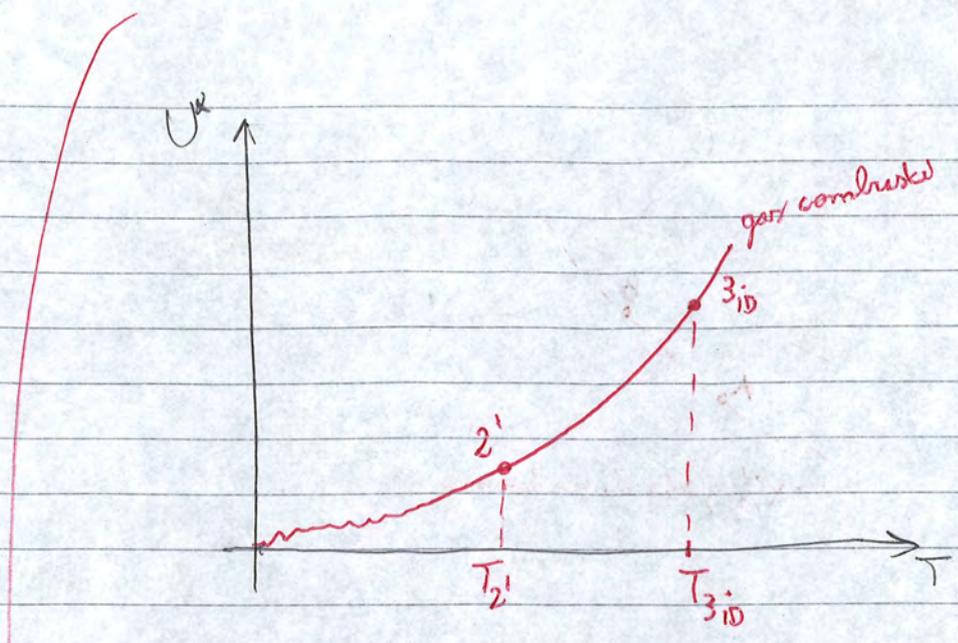
$Q = \underbrace{Q_{fs}}_{\rightarrow 0 \text{ (pareti ferme)}} + \Delta U^* + \underbrace{\Delta E}_{\rightarrow 0 \text{ (c.w.g.n.)}}$

$Q = \Delta U^*$

$Q = Q' + Q'' = -H_{iv}$

$-H_{iv, T_2} = \Delta U^* \rightarrow \Delta U^* = (1+\alpha)[U_{2'}^* - U_2^*]$





$$U_{3_{iD}}^* - U_{2'}^* = (U_{t_{3_{iD}}} - U_{t_{2'}}) + (U_{ch_{3_{iD}}} - U_{ch_{2'}})$$

$$= \int_{T_{2'}}^{T_{3_{iD}}} c'_v dT = c'_{v_{mm}} (T_{3_{iD}} - T_{2'})$$

(medio)

perché, come già detto, i gas combusti hanno energia chimica NON sfruttabile! quindi = 0

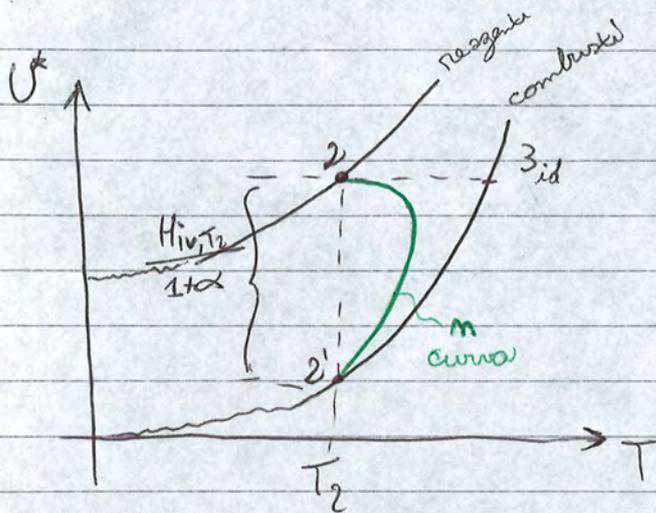
$$\frac{H_{iv, T_2}}{1+\alpha} = c'_{v_{mm}} (T_{3_{iD}} - T_{2'})$$

con $T_{2'} = T_2$!!!

allora sembrerebbe che il 2 sia indipendente dalle linee m o m'.
 E invece NO! → Il fatto è che noi abbiamo corretto il processo a bruciare a Volume costante!

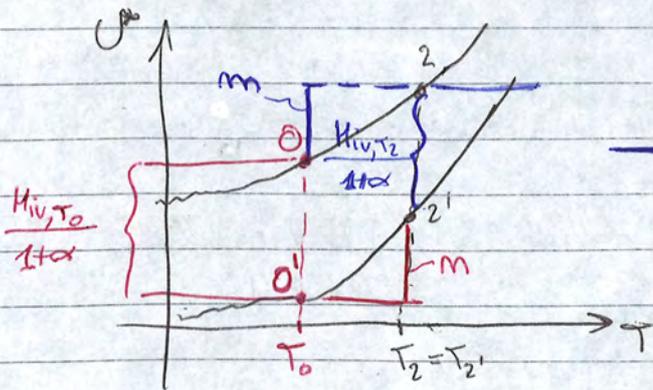
Fine

Lezione 3-1



~~1 kg miscela~~
~~1/2~~

Il H_{iv} è sempre funzione della T e cui si misura. Ma non è che abbiamo disponibile H_{iv} a tutte le T possibili! E quindi: è sufficiente avere il valore ad 1 temperatura e poi si ricava quello che ci serve. Esempio:



$$\frac{H_{iv,T_0}}{1+\alpha} + m = \frac{H_{iv,T_2}}{1+\alpha} + m$$

INCOGNITA

$$\left\{ \begin{aligned} m &= U_2^* - U_0^* = C_{v,m} (T_2 - T_0) \\ m &= U_{2'}^* - U_{0'}^* = C'_{v,m} (T_2 - T_0) \end{aligned} \right.$$

$$\frac{H_{iv,T_0}}{1+\alpha} + C_{v,m} (T_2 - T_0) = \frac{H_{iv,T_2}}{1+\alpha} + C'_{v,m} (T_2 - T_0)$$

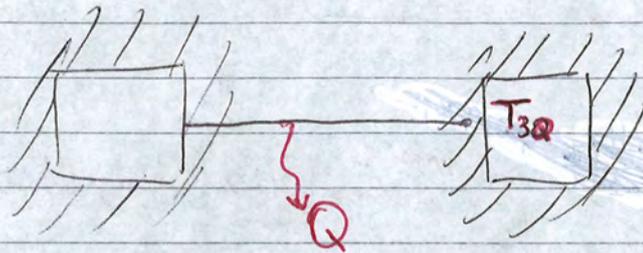
$$\frac{H_{iv,T_0}}{1+\alpha} + (T_2 - T_0)(C_{v,m} - C'_{v,m}) = \frac{H_{iv,T_2}}{1+\alpha}$$

~~$\frac{H_{iv,T_2}}{1+\alpha} = \frac{H_{iv,T_0}}{1+\alpha} + C'_{v,m} (T_2 - T_0)$~~

$$\frac{H_{ivT_2}}{1+\alpha} = \overbrace{C'_{vm} (T_{3D} - T_2)}^q + \overbrace{K (T_{3D} - T^*)^2}^p$$

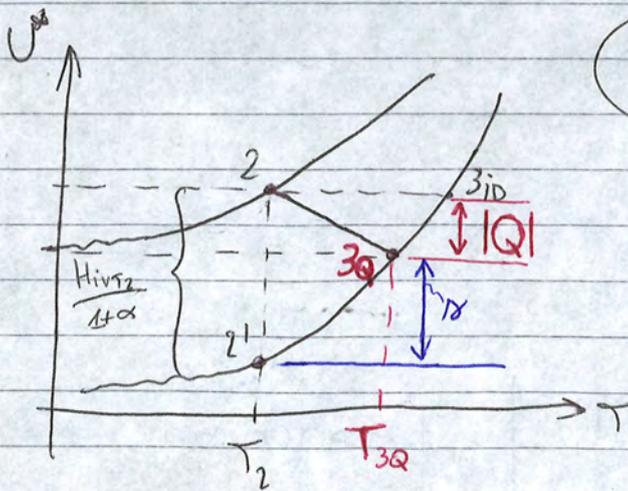
$T_{3D} \rightarrow$ TROVATO

2) COMBUSTIONE CON (Q) SCAMBIATO



$$Q = L \frac{1}{15} + \Delta U^* + \Delta E_{\text{cambi}} \rightarrow = 0$$

$$Q = \Delta U^*$$



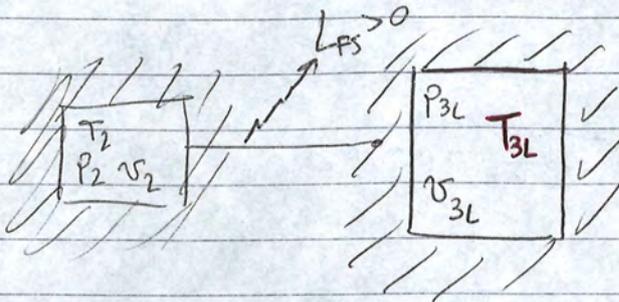
CASO:
 $Q < 0$ (uscite)

Graficamente trovarei T_{3Q} .
 Oppure se non ho tabelle, è estremamente utile il H_{ivT_2}

$$\frac{H_{ivT_2}}{1+\alpha} = r + |Q| = C'_{vm} (T_{3Q} - T_2) + |Q| \quad T_{3Q} \rightarrow \text{TROVATO} \quad (Q < 0!)$$

4) COMBUSTIONE CON LAVORO (L)

↓
qualche parete si muove



$L_{FS} > 0$ USCENTE

$$\overset{\Delta=0}{Q} = L_{FS} + \Delta U^* + \overset{\Delta=0}{\Delta E_{ewgr}}$$

$$L_{FS} = -\Delta U^* \rightarrow \boxed{\Delta U^* = -L_{FS}}$$

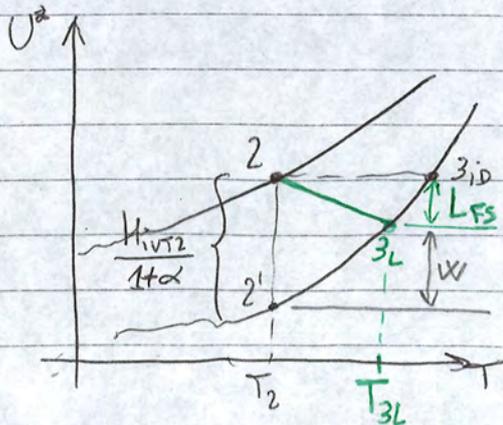
$$L_{FS} > 0 \rightarrow \Delta U^* < 0 \text{ cioè } \Delta U_t + \Delta U_{ch} < 0$$

Ciò, la U_{ch} non si trasforma ^{100%} tutta in U_t ma un po' viene trasformata in lavoro della forma di superficie

oppure scritto così:

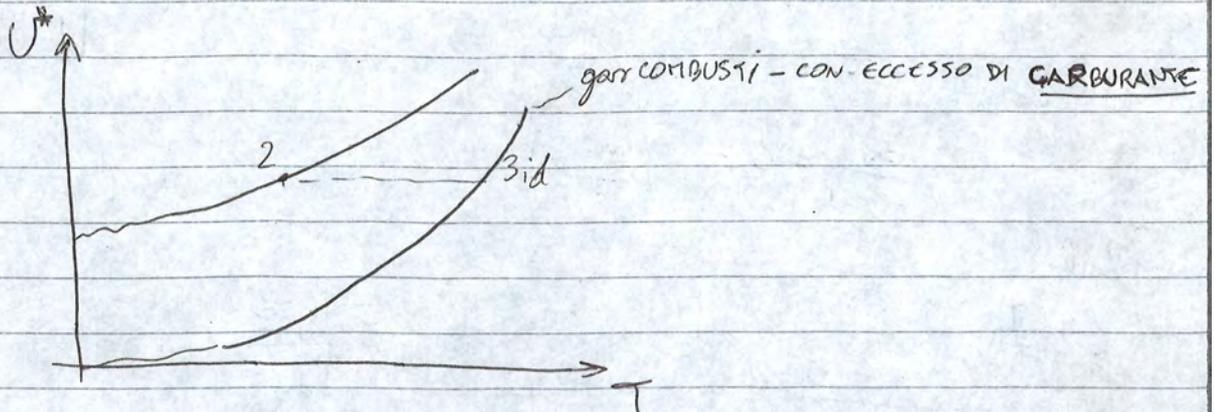
$$\Delta U_t + \Delta U_{ch} + L_{FS} = 0$$

↓
< 0



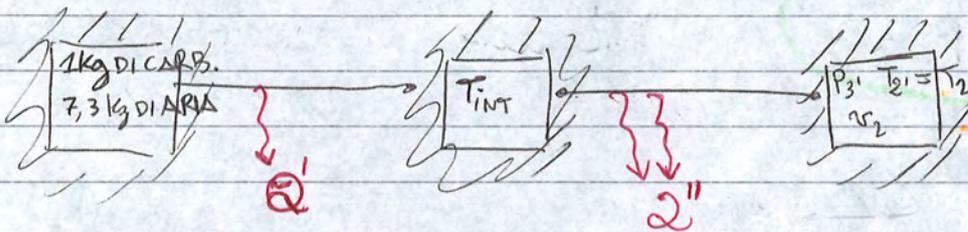
CASO $L_{FS} > 0$

Graficamente troverai T_{3L}
oppure
non ancora l' H_{iv2}



MA NON ESISTONO I DIAGRAMMI ↑↑ CON ECCESSO DI CARBURANTE, E NESSUNA LA FORMULA DELL'U* !! → AZZ!

In LAB si potrebbe calcolare il H_{ivt2} IN PRESENZA DI ECCESSO DI CARBURANTE:



Si potrebbe così definire:

$$H_{ivt2(\text{eccesso})} = |Q'| + |Q''| \quad (\text{ma nella } H_{ivt2(\text{eccesso})} \neq H_{ivt2})$$

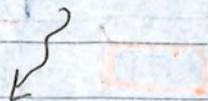
E quanto varrebbe $H_{ivt2(\text{eccesso})}$? → INTUO: LA MESA! perché $\alpha = 0,5$ cioè MESA CARBURANTE NON BRUCIA

↓
CONCETTUALMENTE è sbagliato xkè la parte di carburante che non brucia NON resta in disparte ma interagisce!

↓
PRATICAMENTE È CORRETTISSIMA

Fine

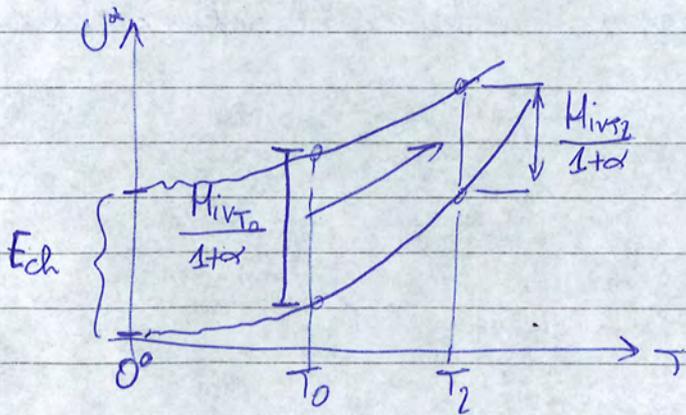
da $1NT \rightarrow 2'$ si va molto lentamente in modo tale da consentire alla reazione di trovare via via equilibri chimici, ne risulta che quando andiamo sotto 1850K il CO in eccesso che si era formato ~~si~~ "regredisce" (??) e alla fine si avrà pochissimo CO all'equilibrio.

alla fine $H_{iv20,5} \cong 0,5 H_{iv2}$ (Blo!) 

E allora:

$$m_b \frac{\alpha}{\alpha_{ST}} \frac{H_{iv2}}{1+\alpha} = C'_{vm} (T_3 - T_2) + K(T_3 - T^*)^2 + |Q| + L_{fs} \quad (\alpha \leq \alpha_{ST})$$

Un'altra cosa: i pot. calorifici sono sempre funzione della T



al salire della T , il pot. calorifici diminuisce (le curve tendono a convergere)

Intuito: si potrebbe pensare

che l' $E_{ch} = H_{ivT} \rightarrow$ NO! anzi, solo all'0° assoluto l' $H_{iv} \equiv E_{ch}$.

$$\begin{cases}
 U^* = U_t + U_{ch} \\
 i = U_t + p\sigma \\
 i^* = U_{ch} + i = U_{ch} + U_t + p\sigma \\
 \Delta U^* + \Delta(p\sigma) = \Delta i^*
 \end{cases}$$

ENTALPIA!

L'uso dell' i è solo per comodità perché ci evita di scrivere 2 termini...

$$Q = \Delta i^* + \Delta E_{cwgpr} \quad (p = \cos \alpha)$$

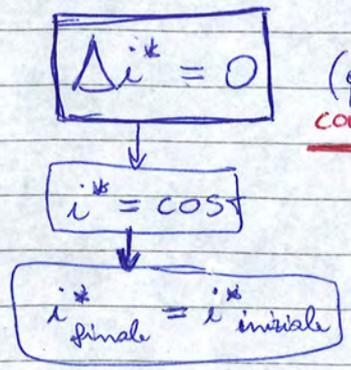
formula generale sempre valida in tutte le trasformazioni a $p = \cos \alpha$

Calcolo della T_{310}

- 1) $\Delta E_{cwgpr} = 0$
- 2) $Q = 0$
- 3) Combustione ideale (ox completa = tutto verso destra)

$$Q = \Delta i^* + \Delta E_{cwgpr}$$

$\rightarrow = 0$ $\rightarrow = 0$



$(p = \cos \alpha)$
COMB. QUALSIASI!

$$i_{FINALE}^* - i_{INIZIALE}^* = 0$$

$$(U_p^* - U_i^*) + \Delta(p\sigma) = 0$$

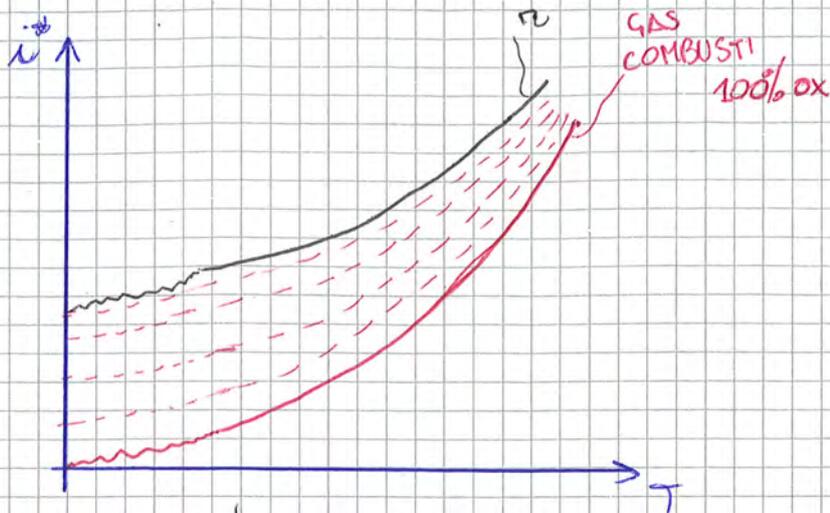
L_{fs}

$$(U_{tp} - U_{ti}) + (U_{chf} - U_{chi}) + L_{fs} = 0$$

$$\Delta U_t + \Delta U_{ch} + L_{fs} = 0 \quad (p = \cos \alpha)$$

COMB. QUALSIASI!

$\leftarrow < 0 \rightarrow$



CASO A $V=const$

$\Delta U^* = 0$

" C_v "

" C_v "

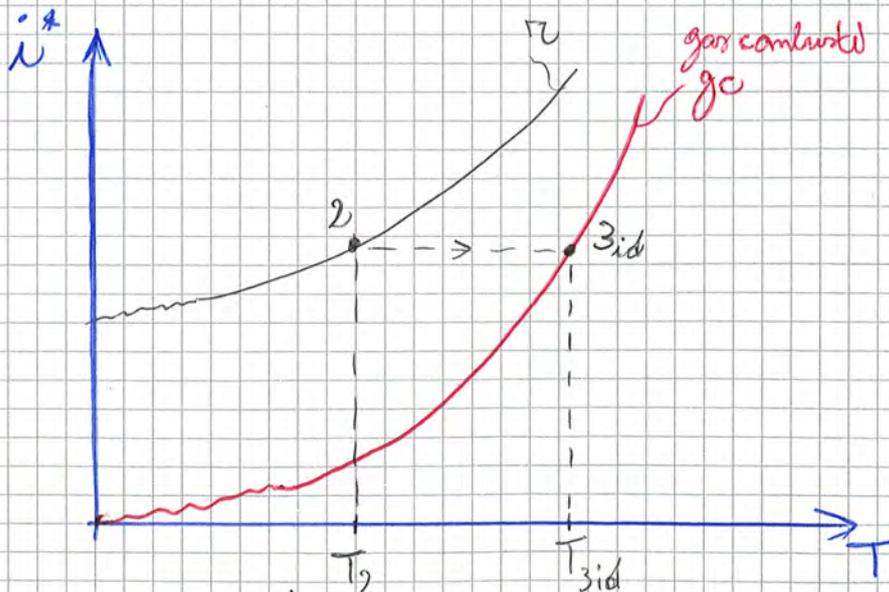
CASO A $P=const$

$\Delta i^* = 0$

" C_p "

" C_p "

LEZIONE 4-2



$\rightarrow \boxed{\Delta i^* = 0} \rightarrow i_2^* = i_{3id}^*$

1° PR:

$$Q = \Delta i^* + \Delta E_{cwg} \quad (p = \cos \alpha)$$

\downarrow
 $\rightarrow = 0$

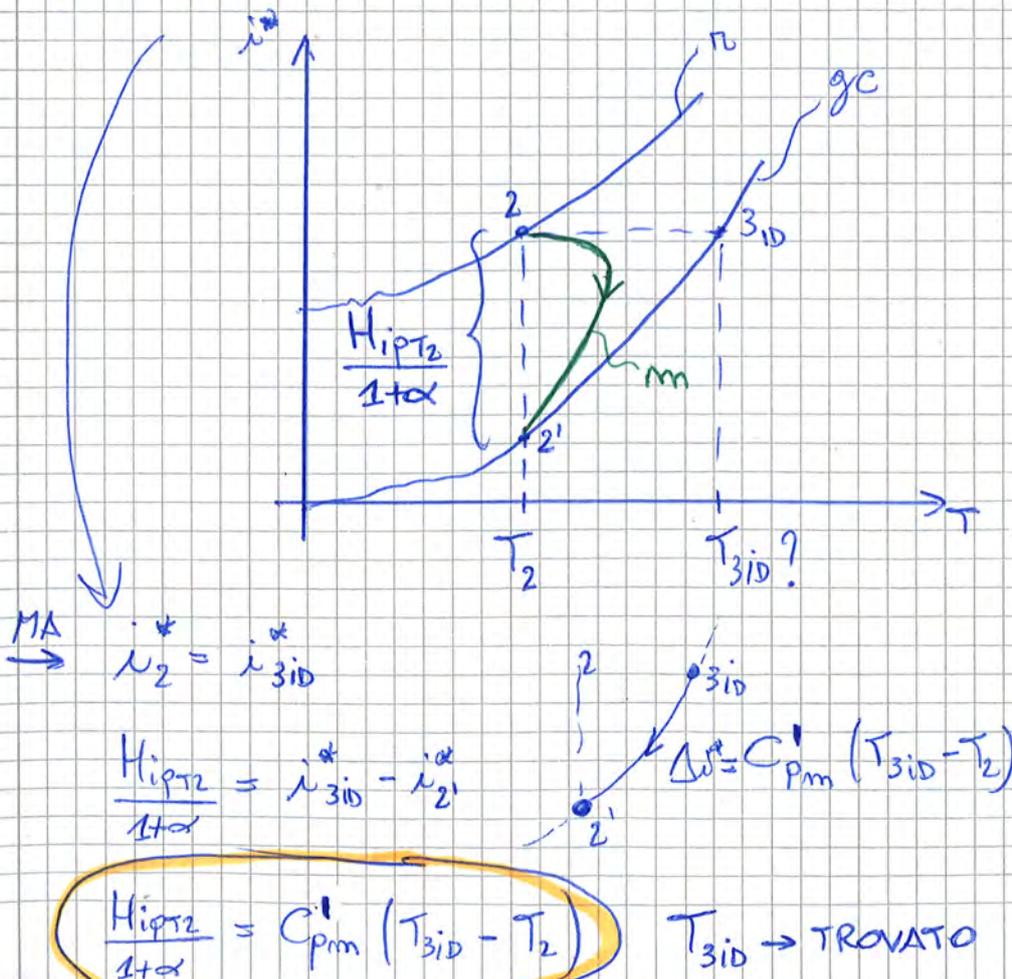
1) applicato a 1-1 kg

2) applicato a 2-2'

$$-H_{ipr2} = \underbrace{(1+\alpha)}_{\text{metale}} \cdot \underbrace{\Delta i^*}_{\text{5/kg}}$$

$$-H_{ipr2} = (1+\alpha)(i_2^* - i_2'^*)$$

$$\frac{H_{ipr2}}{1+\alpha} = i_2^* - i_2'^*$$



MA $\Delta U_v = \Delta U_p$

(1) - (2)

$$H_{iPT2} - H_{ivT2} = -(1+\alpha) \Delta(pv)$$

$$H_{iPT2} = H_{ivT2} - \underbrace{(1+\alpha) \Delta(pv)}_{L_{FS} (5)}$$

$$\frac{H_{iPT2}}{1+\alpha} = \frac{H_{ivT2}}{1+\alpha} - \Delta(pv) = \frac{H_{ivT2}}{1+\alpha} - \left[\underbrace{p_2 v_{2p}'}_{R'T_2} - \underbrace{p_2 v_{2p}}_{RT_2} \right]$$

$$\frac{H_{iPT2}}{1+\alpha} = \frac{H_{ivT2}}{1+\alpha} - (R' - R) T_2$$

QUESTA CI PERMETTE DI CALCOLARE L' H_{iP} PARTENDO DA H_{iv}

DI SOLTO $R' - R$ MOLTO PICCOLA

$\Delta < 1 \div 1,5\%$ → quando il risultato che vogliamo li possiamo accettare con un' approssimazione del $1 \div 1,5\%$ allora possiamo utilizzare qualunque potere calorifico, e/o a qualunque temperatura

Esempio esplicativo: confronto

$T_{3i0,p}$ $T_{3i0,v}$

$$\begin{cases} \frac{H_{iPT2}}{1+\alpha} = C'_{pm} (T_{3i0,p} - T_2) \rightarrow \\ \frac{H_{ivT2}}{1+\alpha} = C'_{vm} (T_{3i0,v} - T_2) \rightarrow \end{cases} H_{iPT2} \cong H_{ivT2}$$

• Caso ideale: $Q = 0$; $\Delta E_{cugr} = 0$; Combustione ideale

$$Q = \Delta i^* + \Delta E_{cugr}$$

$\xrightarrow{=0}$ $\xrightarrow{=0}$

$\Delta i^* = 0$
}
vale
(

- FLUSSO PERMANENTE
- $Q = 0$
- $\Delta E_{cugr} = 0$
- per %OX intermedie

)

↓
 guarda caso: è la stessa equazione di prima sulla combustione a pressione costante

4/11

calibrazione ok!

• Caso reale nei COMBUSTORI $\alpha > \alpha_{ST}$, $Q \approx 0$, $\Delta E_{cugr} = 0$

↳ x incombusti

$$m_b \frac{H_{ip12}}{1+\alpha} = C_{pm}' (T_3 - T_2) + K (T_3 - T_2)^2$$

$$m_b \frac{H_{ip12}}{1+\alpha} = C_{pm}' (T_3 - T_2) \quad \text{Se } T_3 < 1850 \text{ K (DISSOCIAZIONE NULLA)}$$

- 1) Studio delle calceie
- 2) Quanta energia si possa ottenere da 1Kg di carburante

} 2 argomenti che faremo (forse) a fine corso

ma al momento preferiamo per bene le formule finite/conclusioni

$$\eta_u = \frac{L_u}{H_{iprto}}$$

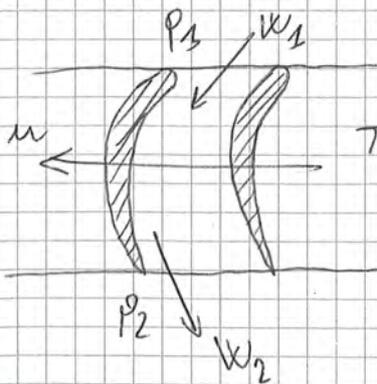
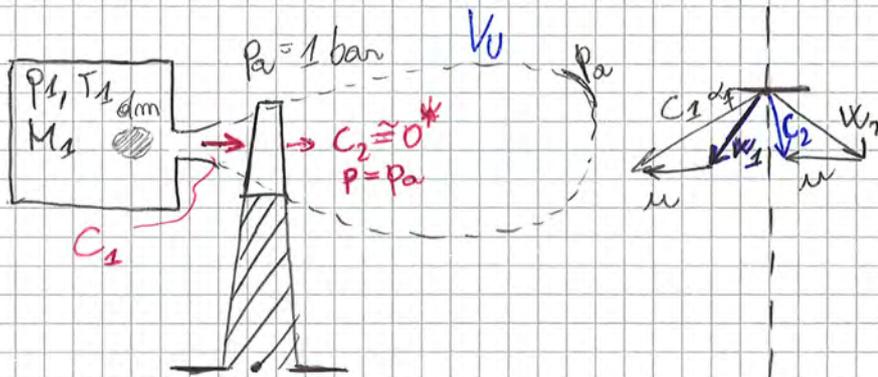
Fine

LEZIONE 5_1

Esercizio

$V = 0,1 \text{ m}^3$
 $T = 800 \text{ K}$

TURBINA AD AZIONE $\Rightarrow \Delta p = 0$

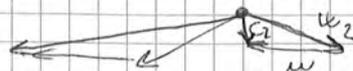


TURB. AD AZIONE

IDEALE IDEALE
 $p_1 = p_2, w_1 = w_2$

il fluido NON espande
 né si comprime
 Ma comunque fa lavoro

* VINCOLO dato dal testo: - tutto la C_1 diventa lavoro sulla turbina



- no perdite nella girante
- da p_1 a $p_a \rightarrow$ trasformazione ISENTROPICA \square

[5]

$\mathcal{Q} = \mathcal{L}_{FS} + \Delta \mathcal{U} + \cancel{\Delta \mathcal{E}_c} + \cancel{\Delta \mathcal{W}} + \cancel{\Delta \mathcal{E}_{gn}}$

$\begin{matrix} \text{1} & \xrightarrow{\text{int}} & \text{2} \\ \approx 0 & & \approx 0 \end{matrix}$

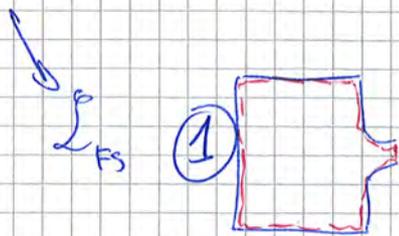
$\begin{matrix} \text{NO REAZ. CHIMICA} \\ \Delta \mathcal{U}_{ch} + \Delta \mathcal{U}_t \\ \approx 0 \end{matrix}$

≈ 0 gas
 ≈ 0 SYS INERZIALE x, y, z.

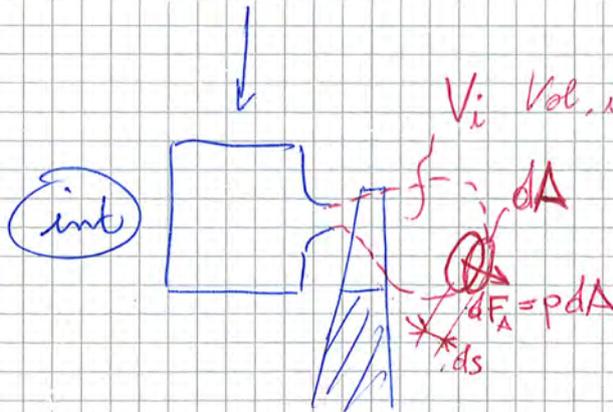
"fatto nel contornò del sistema"

$\mathcal{Q} = 0 \rightarrow$ x/cò il tubo non bice nulla e proprio, e poi l'espansione è molto veloce per cui ≈ 0

$0 = \mathcal{L}_{FS} + \Delta \mathcal{U}_t$



dato che $C_2 \approx 0$, non ci saranno sforzi tangenziali sulla superficie di controllo perché il fluido sarà fermo.



V_i Vol. intermedidiò

il dA applica forza sull' esterno e inoltre si muove. Quindi ~~compie~~ \mathcal{L}_{V_i}

+ Lavoro meccanico fatto dalla girante \mathcal{L}_t

$\mathcal{L}_{FS} = \mathcal{L}_t + \mathcal{L}_{V_i}$

$d^3 \mathcal{L}_{V_i} = \vec{dF}_A \cdot \vec{dS} = \underbrace{p dA}_{d^3 V_i} \cdot \vec{dS} = p d^3 V_i$

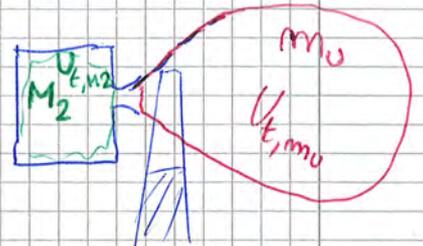
- nella temp
 - nella direzione x
 - nella direzione y

} = nella superficie S

$\Delta U_t = \Delta U_{t,mu} + \Delta U_{t,M_2}$ ← scriviamo così

$= m_u (U_{t,mu} - U_{t,1}) + M_2 (U_{t,M_2} - U_{t,1})$

$= m_u C_v (T_{mu} - T_1) + M_2 C_v (T_{M_2} - T_1)$



$\Delta U_t = m_u C_v (T_u - T_1) + M_2 C_v (T_u - T_1)$

$= (m_u + M_2) C_v (T_u - T_1)$

$\Delta U_t = M_1 C_v (T_u - T_1)$

$T_1 = \text{NOTA}$

$\frac{T_u}{T_1} = \left(\frac{p_u}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$

espansione ISOENTROPICA

$T_1 = 527^\circ\text{C}$

$T_u = 302,7\text{K} \Rightarrow 29,7^\circ\text{C}$

$M_1 = V_1 \rho_1 = V_1 \frac{p_1}{RT_1} = 1,307\text{Kg}$

ΔU_t calcolato.

(51)

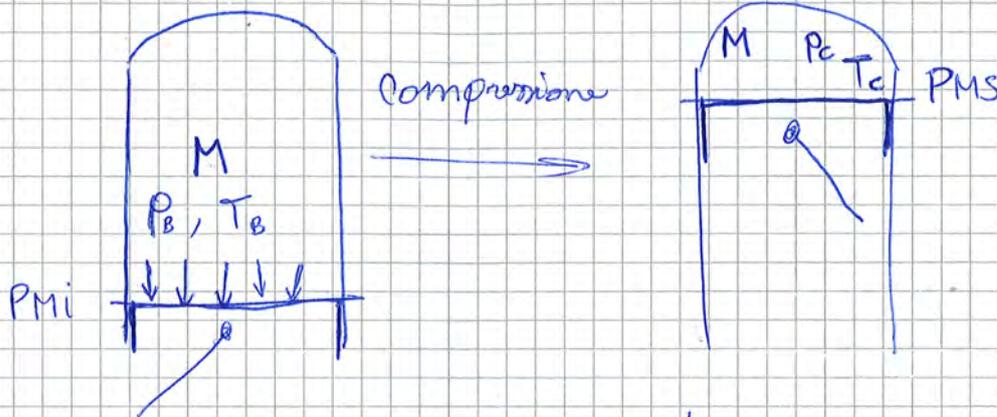
$$B \begin{cases} p_B = 90 \text{ kPa} \\ T_B = 273 + 21 \text{ K} \end{cases}$$

$$C \begin{cases} p_C = 320 \text{ kPa} \\ T_C \end{cases}$$

L_{fs}
 $? = L_{da B \rightarrow C}$
 $Q_{scambiato}$
 $M_v ?$

~~$L_{km} \approx 0$~~ $L_{km} \approx 0$ *dato dal testo (?)*

Come lo risolviamo?



1 PR - ~~Euleriano (locale)~~ \rightarrow NO! xkè questa NON è un ciclo, è una TRASFORMAZIONE.
 \swarrow
Lagrangiano

$$Q = L_{fs} + \Delta U^* + \Delta E_{cwgpr}$$

$\Delta \approx 0$

$\Delta U_{ch} = 0$ NO TRASF. CHIMICA

$\Delta U_t = \text{○}$ calcolabile

Q e L_{fs} *sono* 2 incognite ... per ora mi fermo qua

53

$$Q = -Q_c = -339,4 \text{ J}$$

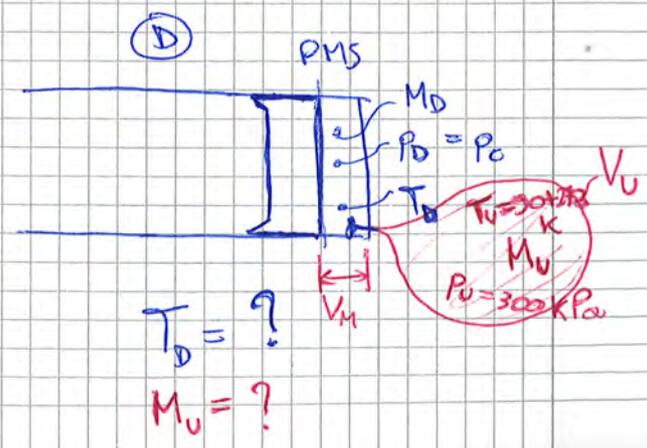
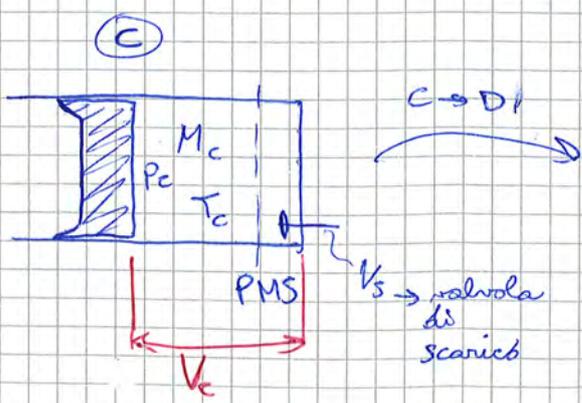
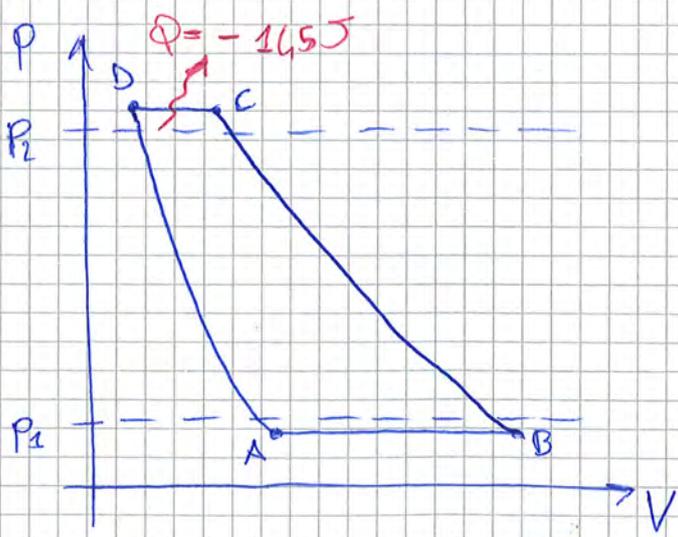
$$Q = Q_{ps} + \Delta U_t$$

$$= -Q_c + M C_v (T_c - T_B)$$

$$M = V_B \rho_B = (V_H + V) \frac{P_B}{R T_B} = 3,52 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

$$T_c = T_B \left(\frac{P_c}{P_B} \right)^{\frac{m-1}{m}} = 408,7 \text{ K}$$

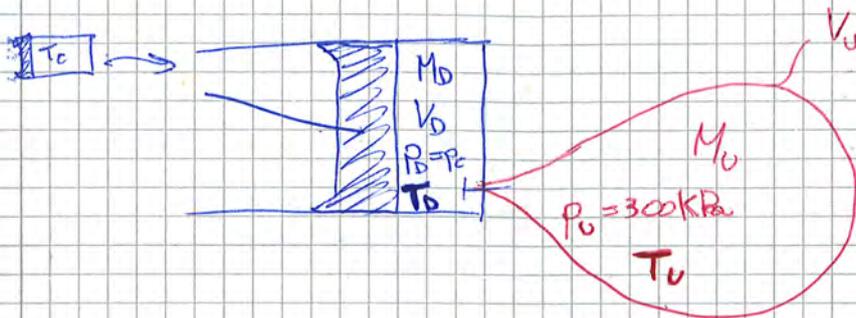
$Q = -40,9 \text{ J}$ calore sottratto al sistema



~~la ② → ③~~ la ③ → ② → ① = compare M_u

Ma ΔM_t ancora la devo calcolare!

③ → ①



$$\Delta M_t = M_u C_v (T_u - T_c) + \underbrace{M_b}_{(M_c - M_u)} C_v (T_b - T_c) \quad (4)$$

Il prof ha fatto così e ha dato questa:

$$M_u C_p T_u = Q + p_c (V_c - V_b) + \frac{1}{k-1} (V_c p_c - V_b p_b)$$

$$M_u = 2,641 \cdot 10^{-3} \text{ Kg}$$

NOTA: T_b si può calcolare anche facendo così

$$M_u \Rightarrow M_b = M_c - M_u$$

$$M_b = V_b \frac{p_b}{RT_b} \rightarrow T_b$$

Fine LE3.5-5

1° PR → Euleriano ciclico

$$Q = L_i + \cancel{\Delta U^*} + \cancel{\Delta E} / \text{cwgpr}$$

$\begin{matrix} \rightarrow = 0 \\ \downarrow = 0 \end{matrix}$
 $1 \rightarrow 6$

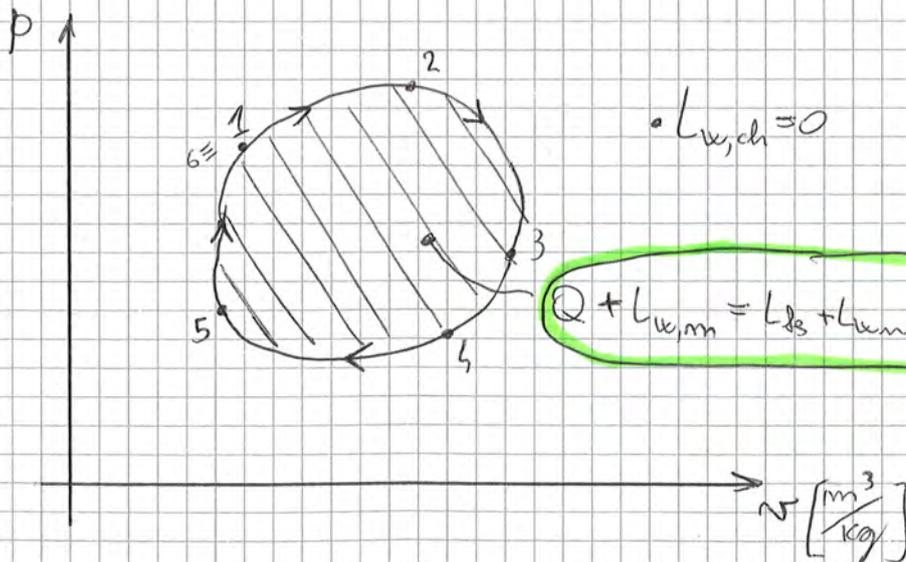
$$Q = L_i \quad (3)$$

L_i è il lar. meccanico

$$\oint T ds = Q + L_{w,m} = L_{ps} + L_{w,m} = L_i + L_{w,m} \quad (4)$$

$$Q = L_{ps} = L_i \quad (5)$$

P-V



$$Q + L_{w,m} = L_{ps} + L_{w,m} = L_i + L_{w,m}$$

$$Q + L_{w,m} = \Delta U^* + \int p dV \quad \text{in generale} \leftarrow \text{pag (3)}$$

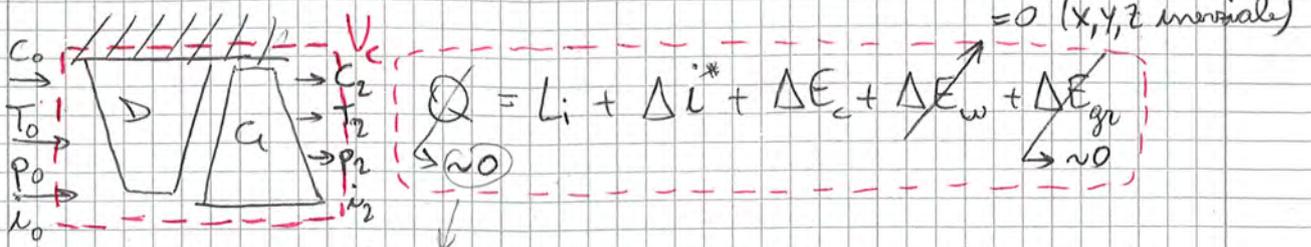
$$\int p dV = Q + L_{w,m} - \Delta U^*$$

• $L_{w,ch} = 0$ NO res. chimiche

$$\oint p dV = Q + L_{w,m} - \phi$$

— ○ — ○ — ○ FINE TERMODINAMICA APPLICATA — ○

BILANCIO ENERGETICO (flussi PERMANENTE)



1stadio

fornitura di calore dalle pareti ~ 0 (coibentazione) + flusso (portata) materiali

$$Q = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \sim 0$$

allora:

$$L_i = -\Delta i - \Delta E_c$$

$$= (i_0 - i_2) + \left(\frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \right)$$

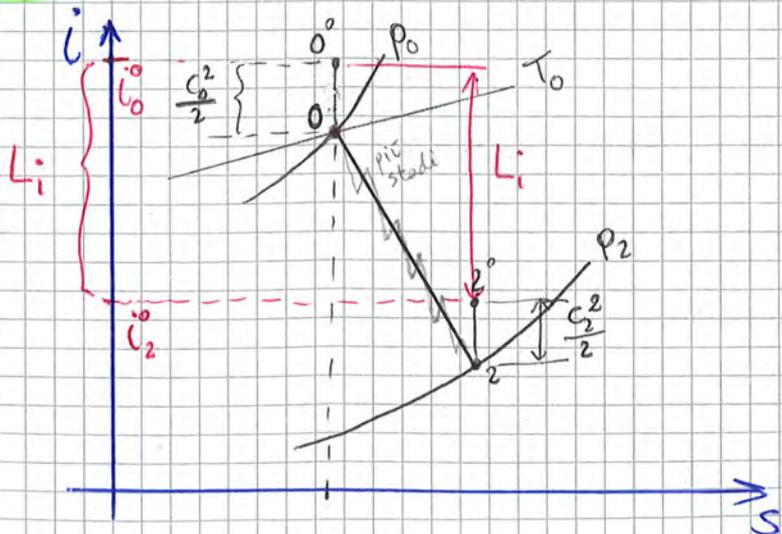
$$i^0 = i + \frac{c^2}{2}$$

ENTALPIA TOTALE

(NHO COMMENTO
 i = entalpia statica
 i^0 = entalpia "dinamica" xke tiene conto della c)

$$L_i = i_0^0 - i_2^0$$

ossia Δi^0



• ANCORA RICHIAMO GENERALE SUI RENDIMENTI

$$\eta_{e_i} = \frac{L_i}{L_{i,lim}}$$

$\frac{L_i}{L_{i,lim}}$ EFFICIENZA TURBINA

↳ è il lavoro ottenibile dalla migliore macchina realizzabile cioè una macchina senza perdite, ovvero che realizza un'espansione ISOENTROPICA da $0 \rightarrow 1, iso$.

2 tipi di macch. ~~...~~

la E_c allo scarico è persa

la E_c allo scarico è recuperata

la macchina limite NON dovrebbe avere E_c perdita allo scarico.

DE $\frac{C_2^2}{2}$ PERSA:

$$\eta_{e_i} = \frac{L_i}{i_0^o - i_{1,iso}}$$

(TOTAL TO STATIC)

EFFICIENZA TURBINA

Se siamo in uno stadio intermedio, l' E_c non è persa!

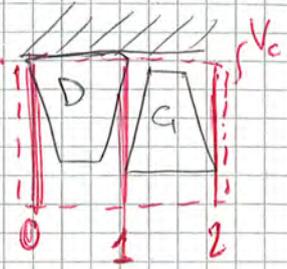
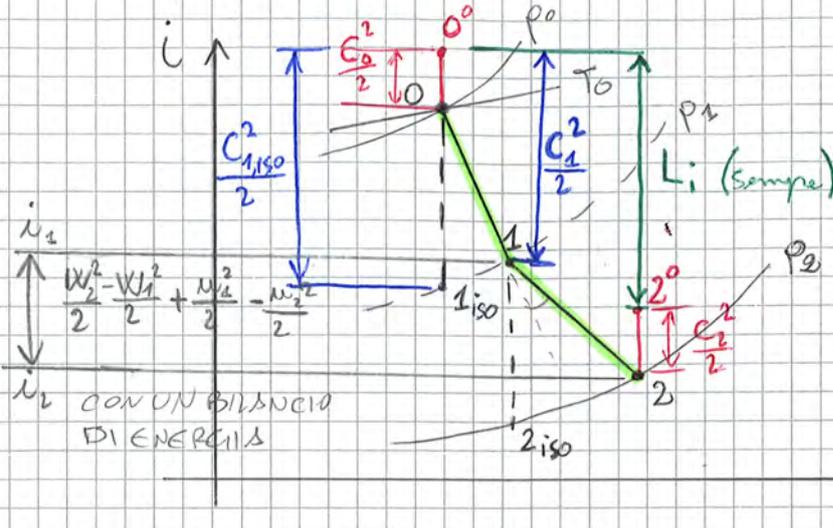
$$\eta_{e_i}^I = \frac{L_i}{i_0^o - i_{1,iso}^o}$$

(TOTAL TO TOTAL)

LEZIONE 6.2

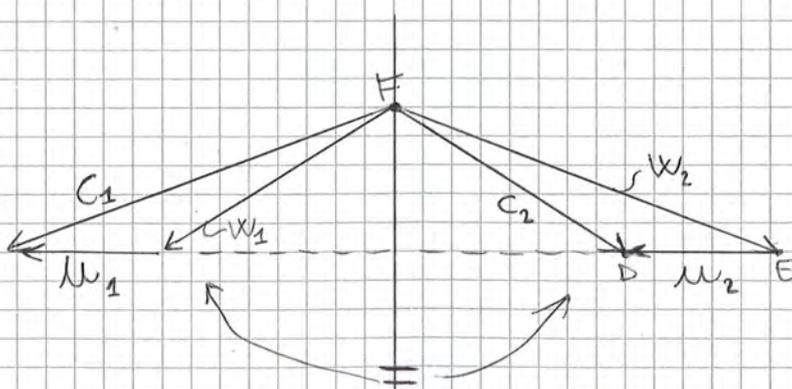
TURBINE A REAZIONE

↳ espansione sia in DISTRIBUTORE, SIA in CIR.



* Perché 2 pendenze diverse? Perché quasi sempre le perdite alla CIRAME sono superiori. Più perdite → maggiore inclinazione.

RELATIVO TRIANGOLO VELOCITÀ



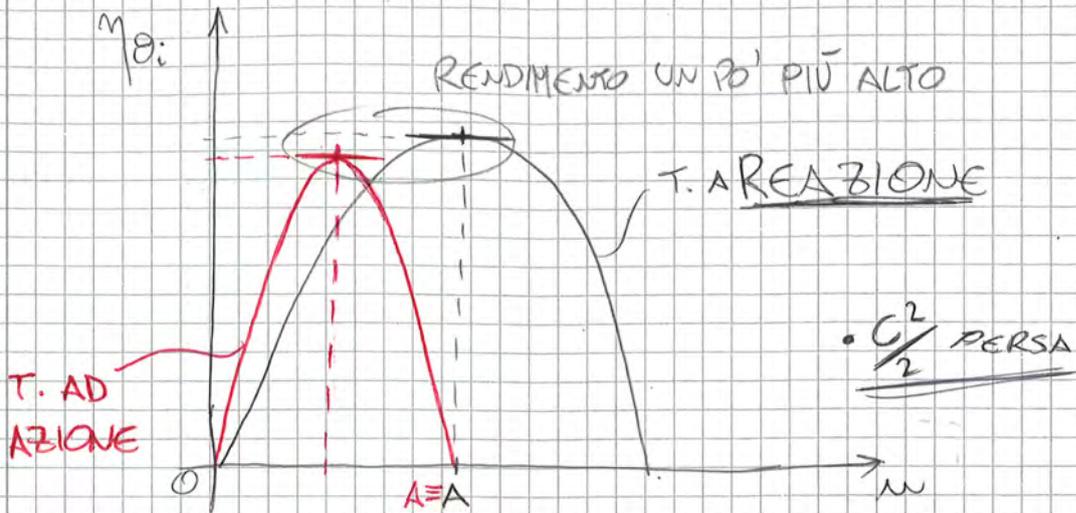
TRIANGOLI SIMMETRICI
(in sede di progetto)

→ per avere metà espansione nel d e metà nella g ($\lambda=0,5$)

$|C_1| = |w_2|$ e $|w_1| = |C_2|$

PARAGONE T. AD AZIONE VS. T. A REAZIONE

(65)



FUTURO QUELLO DEDICO SINO A QUI È VALIDO PER L'ULTIMO STADIO DI TURBINA → $\frac{C_2^2}{2}$ PERSA.

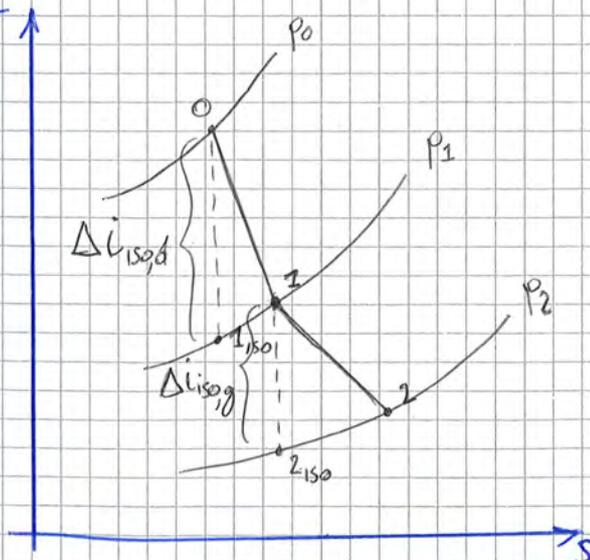
Fine LEZ. 6-2

errata corrigée

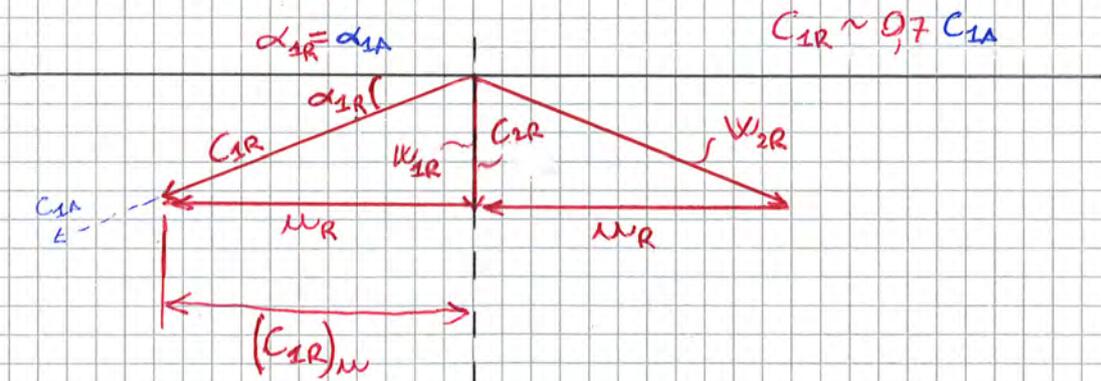
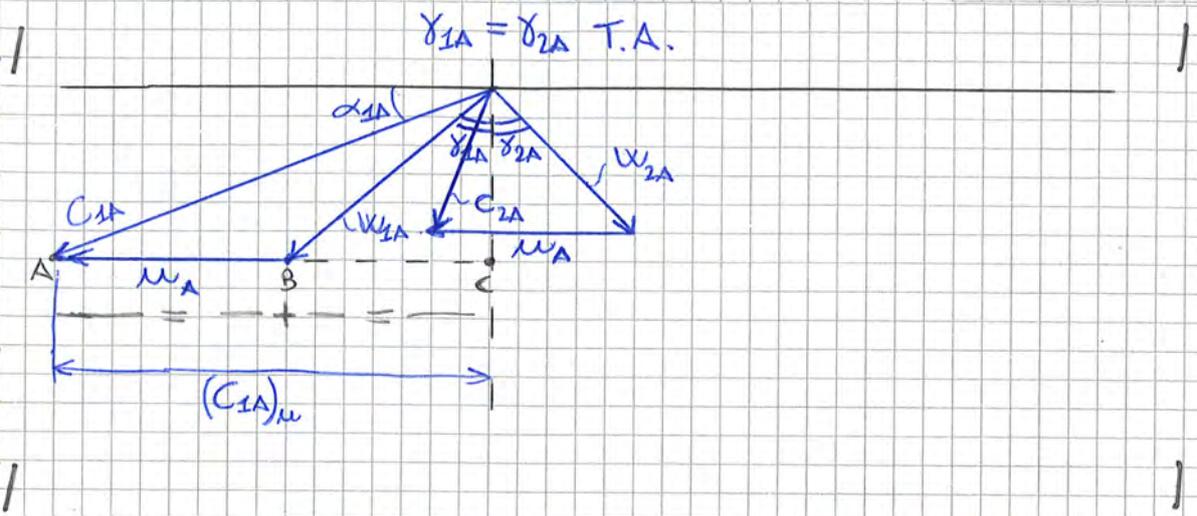
LEZIONE 7.1

$$\chi = \frac{\Delta i_g^{iso}}{\Delta i_d^{iso} + \Delta i_g^{iso}}$$

$$R = \frac{\Delta i_g}{\Delta i^o} = \frac{\Delta i_g}{L_i}$$



Supponiamo ora di fare il triangolo di velocità ipotizzando un angolo α_1 della C_{1A} (ovvero all'uscita dal distributore) identico, così da vedere la differenza sulla girante.



N.B. essendo la $C_{1R} \sim 0,7 C_{1A}$, questo si ripercuote anche su tutte le altre velocità!

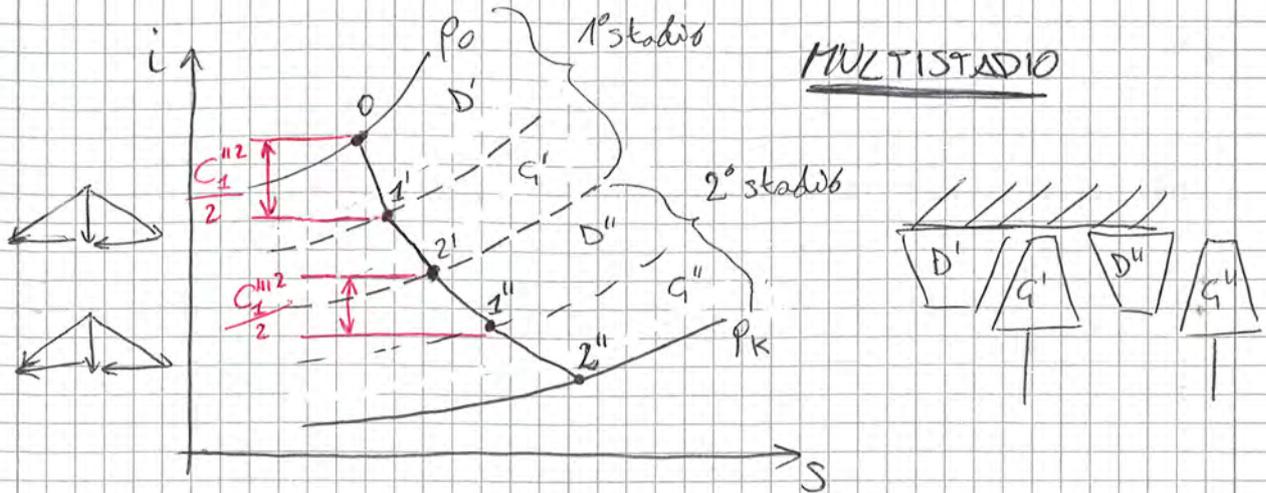
$C_{1R} \sim 0,7 C_{1A}$

$\rightarrow W_{2R} \approx 0,7 W_{2A}$ $\rightarrow W_{1R} \approx 0,7 W_{1A}$
 $\rightarrow C_{2R} \approx 0,7 C_{2A}$

Ma l'unica vel. che non si riduce è la W ! anzi, la W AUMENTA

$$W_A = \frac{1}{2} \frac{(C_{1A} \cos \alpha_1)}{(C_{1A})_u}$$

$$W_R = \frac{C_{1R} \cos \alpha_1}{(C_{1R})_u} \approx \frac{0,7 C_{1A} \cos \alpha_1}{2 \cdot W_A} \approx 0,7 \cdot 2 W_A \approx 1,4 W_A$$



$$\frac{C_1^{1/2}}{2} \sim \frac{C_1^{1/2}}{2} \approx \frac{1}{2} \frac{C_1^{1/2}}{2}$$

Perdite all' IMBOCCO della GIRANTE $\approx \frac{W_1^2}{2}$

nel MONOSTADIO mi ha 1 perdita all'imbocco girante

nel MULTISTADIO ne hanno 2 perdite all'imbocco giranti

Solo che 1 è il doppio delle 2 singole \Rightarrow PERDITE IMBOCCO GIRANTE/I \approx UGUALI

(anche le DISTRIBUITE)

Ma come si fanno i multistadi?

questione di ENERGETICO e STRUTTURALE.

ENERGETICO: la $\frac{C_2^2}{2}$ (che si pensa) è il 2DOPPIO nel monostadio.

DOPPIE PERDITE energetiche

Se 4 stadi $\rightarrow \frac{C_2^2}{2}$ è il 4 QUADRUPLO nel monostadio

QUADRUPLO PERDITE energetiche

Se 6 stadi \rightarrow -----

SESTUPLO PERDITE energetiche

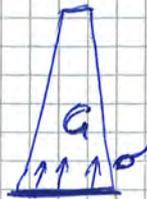
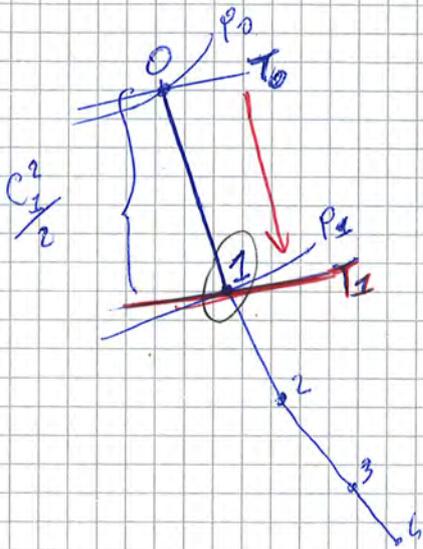


P_0 e T_0 elevate \rightarrow per aumentare il η



P_k e T_k basse \rightarrow per aumentare il η

Per questioni strutturali: \rightarrow nel 1° DISTRIBUTORE si vuole effettuare una grande espansione cosicché alla girante arrivi un fluido alla T_1 la "più bassa" possibile.



altrimenti con alte temperature le proprietà del materiale cadono.

Siccome $i_0 - i_1 = \frac{C_1^2}{2} \rightarrow C_1$ circa 600-700 m/s !!!

EQ DI PORTATA

\dot{m} [kg/s]

coefficiente $\sim 0,95$ che tiene conto dell'ingombro delle palette

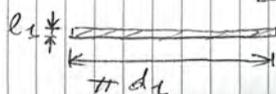
$$\dot{m}_1 = \int \rho \pi d_1 l_1 \cdot C_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot p_1$$

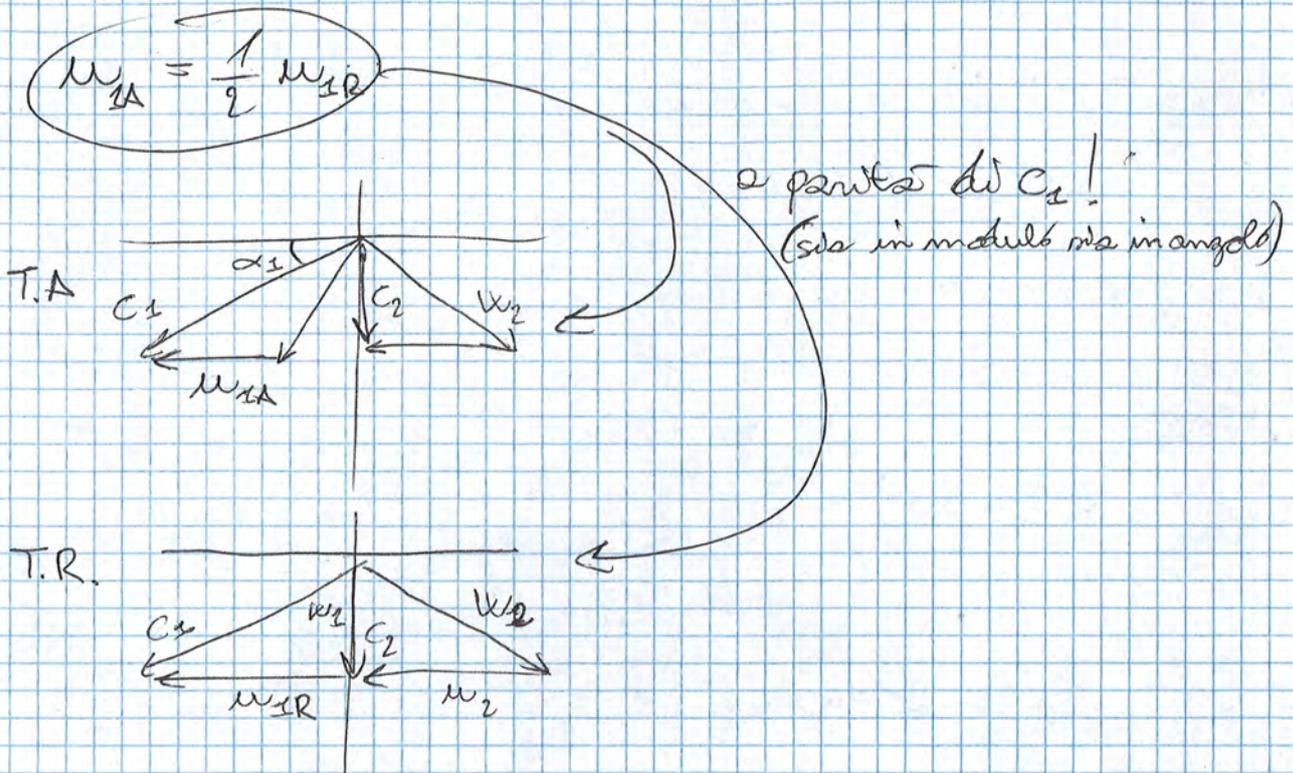
C_1 (ASSIALE)

\rightarrow essendo p_1 e C_1 elevate, ne deriva che l'area è molto piccola (rispetto all'ingombro del distributore)



$l_1 \rightarrow$ beh, se $\frac{l_1}{d_1} \ll 1 \Rightarrow$ Area $\pi d_1 l_1$





$W_{1A} = \frac{1}{2} W_{1R}$

a parte di C_1 !
(sia in modulo sia in angolo)

$m = \frac{1}{2} \pi d_1 l_1 C_1 \text{ rend } \rho_1 \rightarrow$ essendoci però $W_{1A} = \frac{1}{2} W_{1R}$

allora $d_{1A} \approx \frac{1}{2} d_{1R}$ cioè 5 più piccolo

allora DOBBIAMO raddoppiare la l_1

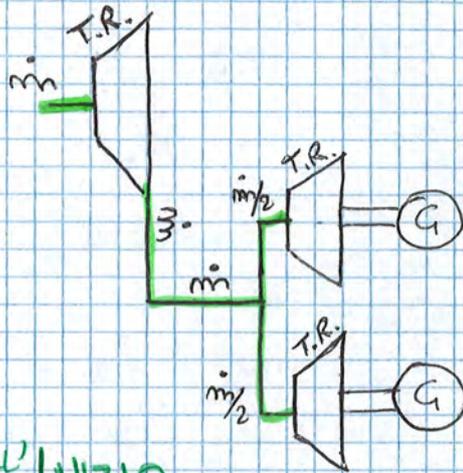
$l_{1A} \approx 2 \div 4 \text{ mm}$ (invece di 1:2).

Attenzione! meglio di niente: a parte di gioco (0,25 mm) abbiamo dimezzato le perdite per trafilamento.

Inoltre $\rightarrow \rightarrow$ la T.A. può essere parabolizzata, invece la T.R. no.

l_1 potrebbe essere di m ! ma non si può fare 10 m di turbina senza si distrugge per forza centrifuga.

allora, si suddivide la portata su 2 o più turbine, ognuna con il proprio generatore.



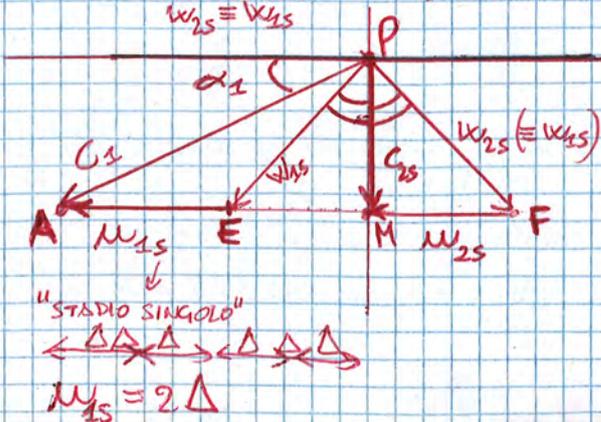
TORNIAMO ALL'INIZIO
T.A. ESPANSIONE

A SALTII DI VELOCITÀ

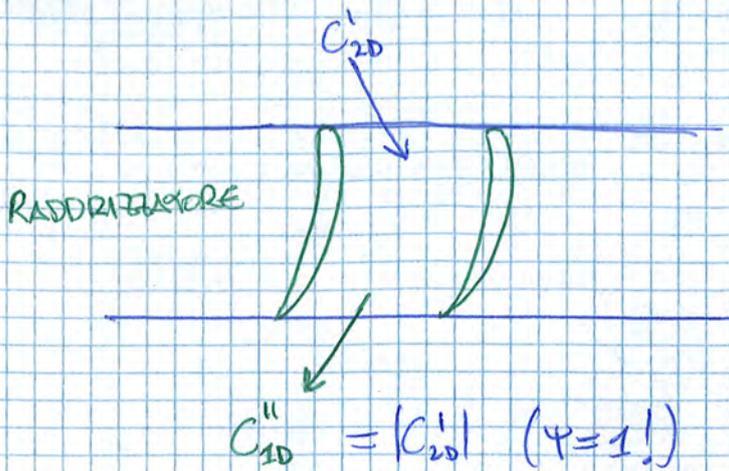
→ Era e sulla carta la PEGGIORE ma all'atto pratico può essere l'unica soluzione possibile.

T.A. - STADIO SINGOLO - PARZIALIZZATO

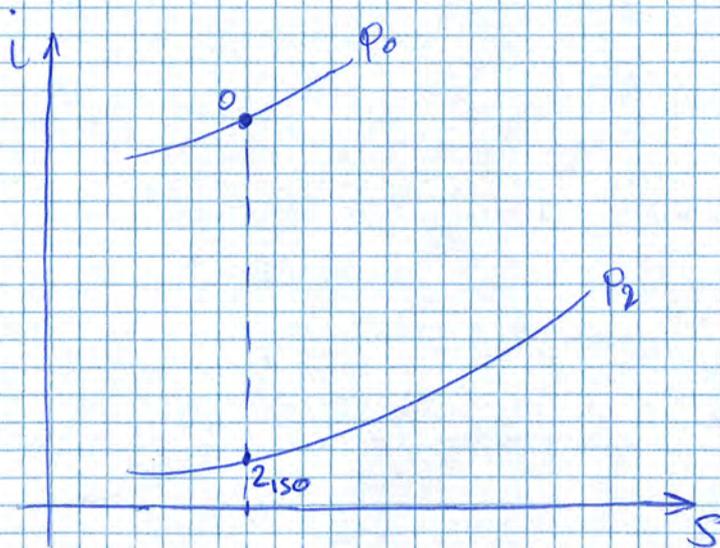
- $\psi = 1$ • $\varphi = 1$ • NO PERDITE (a parte l'an. cinetica allo scarico) C_{25}



TA - STADIO SINGOLO - PARZIALIZZATO



• $\psi = 1$ e $\varphi = 1 \rightarrow$ macchine equivalenti, ris di lavoro ris di η
 TA-STADIO SINGOLO = TA-STADIO DOPPIO



TA.-DOPPIO STADIO

Unica perdita \rightarrow alle scorie $\frac{C''_{2D}{}^2}{2}$

TA.-STADIO SINGOLO

Unica perdita \rightarrow alle scorie $\frac{C_{2S}^2}{2}$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{C''_{2D}{}^2}{2} \\ \frac{C_{2S}^2}{2} \end{array} \right\} = \frac{C_{2S}^2}{2} \Rightarrow \eta \text{ UGUALI}$$

Quindi se $\eta = \text{UGUALI}$ allora

$L_i = \text{cost}$ e $\eta_{oi} = \text{cost}$ ($\psi = 1 \quad \varphi = 1$)

Però nella realtà $\eta \neq 1 \rightarrow$ perdite all'imbocco, distribuite > 0 .

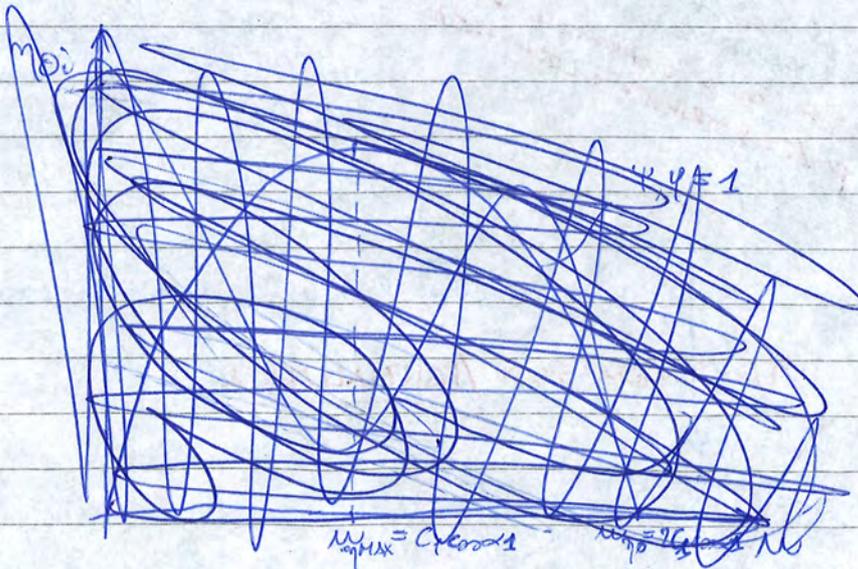
la TA-DOPPIO STADIO ha 2 stadi \rightarrow perdite maggiori!
+ stadi + IMBACCHI

= η INFERIORE (mille "carta")

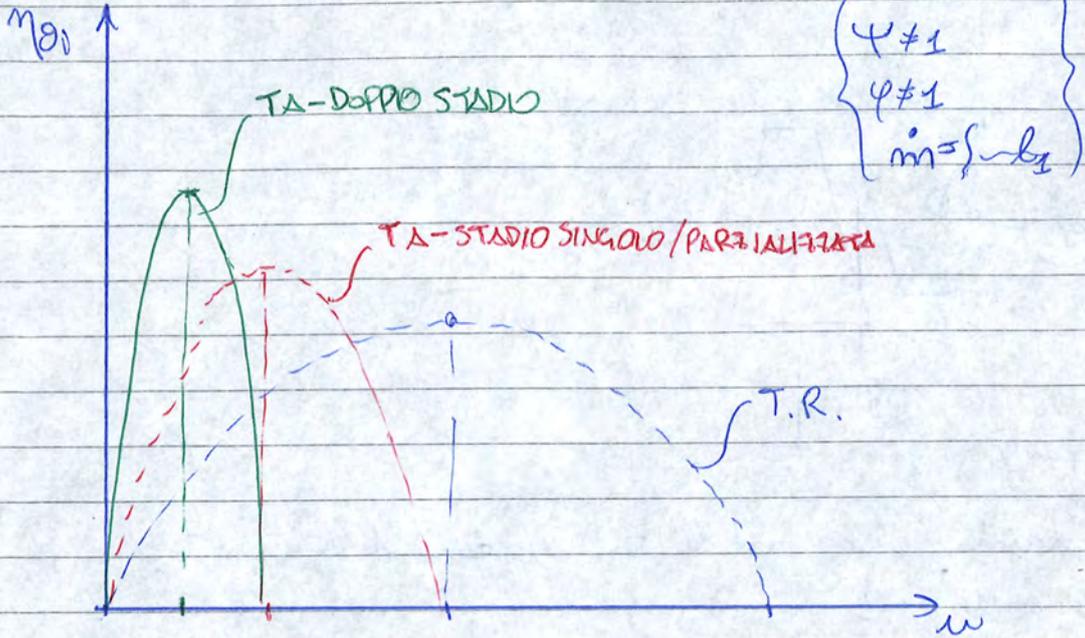
PREGIO = $\frac{1}{2} W!$

\rightarrow che fa abbassare la l delle palette! ($m_i = 5 - l_i$)

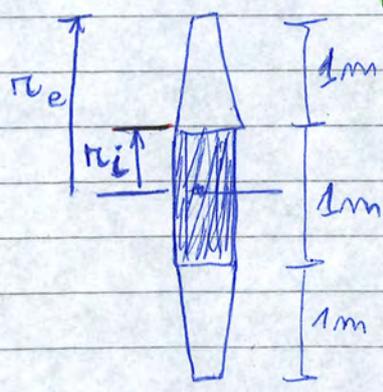
η più alto per minore gioco tra filamenti 
 \downarrow
nella realtà



oppure può darsi che:



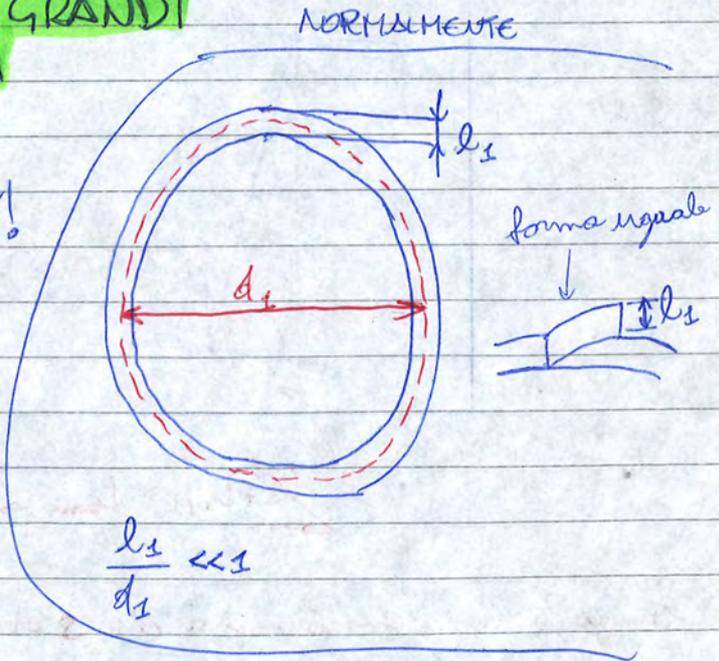
TURBINE DI GRANDI DIMENSIONI



U varia molto!
 lungo il r.
 TRIANGOLI
 DI VELOCITA'
 VARIANO

$r_i = 9,5m$ e $r_e = 1,5m$

ω varia molto! $\omega_i = \frac{1}{3} \omega_e!$



non si può pensare di fare solo triangolo di velocità!

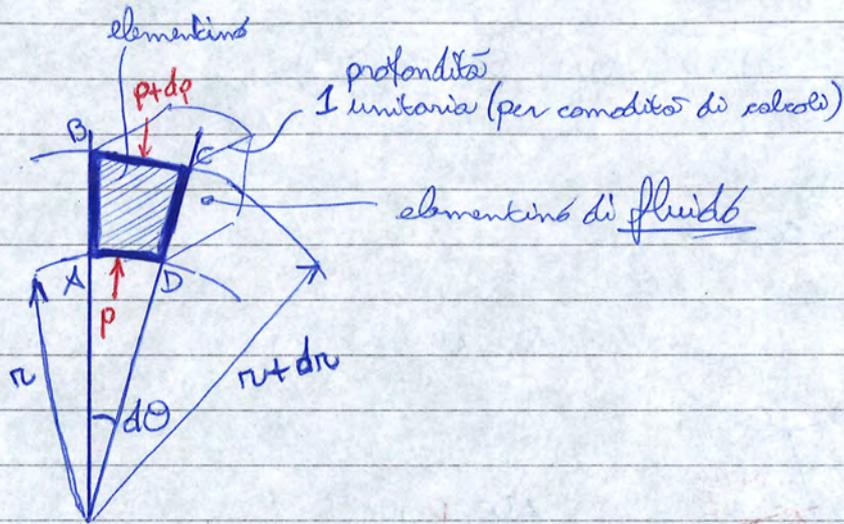
FORMA PALETTE DEVE VARIARE COL RAGGIO!

WCSHIV

3) $C_r = 0$ (la componente radiale della C)

cioè il fluido che NON si sposta lungo r .

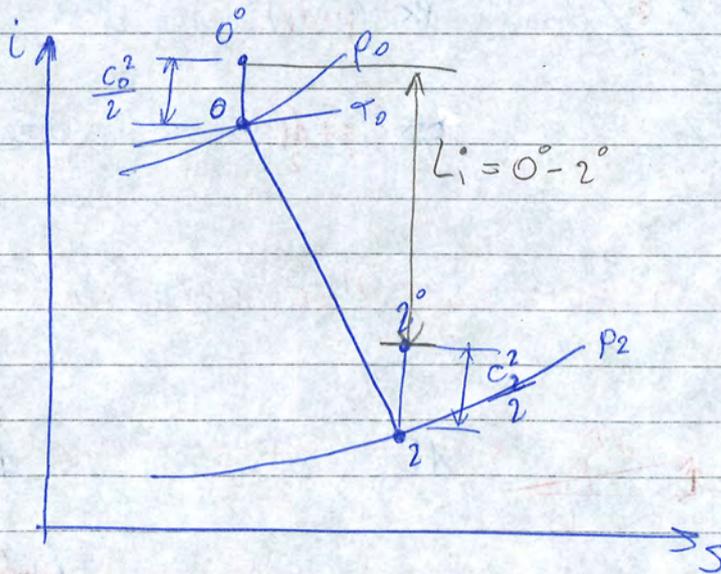
Imponiamo l'equazione:



STARTING POINT:

Fine 7.4

LEZIONE 8-1



85

• RISULTANTE PRESSIONI: * CONVENZIONE verso ↓ (+) } è indifferente

$$\begin{aligned}
 & \overbrace{+(p+dp)(r+dr) d\theta}^{BC} - \overbrace{p r d\theta}^{AD} - \overbrace{2 \left(p + \frac{dp}{2} \right) dr \frac{d\theta}{2}}^{AB+CD} = \\
 & (p+dp) r d\theta + (p+dp) dr d\theta - p r d\theta - p dr d\theta - \frac{dp}{2} dr d\theta = \\
 & \cancel{p r d\theta} + \cancel{dp r d\theta} + \cancel{p dr d\theta} + \cancel{dp dr d\theta} - \cancel{p r d\theta} - \cancel{p dr d\theta} - \frac{dp}{2} dr d\theta = \\
 & \begin{matrix} \text{infinitesimo di 2° ORDINE} & \text{DI 3° ORDINE} & \text{INFINITESIMO di 3° ORDINE} \\ & \text{TROPPO PICCOLI} & \end{matrix}
 \end{aligned}$$

RISULTANTE PRESSIONI $\boxed{+dp r d\theta}$ (↓) (1)

RISULTANTE FORZA CENTRIFUGA

$$\begin{aligned}
 dF_{cf} &= \text{massa} \cdot \text{accelerazione} \\
 &= \underbrace{r d\theta \cdot dr \cdot 1 \cdot \rho}_{\text{Volume}} \cdot a_c \\
 &= \underbrace{r d\theta dr \cdot \rho}_{\text{massa}} \cdot \frac{C_v^2}{r} \\
 &= \boxed{d\theta dr \rho C_v^2} \quad (\uparrow) \quad (2)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 a_c &= \frac{V^2}{R} \\
 a_c &= \frac{C_v^2}{r}
 \end{aligned}$$

L'equilibrio si ha quando la (1) e la (2) sono uguali: $\left(\begin{matrix} \downarrow \\ \uparrow \end{matrix} \right)$

$$dp r d\theta = d\theta dr \rho C_v^2$$

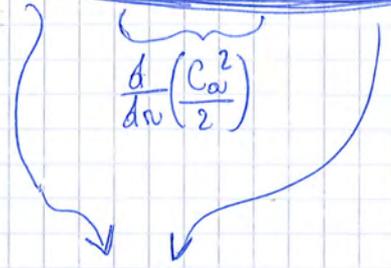
$$\boxed{\frac{C_v^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr}} \quad (3) \quad \text{con } (C_r = 0)$$

da (3) → (5')

$$(5) \quad \frac{di}{dn} = \frac{1}{f} \frac{dP}{dn} = \frac{C_v^2}{n}$$

da (5') → (4)

$$\frac{C_v^2}{n} + C_a \frac{dC_a}{dn} + C_v \frac{dC_v}{dn} = 0 \quad (6)$$



$$\frac{C_v^2}{n} + C_v \frac{dC_v}{dn}$$

1° metodo

memoria:

$$\frac{d(C_v \cdot n)^2}{dn} = \frac{d(C_v^2 \cdot n^2)}{dn}$$

memoria:

$$= C_v^2 \cdot 2n + 2C_v \frac{dC_v}{dn} n^2$$

$$= 2n^2 \left[\frac{C_v^2}{n} + C_v \frac{dC_v}{dn} \right]$$

$$\left(\frac{C_v^2}{n} + C_v \frac{dC_v}{dn} = \frac{1}{2n^2} \frac{d(C_v \cdot n)^2}{dn} \right) (7)$$

Da (7) → (6)

Errata corrige di pag (86)

LEZ. 8_3

89

2) VINCOLO $S = \text{cost} \Rightarrow ds = 0$ / al variare di n

$$T ds = dU_t + p dv = di - v dp$$

↓ dn

$$\downarrow \frac{T ds}{dn} = \frac{di}{dn} - v \frac{dp}{dn} = 0$$

Tutto ciò è valido per:

- Turbine a Vapore (diagramma di Mollier)
- Turbine a Gas (gas perfetti)
- Turbocompressori

η_{yc} turbocompressori

η_{yt} turbine a gas

$\eta_{\theta i}$ turbine a vapore

SOLUZIONE TROVATA

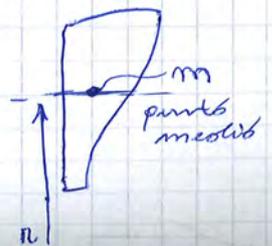
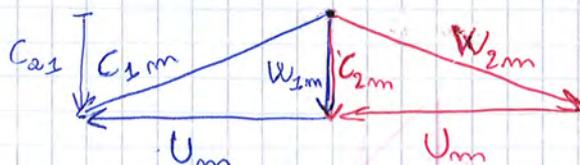
$$C_u \cdot n = \text{cost}$$

$$C_a = \text{cost}$$

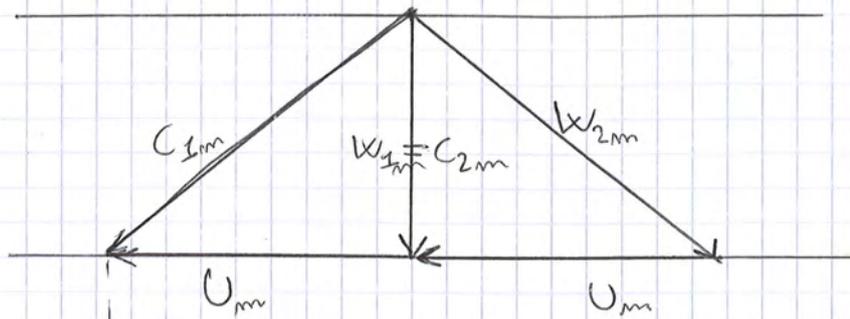
Ora, finalmente, pensiamo a una TURBINA (a gas o a vapore è uguale):

IMPONIAMO

- $C_{a1} = C_{a2}$ (caso particolare $\frac{C_1}{2}$)
- punto mediso a metà palette

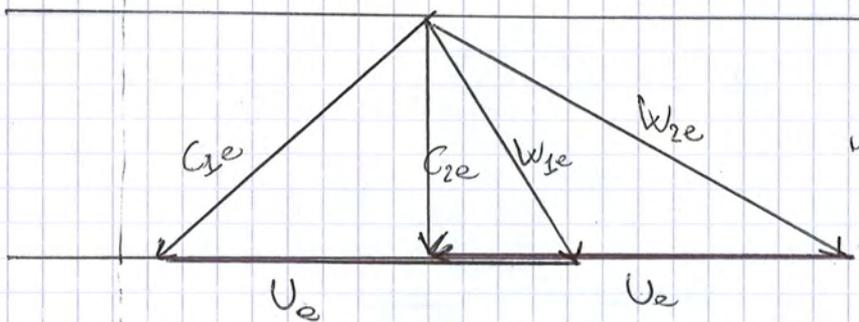


RAGIONAMENTO: la C_{2m} coincide con la C_a . Quindi la C_{2m} deve (x forza) essere cost lungo tutto il n .



Centro palette

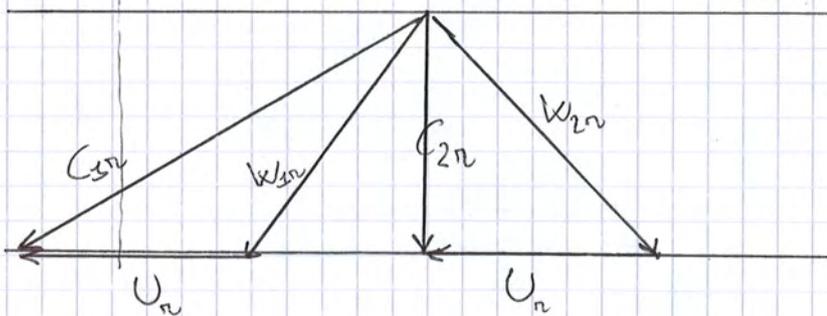
$$R = 0,5$$



Punta palette

$$C_u \cdot r = \cos \alpha$$

$$R \rightarrow 1 \text{ (T.T. NEUS G.)}$$



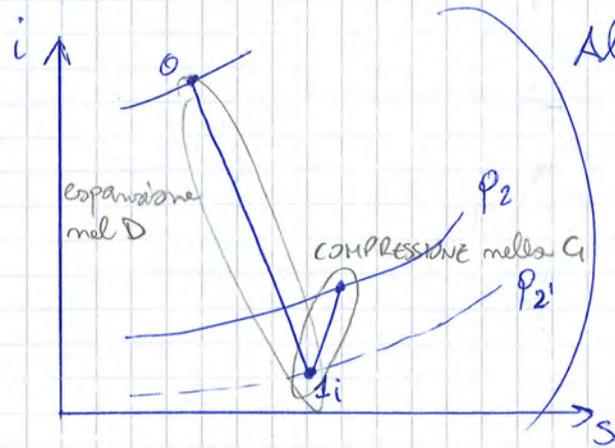
Radicia palette

$$C_u \cdot r = \cos \alpha$$

$$R \rightarrow 0 \text{ (T.T. NEL D.)}$$

Disegno palette

pag 90
sono gli
rotori



Alta radice
con $R < 0$
Se r_i è troppo piccolo

Si può anche fare ... la macchina funzionerebbe lo stesso.
Ma l'inconveniente sono le maggiori perdite all'imbocco della girante e quelle distribuite:

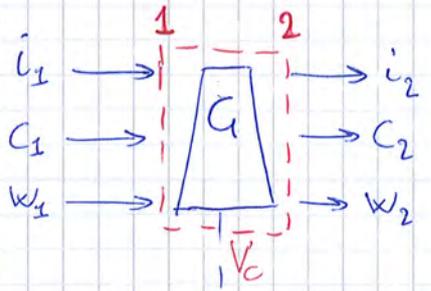
la C_{1i} è dovuta crescere tantissimo } perdite per urto
la w_{1i} " " " " } all'imbocco della
girante.

Calcoli Caldi Caldi

$$R = \frac{\Delta i_g}{L_i}$$

(L_i pag 58
macchine motrici)

~~$L_{v,m} = \cos \alpha \cdot l_{imp} \cdot r$~~
 ~~$S = \cos \alpha \cdot l_{imp} \cdot r$~~
NON PIÙ SODDISFATTE



1° PR - EULERIANO (moti, flussi permanenti)

$$Q = L_i + \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_w + \Delta E_{gn}$$

$\Delta x, y, z$ rotante !!

$$Q = L_i + \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_w + \Delta E_{gn}$$

$\rightarrow \sim 0$ (coibentazione)

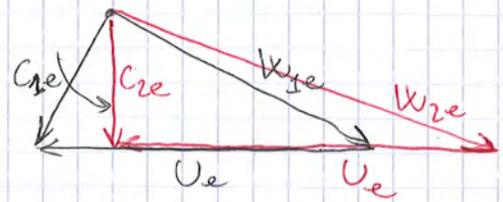
= 0 perché il
sys rotante vede
la palette ferma

vedi pag 63

$$0 = i_2 - i_1 + \frac{\Delta E_c}{2} - \frac{\Delta E_w}{2} = 0$$

se impongo $U_1 = U_2$ (a parità di raggi r)

↳
Punta palette



con $\alpha_e \uparrow \Rightarrow C_{2e} \rightarrow C_{re}$ ciò significa $\frac{C_{2e}^2}{2} - \frac{C_{re}^2}{2} \rightarrow 0$

(c) da cui $R \rightarrow 1$

↳
Radice palette

$W_{2i} \approx W_{1i}$ inizialmente $\xrightarrow{(b)} R \rightarrow 0$

poi: $W_{2i} < W_{1i}$ essendosi con α_i sempre più piccolo $\xrightarrow{(b)} R < 0$

Parma

Tratteremo i TURBOCOMPRESSORI come macchine OPERATRICI cioè l' L_i sarà (-). Allora, per toglierli sta "seccatura", chiameremo $L_c = -L_i$.

LEZIONE 8-4

Il 1° PR - Euleriano cambierà così:

$$Q + L_c = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_w$$

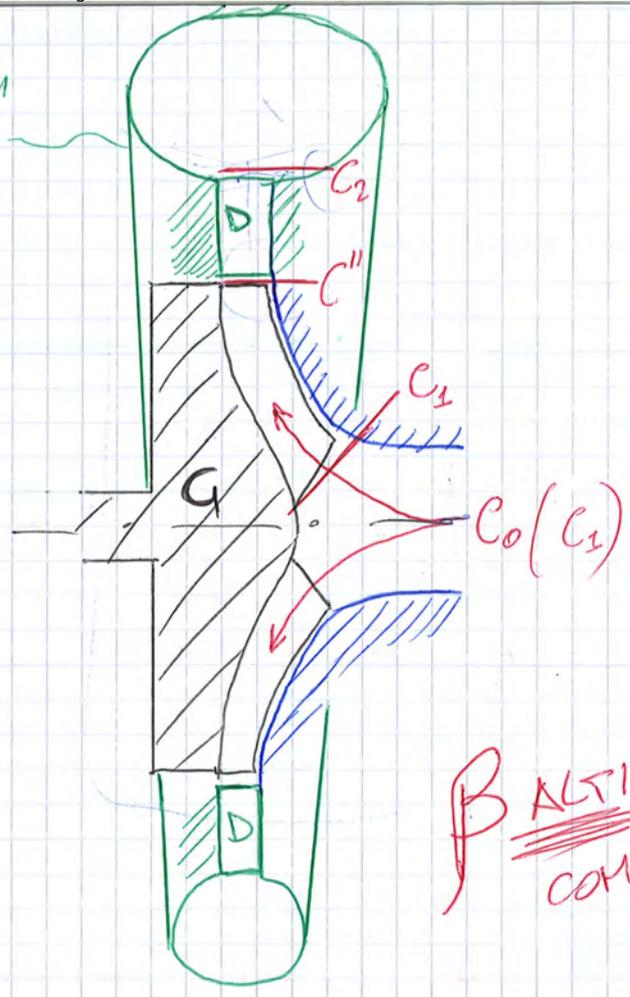


(-L_i pag 92)

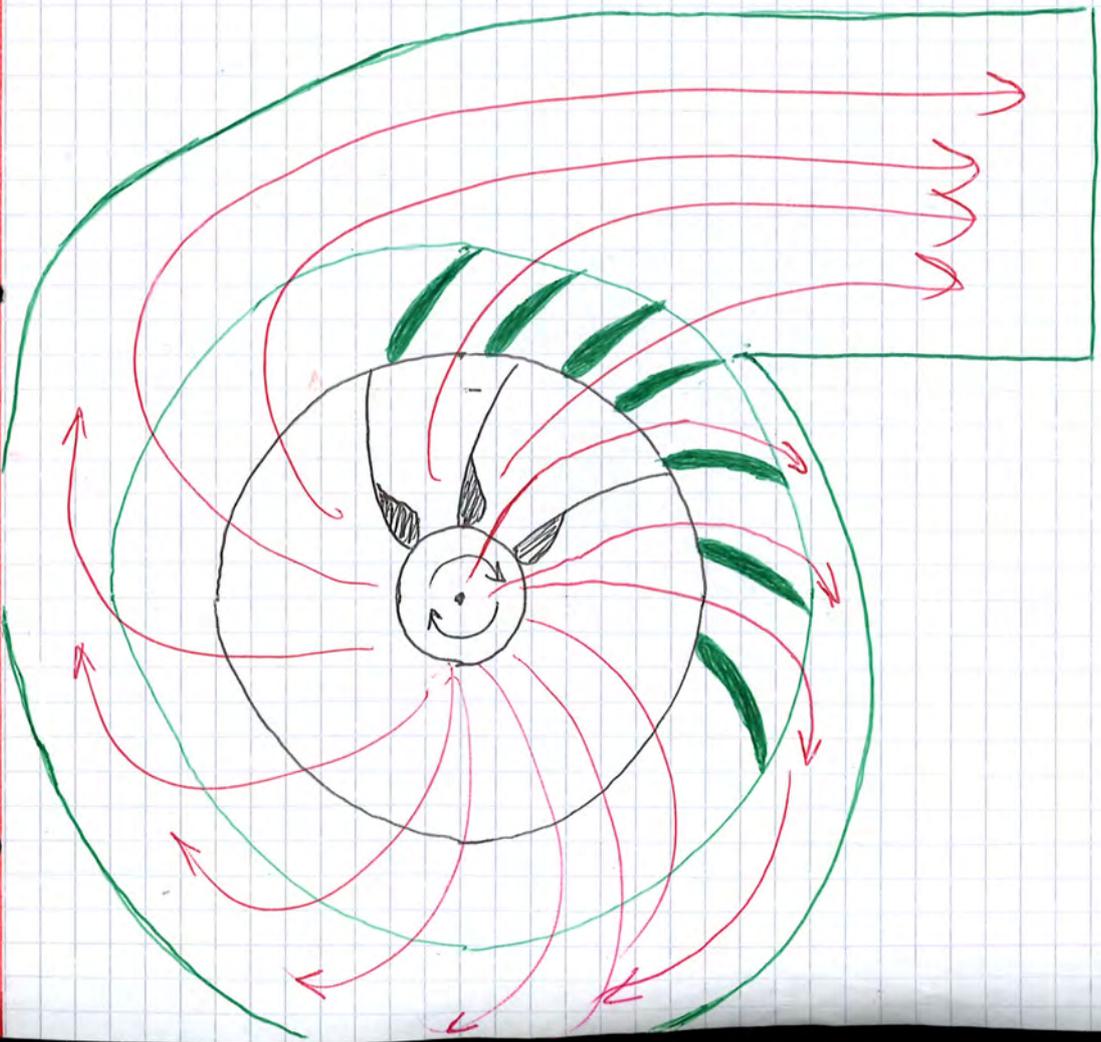
$$L_c = \frac{W_1^2}{2} - \frac{W_2^2}{2} + \frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2}$$

$$\Delta i_g = i_2 - i_1 = \frac{W_1^2}{2} - \frac{W_2^2}{2}$$

"VOLUTA"
(Serve a
canalizzare
il fluido)



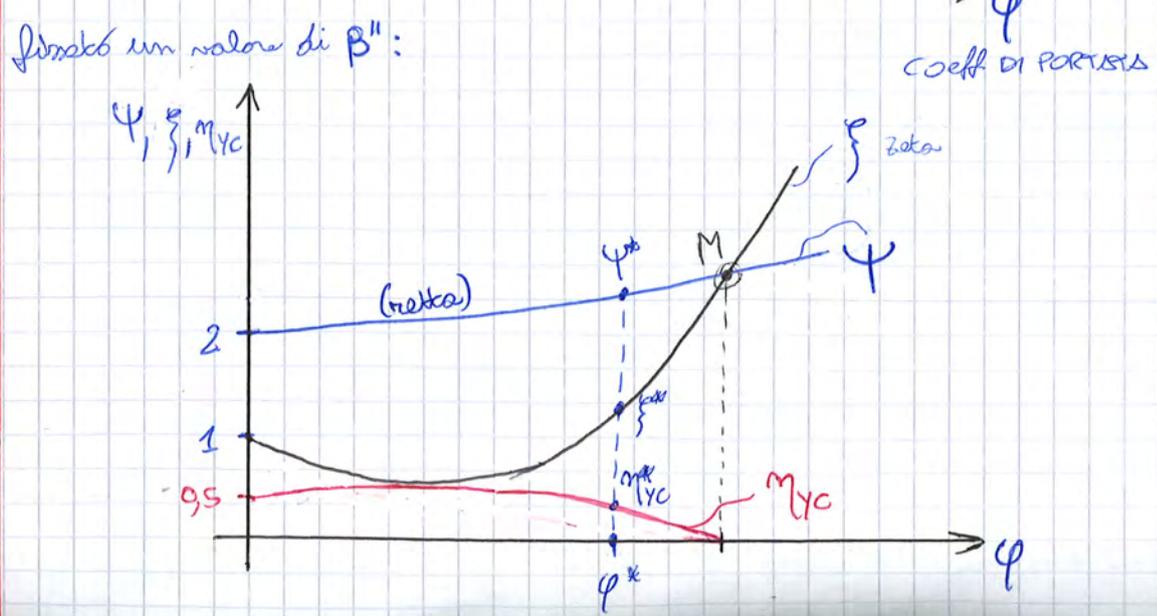
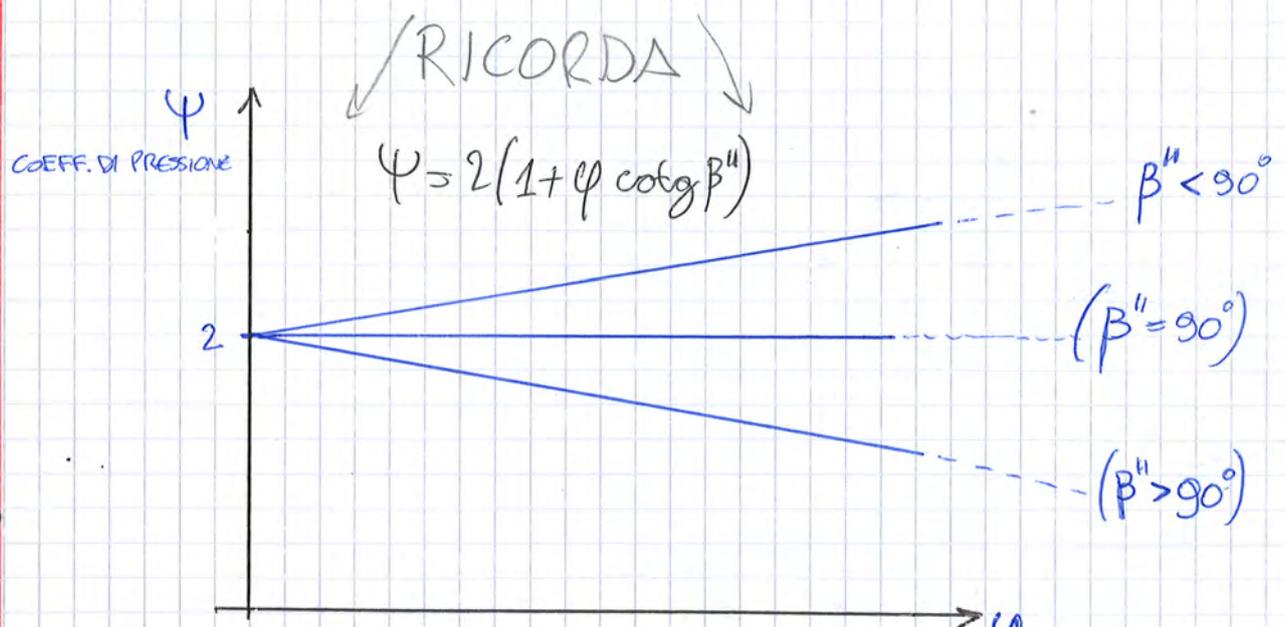
B ALTI $45 \div 2$
COMPR. CENTRIFUGHI

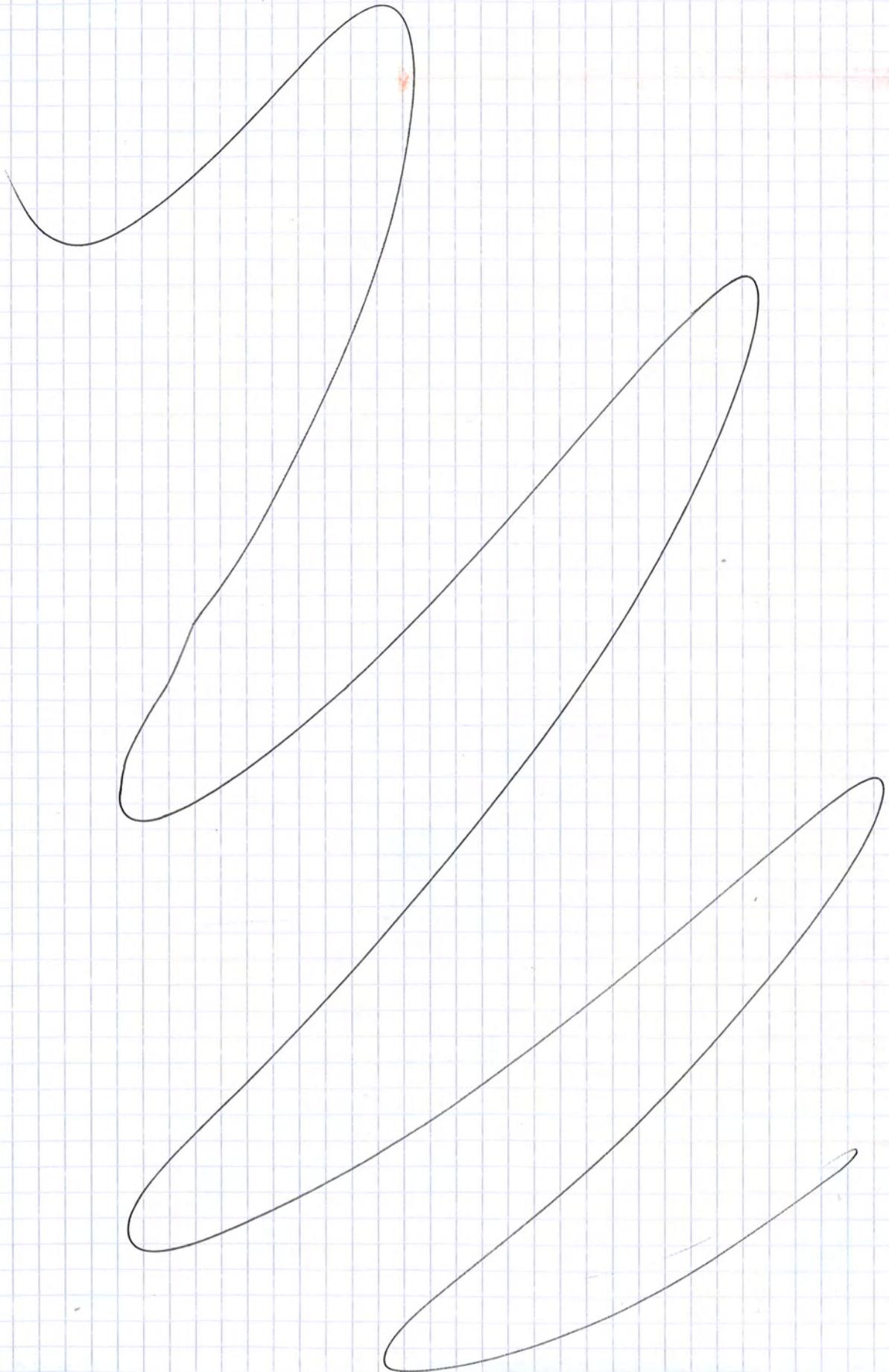


•
$$X = \frac{\Delta i_g^{150}}{\Delta i_g^{150} + \Delta i_D^{150}}$$
 GRADO DI REAZIONE (come quello delle turbine)

•
$$\tau = \frac{C_p T_1}{\frac{U''^2}{2}}$$
 no name ??

•
$$\eta_{yc} = \frac{L_c - L_{vmm}}{L_c} = \frac{\psi - \varphi}{\psi}$$
 RENDIMENTO "IDRAULICO"





Se prendiamo un generico punto K, due compressori diversi possono operare sullo stesso punto K. Essi avranno:

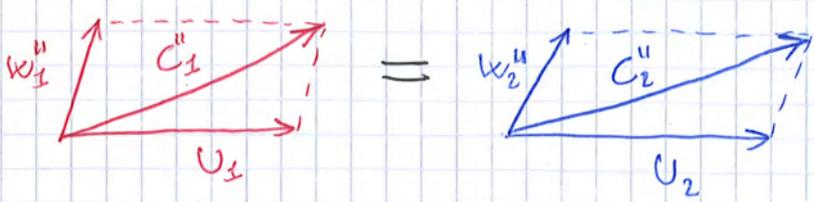
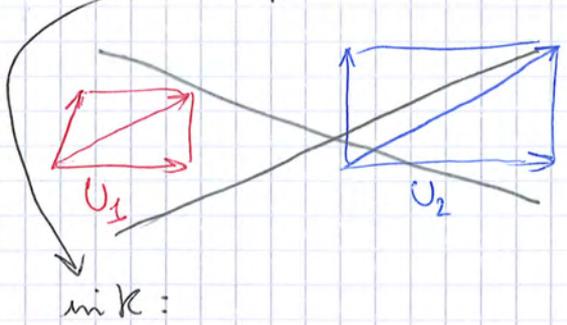
$$\left\{ \begin{aligned} \beta &= \cos\gamma \\ \frac{m_1 \sqrt{RT_1}}{\rho_1 (d_1'')^2} &= \cos\gamma \quad \text{'PARAMETRO DI PORTATA'} \\ \frac{m d''}{\sqrt{RT_1}} &= \cos\gamma \end{aligned} \right.$$

Cosa cambia allora? (a parità anche di fluido e T)

$$\hookrightarrow m d'' = \cos\gamma$$

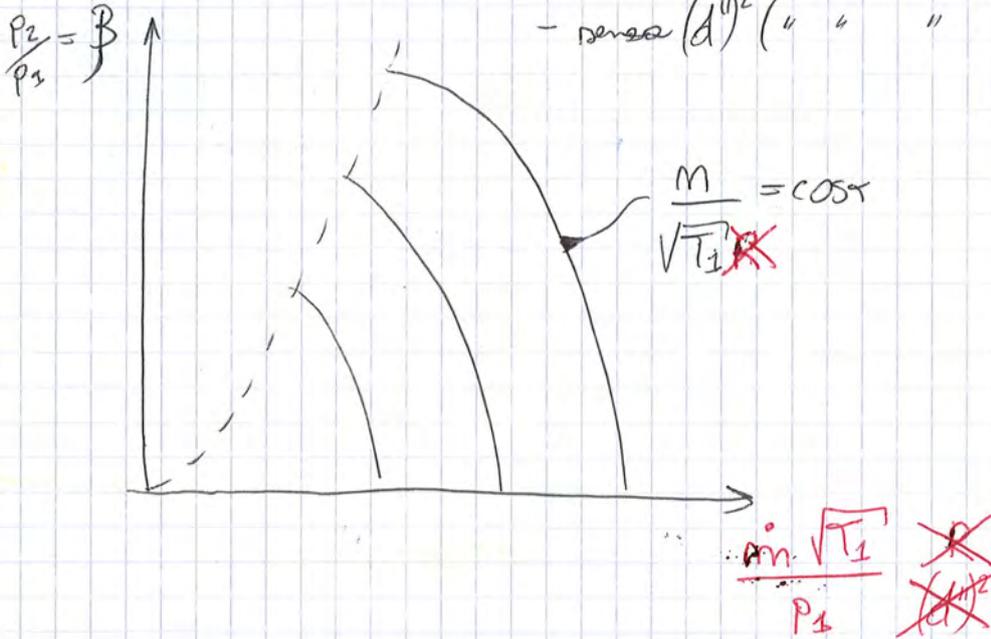
$$\begin{aligned} &\Downarrow \\ m_1 d_1'' &= m_2 d_2'' \\ \propto U_1 &\quad \propto U_2 \end{aligned}$$

$$\boxed{U_1 = U_2} \text{ nel. periferiche uguali in K}$$

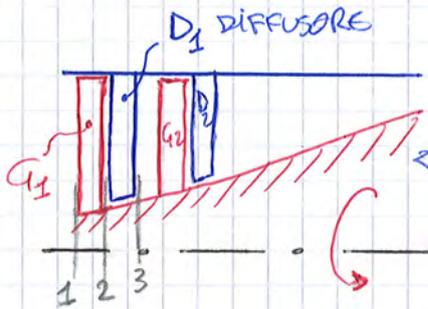


Molti costruttori danno il grafico

- senza R (a parità di fluido quindi)
- senza $(d)^2$ (" " " " " quindi)



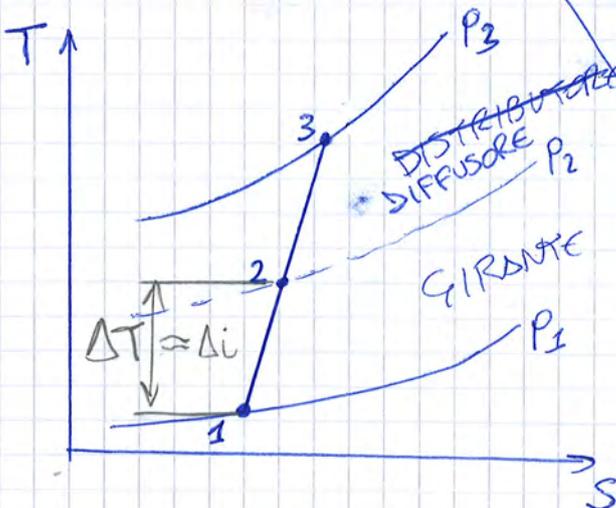
T. COMPR. ASSIALI → GAS PERFETTI (T-S)



BASSO β MODERATI 1,1 ÷ 1,2 (1 STADIO)

macch. OPERATRICE

$$Q + L_c = \Delta i + \Delta E_{gwa}$$



$$\Delta i = C_p (\Delta T)$$

Il diametro del mozzo deve aumentare $\times k_2$
 ↓
 man mano il gas viene compresso $p \uparrow$
 ↓
 \times mantenere la componente assiale COST
 ↓
 deve ridurre la sezione.

1° PR - EULERIANO xyz INERZIALE

105

$$\overset{=0}{\oplus} + L_c = \Delta \overset{=0}{i}_y + \Delta \overset{=0}{e}_c + \Delta \overset{=0}{f}_w + \Delta \overset{=0}{f}_{gn}$$

$$L_c = \frac{W_1^2}{2} - \frac{W_2^2}{2} + \frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} \quad \left(\begin{array}{l} \text{da dimezzare} \\ \text{all'esame} \end{array} \right)$$

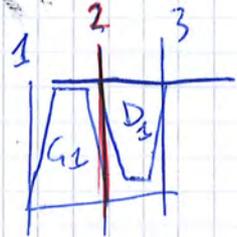
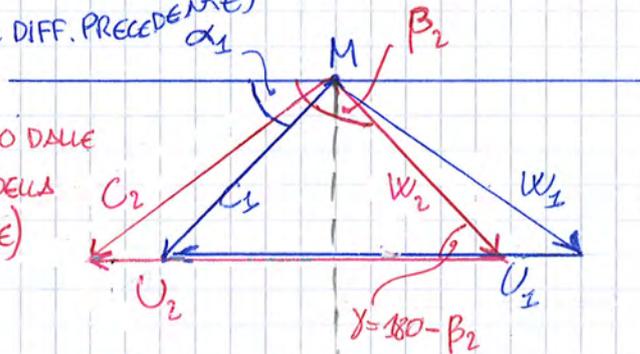
e quindi:

$$R = \frac{\frac{W_1^2}{2} - \frac{W_2^2}{2}}{\frac{W_1^2}{2} - \frac{W_2^2}{2} + \frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2}}$$

TRIANGOLI DI VELOCITÀ (di uno stadio intermedio)

α_1 FISSATO (PER IL DIFF. PRECEDENTE)

β_2 FISSATO (IMPOSTO DALLE PALETTI DELLA GIRANTE)



$W_2 < W_1$

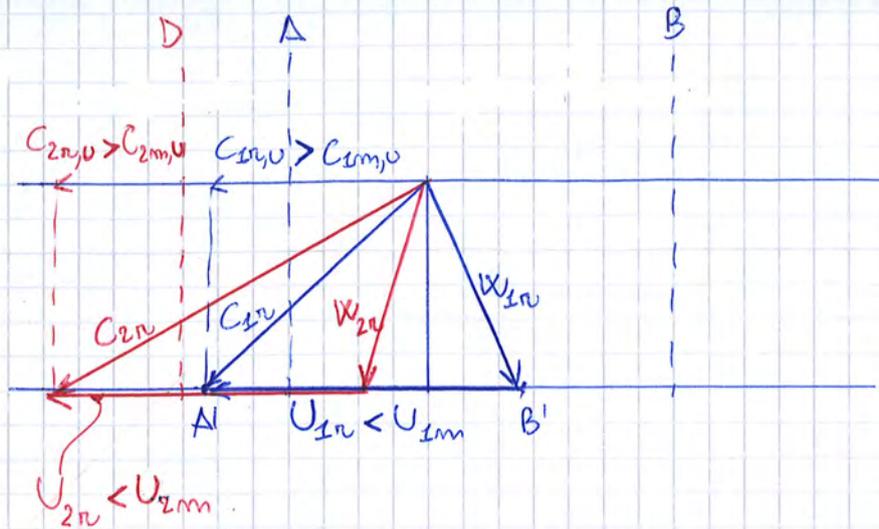
TRIANGOLI
"SIMMETRICI"

nel senso che:

$$|C_2| = |W_1|$$

$$|W_2| = |C_1|$$

$$R = 0,5$$



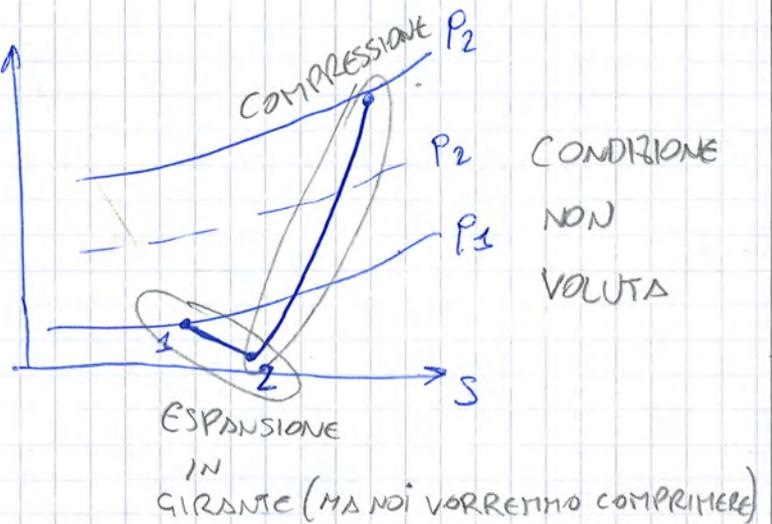
Radice palette

rimbamb
rimbamb

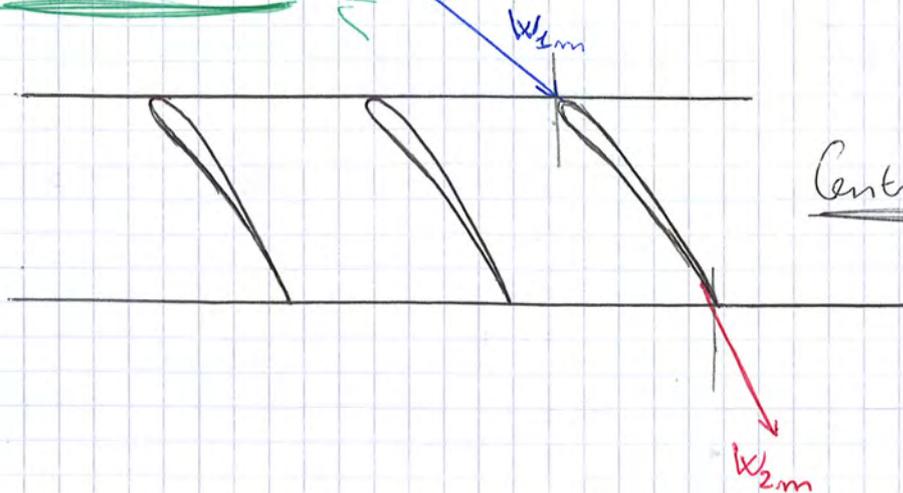
per $r \downarrow \Rightarrow W_{2r} = W_{1r} \Rightarrow R = 0$ compressione tutta in DIFFUSORE

per $r \downarrow \downarrow \Rightarrow W_{2r} > W_{1r} \Rightarrow R < 0$ espansione in girante + compressione in DIFFUS.

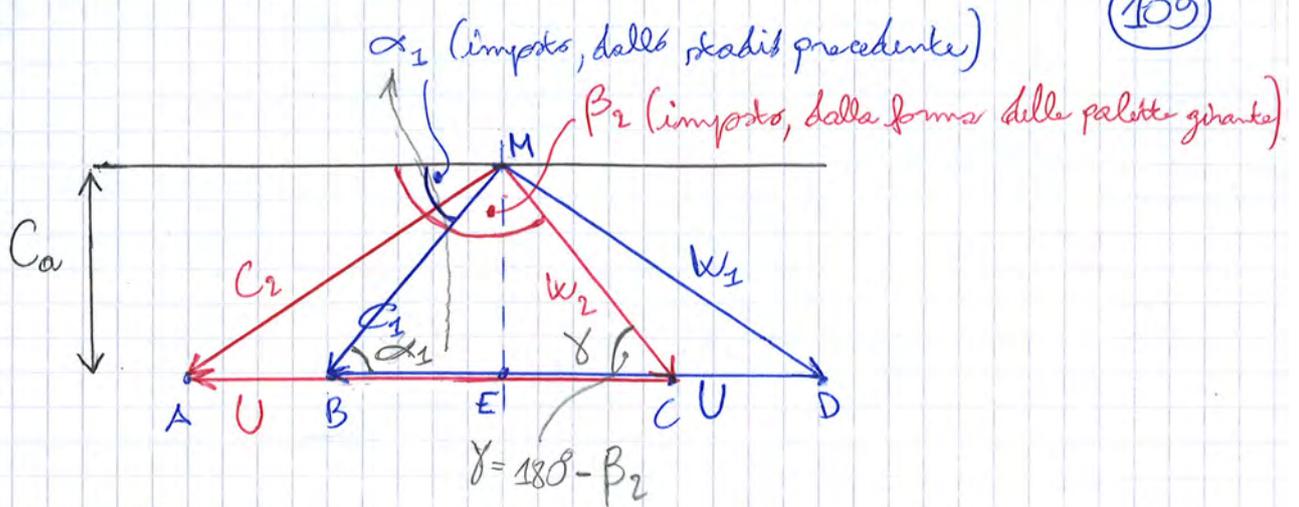
Cosa vuol dire $R < 0$?



FORMA DELLE PALETTE



Centro palette



macch. ostruite

$$L_c = U_2 C_{U_2} - U_1 C_{U_1} = U (C_{U_2} - C_{U_1})$$

- $C_{U_2} = \overline{AC} - \overline{EC} = U - \overline{EC} = U - C_a \cdot \text{arctg}(\gamma) = U - C_a \cdot \text{arctg}(180 - \beta_2)$

- $C_{U_1} = \overline{BE} = C_a \cdot \text{arctg}(\alpha_1)$

$\text{arctg}(180 - \beta_2) = -\text{cotg}(\beta_2)$

$\text{arctg}(\alpha_1) = -\text{cotg}(\alpha_1)$

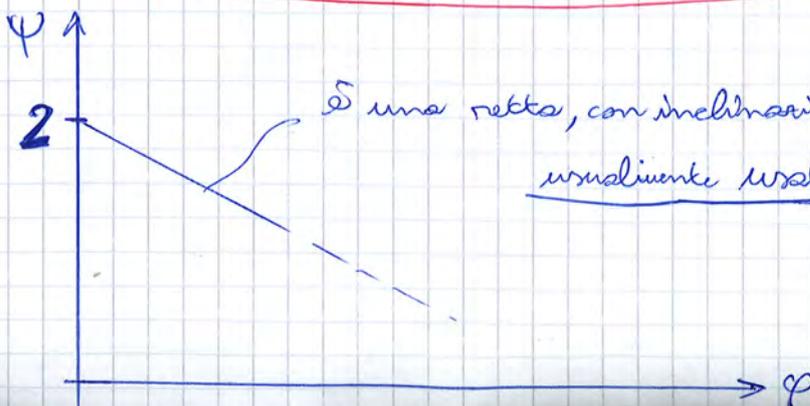
$$L_c = U [U + C_a \text{cotg}(\beta_2) - C_a \text{cotg}(\alpha_1)]$$

Quindi:

$$\psi = \frac{L_c}{\frac{U^{1/2}}{2}} = 2 \cdot \frac{\sqrt{2} \left[1 + \left(\frac{C_a}{U}\right) \text{cotg} \beta_2 - \left(\frac{C_a}{U}\right) \text{cotg} \alpha_1 \right]}{\sqrt{2}}$$

$U = U'' !!$

$$\psi = 2 \cdot [1 + \varphi (\text{cotg} \beta_2 - \text{cotg} \alpha_1)]$$



(111)

Esempio:

$$\alpha_1 = 45^\circ \quad \beta_2 = 135^\circ$$

$$T_1 = 25^\circ\text{C} \quad \eta_{yc} = 0,8$$

$$U = 230 \text{ m/s} \quad \varphi = 0,4$$

$$\beta = ?$$

$$L_c = \Delta i + \Delta E_c \quad (\text{pag 106})$$



$$L_c = \frac{k}{k-1} \cdot R T_1 \left[\beta^{\frac{k-1}{k \eta_{yc}}} - 1 \right] + \left(\frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} \right)$$

$$L_c = \gamma \cdot \frac{U^2}{2} = 2 \cdot [1 - 2\varphi] \cdot \frac{U^2}{2} = 10.600 \text{ J/kg}$$

$$\beta = 1,1$$

$$Vs \quad \beta = 1,5 \quad \text{comp. centrifughi}$$

Ci vorrebbe 4 stadi assiali per fare 1 stadio centrifugo

COMMENTO DEL PROFESSORE (Lev. 10-1 min 49.00):

Il compressore ASSIALE ha β più basso ma rendimento più alto

Il compressore CENTRIFUGO ha β più alto (con L_c più alto) ma rendimento più basso

Il compressore ASSIALE ha portate molto più grandi.

Metodologia per capire quale compressore è più adatto (non per l'esame)

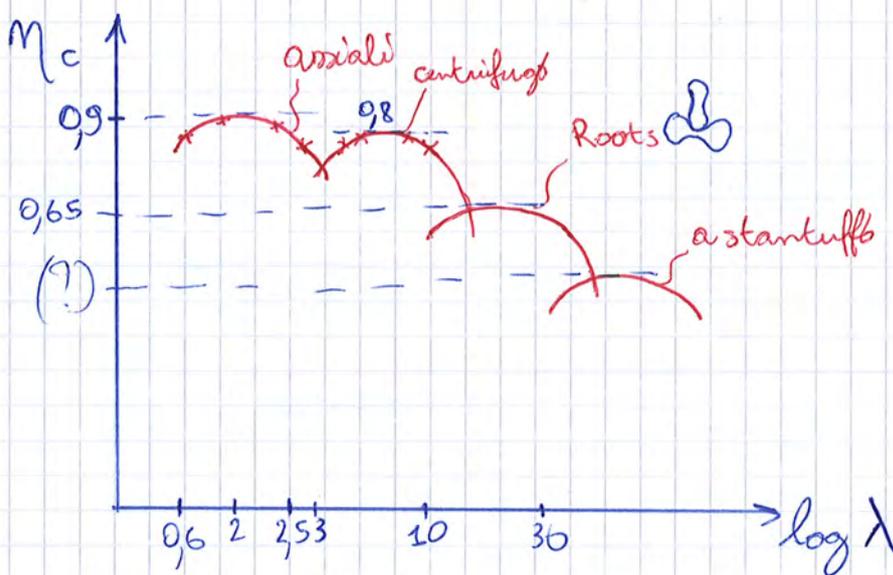
113

$\dot{m}, \beta, n \rightarrow$ compressore più adatto??

$$\lambda = \frac{(2 L_{c,iso})^{\frac{3}{4}}}{2 m \sqrt{\pi} \cdot \dot{m} v_1}$$

← non dimostrata, ma è così.

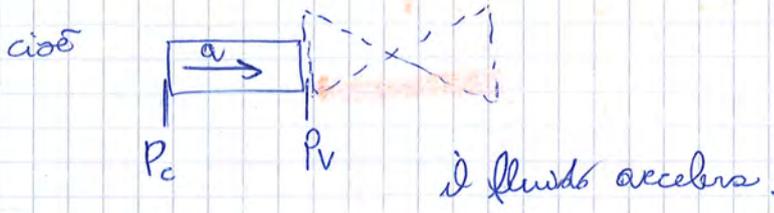
$v_1 =$ vol. massico $\frac{m^3}{kg}$
dell'atmosfera da cui aspira



Ognuna di quelle curve rosse è stata disegnata a punti $x^* x^* x^*$.

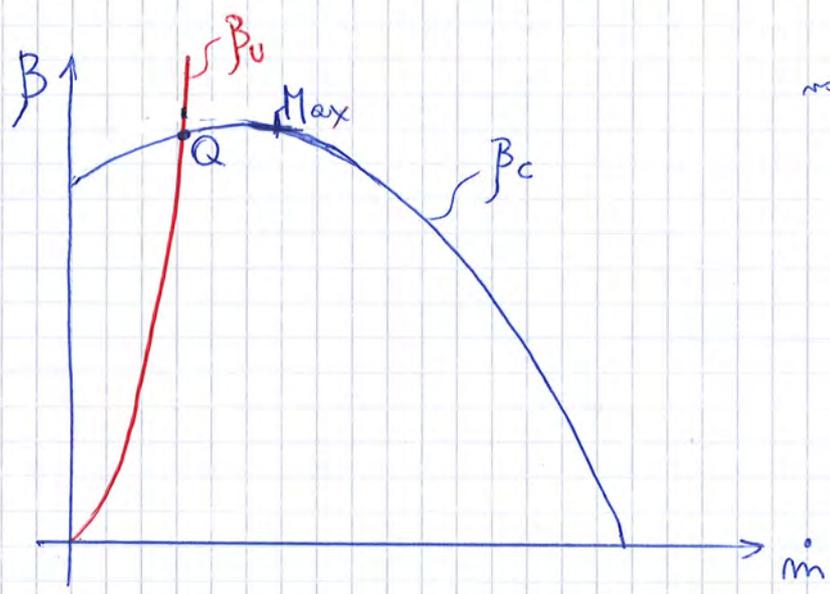
Ogni punto è stato calcolato, prendendo i migliori compressori in commercio, fatti funzionare al loro max rendimento, e calcolandone il λ .

$$P_c = P_B > P_D = P_v$$



Il rigo ritorna spontaneamente nella condizione iniziale = STABILE

Ma se le caratteristiche manometriche dell'utenza è diversa (più ripida):

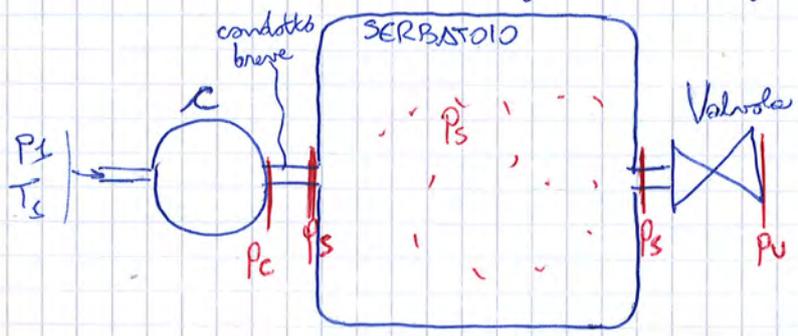


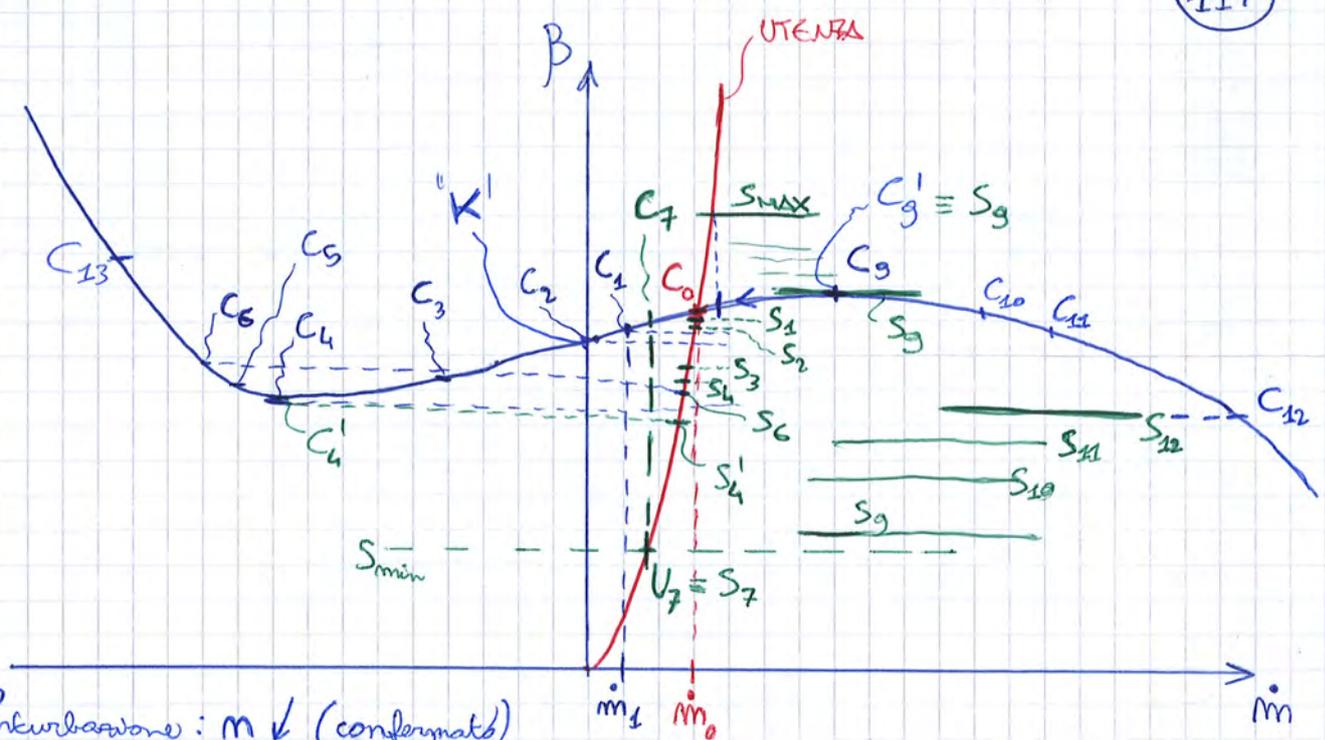
valvola PIU STROZZATA

Anche in questo caso (Q < M) è STABILE.

Quindi quel sistema, con condotti breve, è sempre stabile.

Ma nella realtà c'è sempre un serbatoio (o quasi sempre, quando non c'è, esistono i TUBI lunghi che fungono da serbatoio).



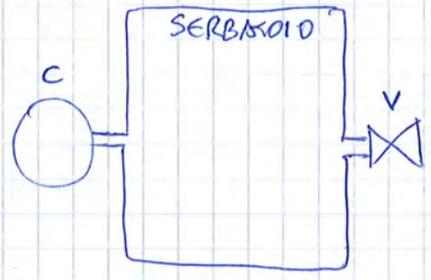


Perturbazione: $\dot{m} \downarrow$ (confermato)
 vel. del compressore

Indichiamo con

- C_i = punti del compressore
- U_j = " dell'utenza
- S_k = " del serbatoio

SYS:

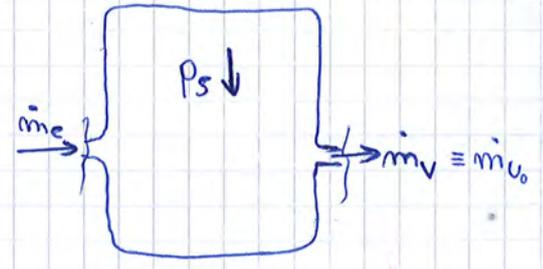


All'istante in cui c'è perturbazione (e diminuisce la sua \dot{m})

$$\left. \begin{matrix} \dot{m}_{u0} = \cos t \\ \dot{m}_c \downarrow \end{matrix} \right\}$$

$P_s \downarrow$ molto lentamente
 $C_1 < P_s!$

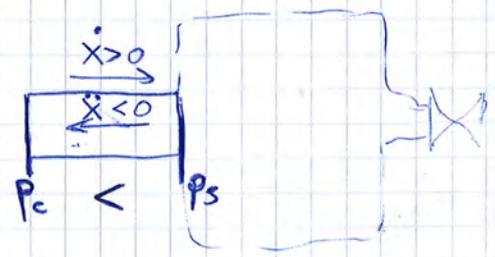
SERBATOIO:



$$\dot{m}_c \downarrow$$

$P_s \downarrow$ molto lentamente
 $C_2 \ll P_s!$

CONDOTTO:



Cioè C_2 è cavata dalla "frenata" nel condotto

..... P_s , per un attimo, scende sotto C_6 .

A questo punto, il flusso si sempre verso SX ma "frena" ($\ddot{x} \rightarrow$) verso destra \rightarrow la portata aumenta verso dx.

ovvero il punto sulla caratteristica del compressore si sposta da C_6 verso C_4 . Ciò, mentre il serbatoio continua incessantemente a svuotarsi



e quindi a perdere pressione (P_s), il compressore si adagiasa la P_2 scende al pari di P_s .



In altre parole da C_6 a C_4' "il compressore e il serbatoio sono sincronizzati" = "il serbatoio scende, allora il compressore scende" (perché è più veloce).

Alla fine, il compressore ripassa da C_4' e in quel momento la P_s è a S_4' , con $C_4' = S_4'$.

- 1) punto C_0
- 2) succede qualcosa nell'impianto (cavo di tensione elettrica) \rightarrow $m \downarrow$
- 3) anche se la perturbazione viene subito eliminata, il compressore si è già spostato in C_1 (con $m \downarrow$)
- 4) Il serbatoio è a $P_s > P_c$ 
- 5) Inizia fase di accelerazione del fluido da C_1 a C_6 $\ddot{x} \leftarrow$ (il compressore invece continua imperterriti a girare stessa direzione e stessa velocità)
- 6) a C_6 la $P_s = C_6$ ma P_s continua a \downarrow 
- 7) Il compressore NON c'è più accelerazione del fluido verso dx, ma solo velocità (punto di max portata " \leftarrow " a C_6)
 ma una decelerazione lenta
- 8) a questo punto, da C_6 a C_4' , non c'è più accelerazione del fluido e il serbatoio sta ancora svuotandosi. Non c'è più accelerazione perché non c'è più il ~~la portata verso SX inizia a diminuire~~
 ~~la portata verso SX inizia a diminuire~~
 ~~perché non c'è più il serbatoio che soffia!~~
 \downarrow
 perché non c'è più il serbatoio che soffia!

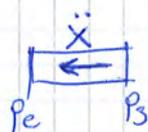
1°
SINCRONIZZAZIONE
 $C_6 \rightarrow C_4'$

ciclo il serbatoio sta "guidando" il compressore, con pressioni sempre più grandi, fino a C_g^1



$m_c > m_u \Rightarrow p_s \uparrow \uparrow$ fino superare C_g^1 !

Allora nel condottor:



$p_s > p_c \Rightarrow$ il compressore $m_c \downarrow$

Si passa per un punto S_{max} dove le portate m_c ed m_u ^{di nuovo} ^{ma in un punto diverso} sono uguali.

Il problema è che il compressore si è "regenerato" dal serbatoio quando era in C_g^1 .

Per cui ricomincia la tiratura, il compressore si va nella parte negativa del grafico solo che questa volta è peggio perché il serbatoio parte da una pressione maggiore!

Il C_g stavolta diventa C_{g2} un e così via.

ricomincia il ciclo !!!!



Ciclo il compressore vede variare CICLICAMENTE la portata e questo sollecita enormemente le palette. \downarrow e causa enormemente vibrazioni in tutto il compressore.

POMPAGGIO

DISTRUBIONE DEL COMPRESSORE

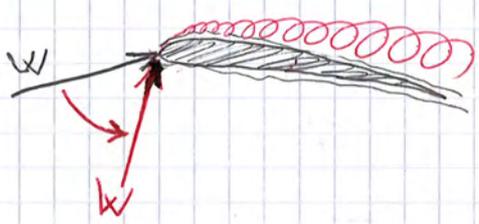
LEZ 11_2

Pompaggio.

LEZ 11_3

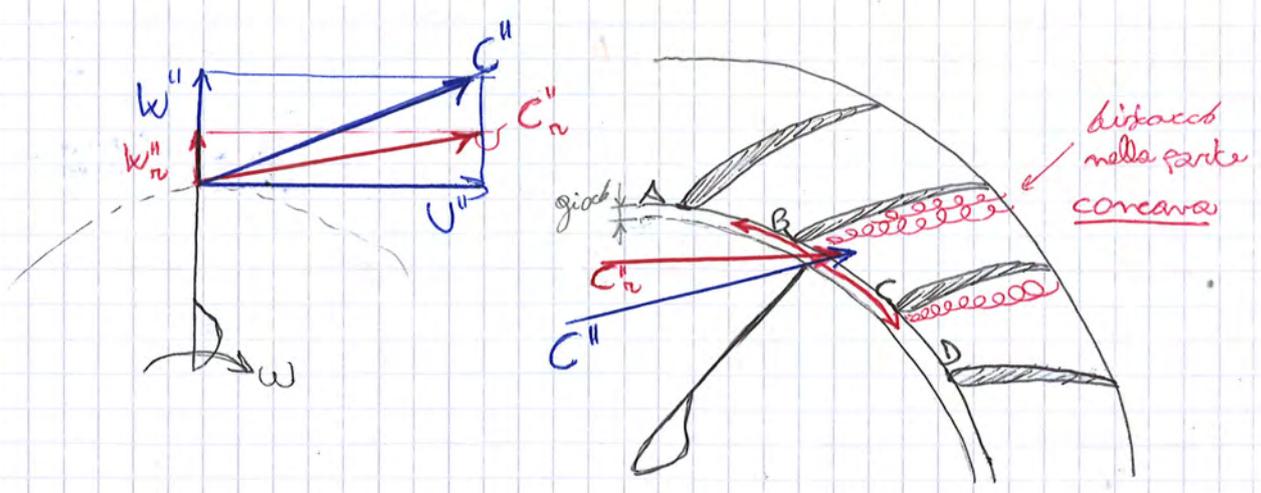
STALLO

Distacco della vena.



TURBOCOMPRESSORI CENTRIFUGHI (pag 95)

Stallo avviene nel DIFFUSORE



Il problema si pone quando per motivi di regolazione, si va a ridurre la m : la w''_n è più piccola e quindi la C'' cambia la sua inclinazione e si ha distacco.

\downarrow \downarrow
 Succede anche che il 1° distributore
 "secca" dallo stallo perché diminuisce la sua portata. Purtroppo però
 ha contagiato il
 successivo.

\swarrow \searrow
 Il ciclo si ripete: STALLO ROTANTE

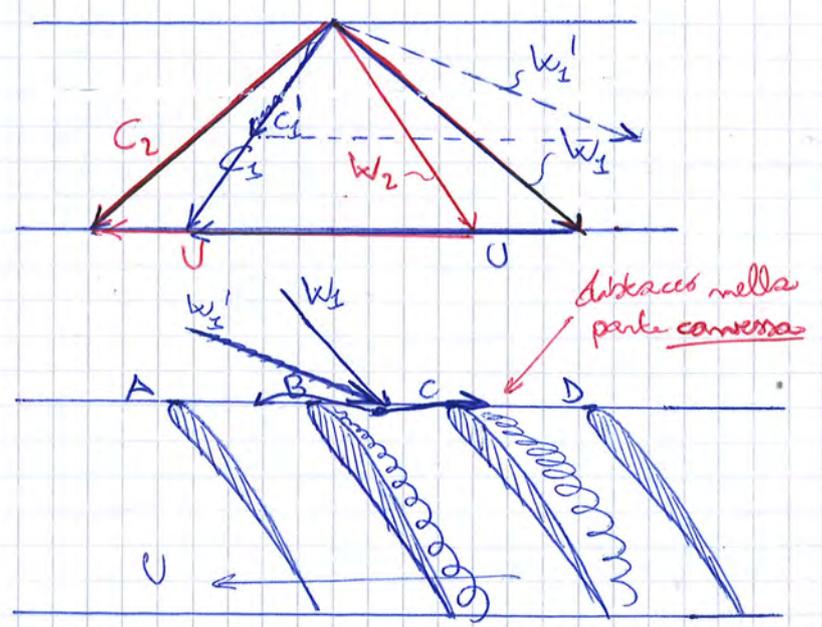
\Downarrow
 Sollecitazioni periodiche sulle palette \Rightarrow vibrazioni \Rightarrow rottura.

TURBOCOMPRESSORI ASSIALI (pag 103)

Stallo può avvenire sia nella girante sia nel diffusore.
 Entrambi i casi si studiano nella stessa maniera.
 Prof. prende il caso lo stallo avviene nella GIRANTE.

In condizioni normali:

Poi si vuole ridurre
 la portata x motivi di
 regolazione:
 cambia la C_2 che
 diventa più piccola C_2' ,
 che fa variare la w_2
 che diventa w_2' .



Era è più inclinata, fa distaccare la vena in B e la portata
 si riduce (x colpa di maggiore resistenza). La portata quindi si
 ripartisce e va un po' in C e in A.

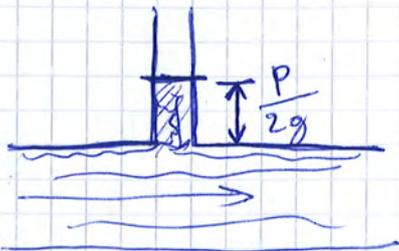
CARICO TOTALE

"totale"

$$H^0 = \frac{P}{\rho g} + \frac{C^2}{2g} + z$$

[m]

"QUOTA PIEZOMETRICA TOTALE"



Effetto utile: $g(H_2^0 - H_1^0)$

" $H_u = H_2^0 - H_1^0$ "

$$L_p = g H_u + L_{wm}$$

$$L_p = \frac{g H_u}{\eta_{yp}}$$

come da ESERCIZIONE 3
pag 244

1° OSSERVAZIONE: se avessimo compressione perfetta (no perdite)

allora $L_{p,iso} = g H_u$

ma quindi

$$L_p = L_{p,iso} + L_{wm}$$

$$L_{p,iso} = L_p - L_{wm}$$

→ cosa che non si poteva assolutamente scrivere per le compressioni perché c'era quell'effetto di controrecupero (pag 15).

rendimento idraulico → η_{yp}

$$\eta_{yp} = \frac{L_p - L_{wm}}{L_p} = \eta_{yp,iso}$$

Pensiamo a macchine geometricamente simili:

(129)

$$\varphi \sim \frac{Q}{(d'')^2} \cdot \frac{1}{(md'')}$$

costi di proporzionalità con dentro tutto
(costi $\propto \pi, \tau, \frac{Q}{d''}$)

$$\varphi = k_1 \frac{Q}{(d'')^2} \frac{1}{(md'')}$$

$$\varphi - \varphi = \frac{L_p - L_u}{\frac{(U'')^2}{2}} = \frac{g H_u}{\frac{U''^2}{2}}$$

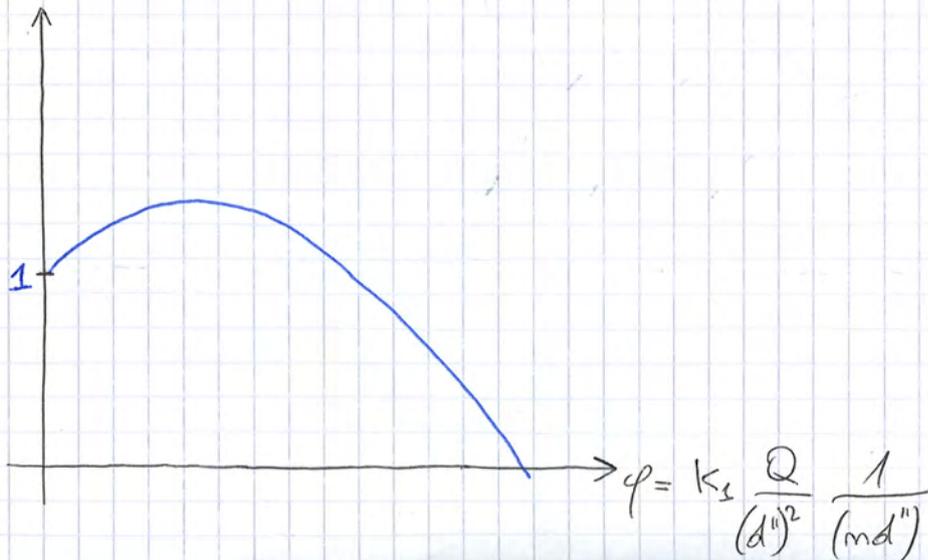
$$\varphi - \varphi \sim \frac{g H_u}{(\pi m d'')^2}$$

→ altri costi di proporzionalità

$$\varphi - \varphi = k_2 \frac{H_u}{(m d'')^2}$$

→ Allora il grafico potrebbe diventare (quando gli assi):

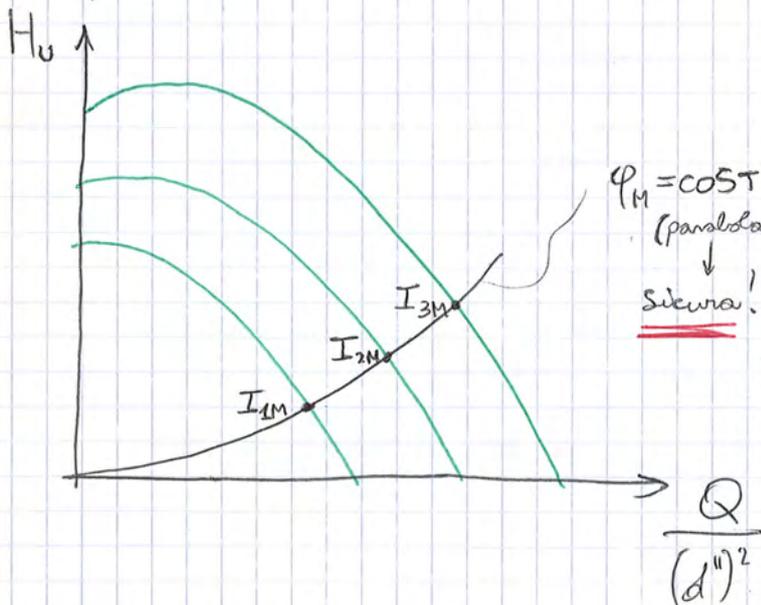
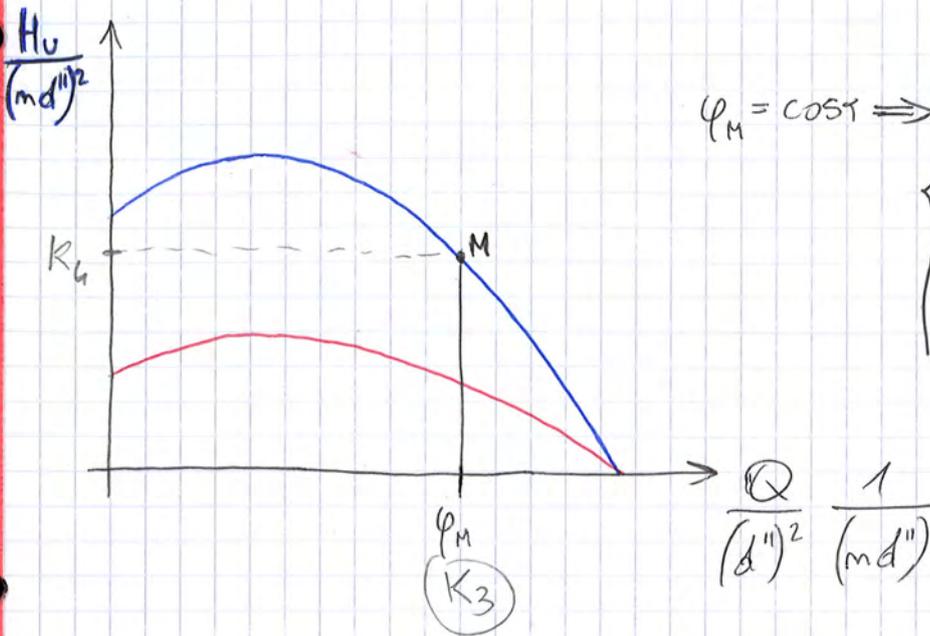
$$\varphi - \varphi = k_2 \frac{H_u}{(m d'')^2}$$



3 punti di corrispondenza:

il punto M richiede:

$$\varphi_M = \text{cost} \Rightarrow \begin{cases} \psi = \text{cost} \\ \varphi = \text{cost} \\ \chi = \text{cost} \text{ grado di reazione} \\ \text{triangoli di vel. SIMILI} \\ M_{YP} = \text{cost} \end{cases}$$



il punto M si è trasformato in I_{1M}, I_{2M} e I_{3M}

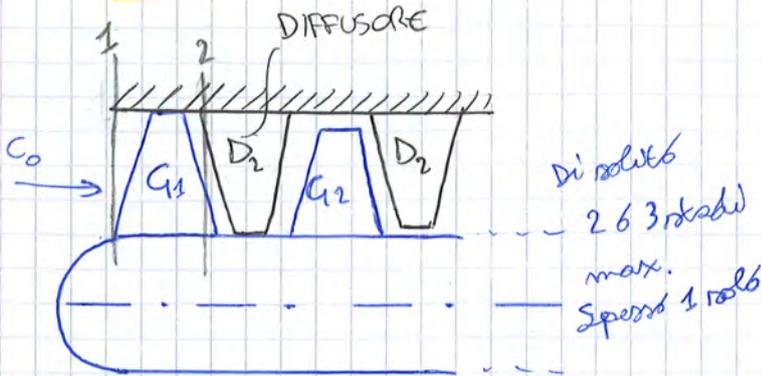
$$\varphi_M = \text{cost} \Rightarrow \begin{cases} \psi = \text{cost} \\ \varphi = \text{cost} \\ M_{YP} = \text{cost} \\ \chi = \text{cost} \\ \text{triangoli velocità SIMILI} \end{cases}$$

Come si dimostra che è una parabola?

$$\begin{cases} \frac{H_u}{(m d'')^2} = K_4 \rightarrow H_u = K_4 (m d'')^2 \\ \frac{Q}{(d'')^2} \frac{1}{(m d'')} = K_3 \rightarrow \frac{Q}{(d'')^2} = K_3 (m d'') \end{cases}$$

eq. parametriche di una parabola

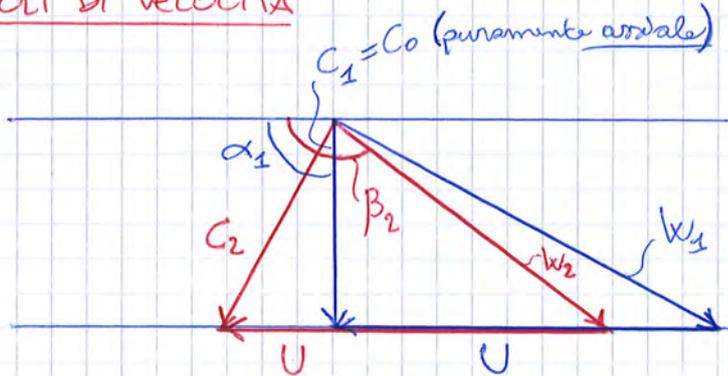
TURBOPOMPE ASSIALI



Il diametro del mozzo deve rimanere COST perché il fluido è INCOMPRESSIBILE $\rho = \text{cost}$ e quindi, per mantenerci COST la portata, la sezione NON deve cambiare.

Il 1° STADIO qua è molto importante! → perché spesso è l'unico!

TRIANGOLI DI VELOCITÀ

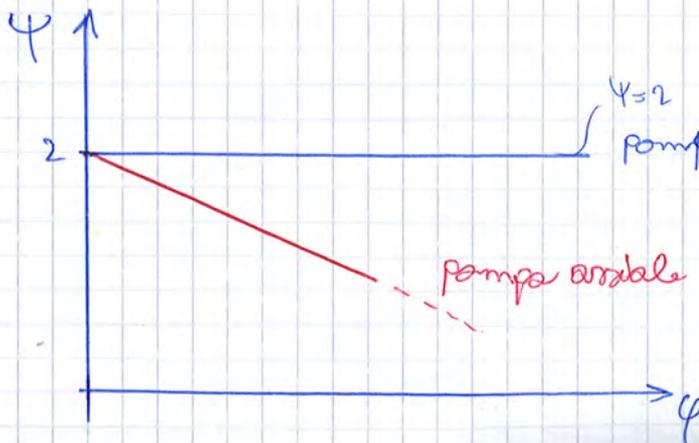


$$\Psi = 2 \left[1 + \varphi (\cotg \beta_2 - \cotg \alpha_1) \right]$$

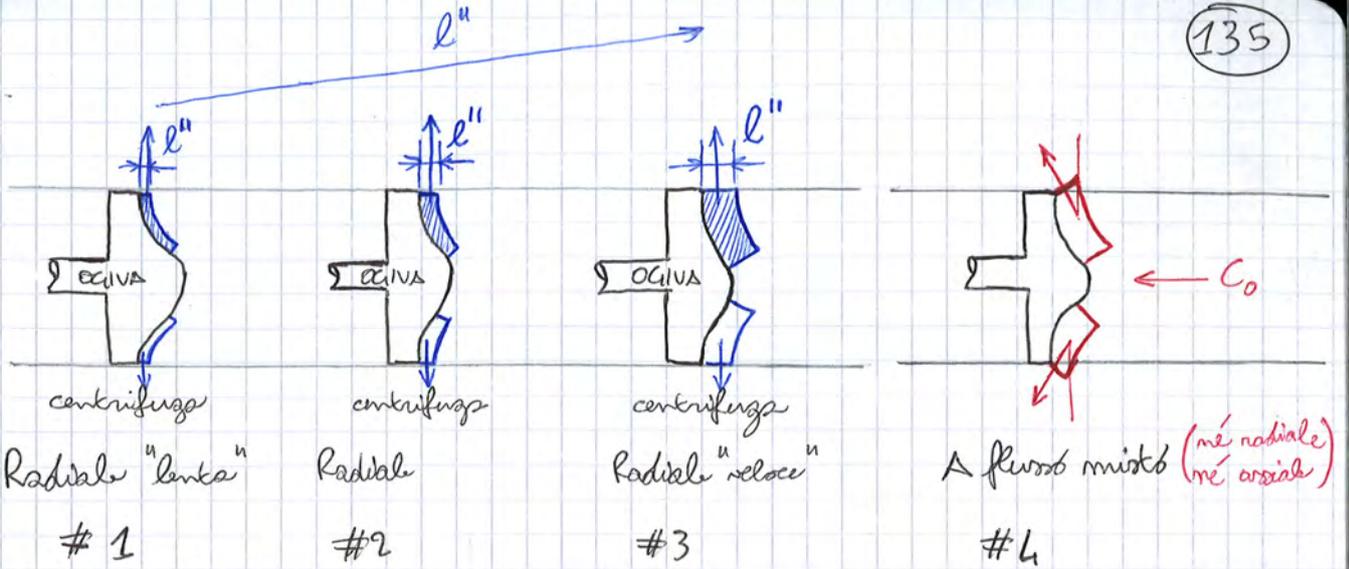
= 0
come $\alpha_1 = 90^\circ$

dimostrazione uguale a pag 109 compressori assiali

$\Psi = 2 [1 + \varphi \cotg \beta_2]$



(Sdito grafico come a pag 109 - compressori)

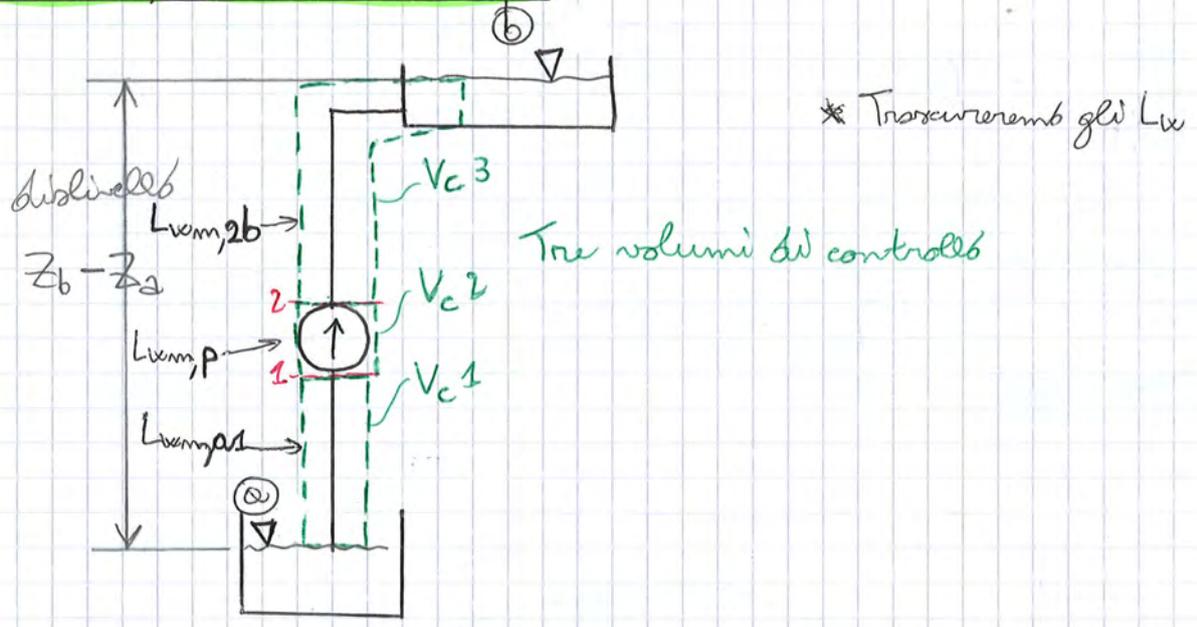


Pausa

IMPIANTI TIPICI DI UTILIZZAZIONE DELLE POMPE

LEZ 11-5

2 bacini, sollevamento di acqua



Bilanci di energia per ognuno dei \$V_c\$:

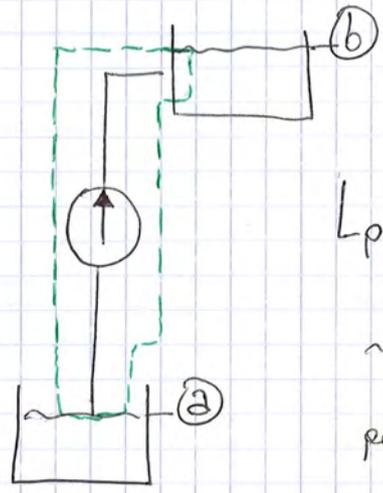
V_{c2}

$$L_p = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) + L_{vmp,p}$$

$g H_0$ vedi pag 126

$L_p = g H_0 + L_{vmp,p}$ $L_p = g (H_0 + Y_p)$

in L_{um} .
 ↓
 Come verificarlo?
 ↓
 Con 1 unico V_c !



peli liberi sono in atmosfera!

$$L_p = \frac{p_b - p_a}{\rho} + \frac{C_b^2}{2} - \frac{C_a^2}{2} + g(z_b - z_a) + L_{um, tot}$$

~ 0 $= 0$

perché ad ipotizzarlo un dislivello di 100 mt, che in aria non è un gran che. Bisognerebbe avere almeno 100 mt per apprezzare il delta p .
 Cioè a 100 mt $\Delta p \approx 0$.

$$L_p = g(z_b - z_a) + L_{um, a1} + L_{um, p} + L_{um, 2b}$$

questo ci conferma che l'intuito aveva ragione! pag 136

↓
 Ora qualche trasformazione

$$L_p - L_{um, p} = \underbrace{g(z_b - z_a)}_{H_g \text{ "geometrica"}} + \underbrace{L_{um, a1}}_{gY_{a1}} + \underbrace{L_{um, 2b}}_{gY_{2b}}$$

gH_u pag 127

$$gH_u = gH_g + g(Y_{a1} + Y_{2b})$$

Ma in un liquido L_{wm} che fine fa??

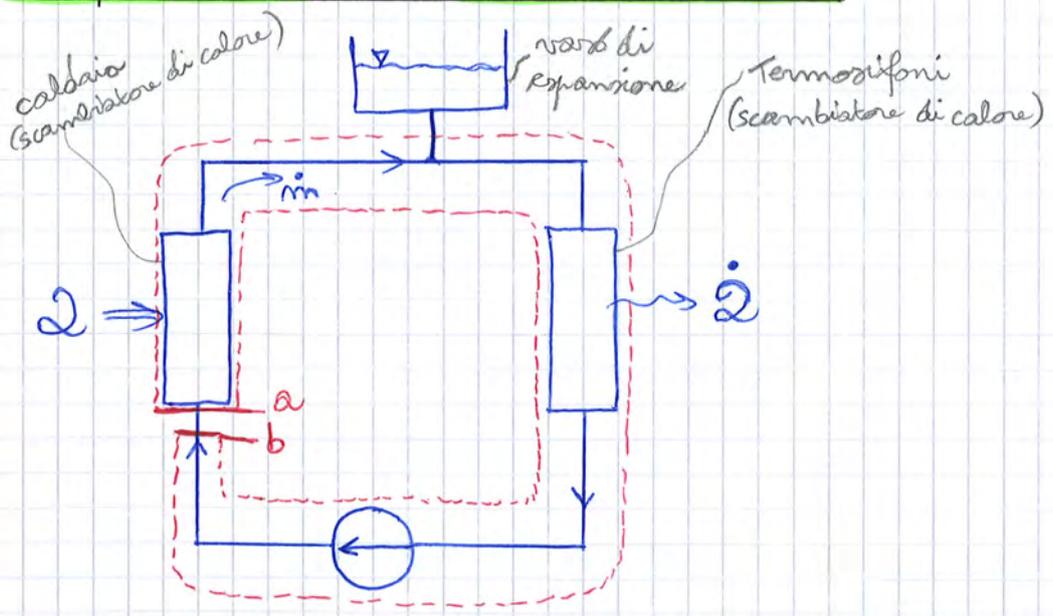
$\rightarrow \dot{Q} + L_{wm} = \Delta U_t + \int p \, dv$ ← formula valida sia per aeriformi sia per liquido.
 = 0 Solita coibentazione = 0 perché $dv = 0$
 1° PR. LAGRANGIANO - pag. 3

$L_{wm} = \Delta U_t$!!!

per attrito viscoso
 cioè tutta l'energia dissipata va in energia termica!

$L_{wm} = C(T_2 - T_1)$
 J / kg K

Impianto di riscaldamento condominiale



Intuito: la pompa dovrà vincere solo tutte le resistenze che il fluido incontra.

Come lo semplifichiamo?



con un V_c molto particolare: si inserisce in a e si chiude in b molto vicina ad a

FUNZIONAMENTO TURBINE FUORI PROGETTO

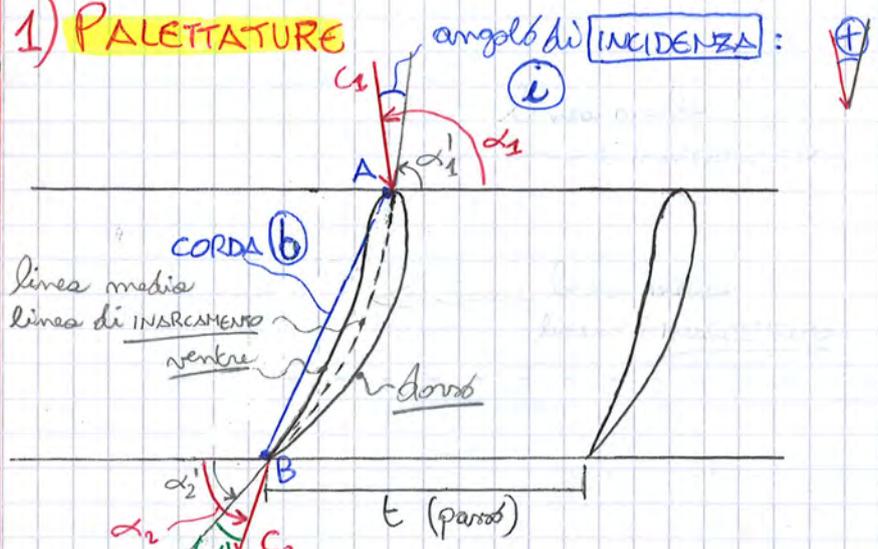
141

LEZ 12_1

- 1 → Palettatura
 - caratteristiche
 - coeff. di perdita
- 2 → Post Espansione
- 3 → Parametri per individuare le condizioni di funzionamento di una turbina

→ ma anche COMPRESSORI

1) PALETTATURE



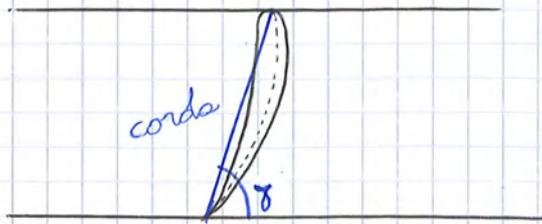
La condizione ottimale di ingresso sarebbe avere la C_1 coincidente alla linea di inarcamento (cioè $i = 0^\circ$).
 $i \neq 0$ entro certi limiti è no problem.

URTO D'INGRESSO: è minimo quando $i = 0^\circ$ ma comunque c'è. e via via cresce tanto più cresce i (in un'entrambi i ^{senzi})

- ↳ urto "di ventre" $i \oplus$ (come in figura)
- ↳ urto "di dorso" $i \ominus$

Se $i \gg 0 \rightarrow$ URTO DI VENTRE distacco vena sul dorso | IL PIÙ DANNOSO

Se $i \ll 0 \rightarrow$ URTO DI DORSO distacco vena sul ventre | ~~IL PIÙ~~ DANNOSO

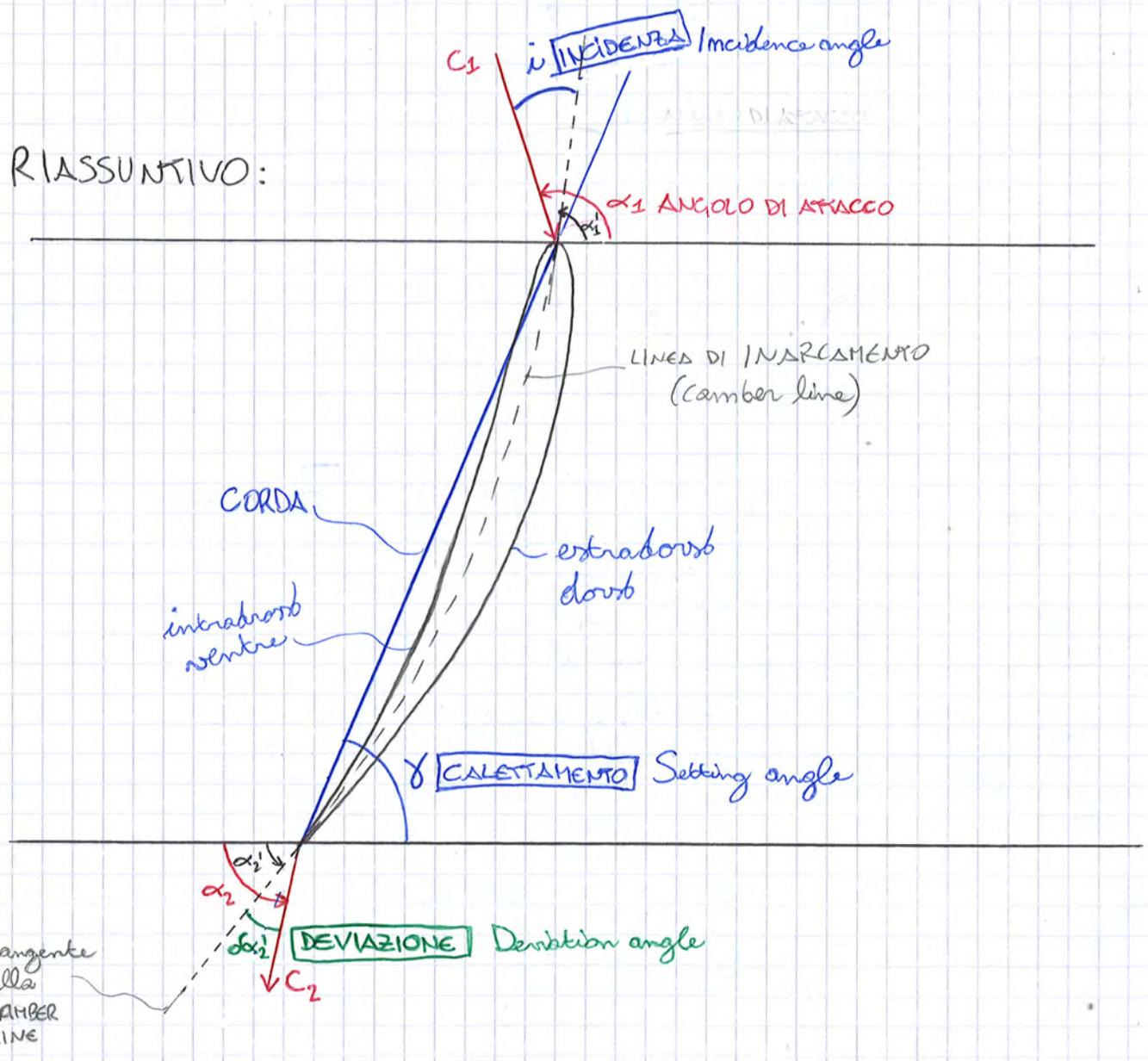


$\gamma =$ angolo di **CALETTAMENTO**

$\gamma < 90^\circ$ turbine

$\gamma > 90^\circ$ compressori

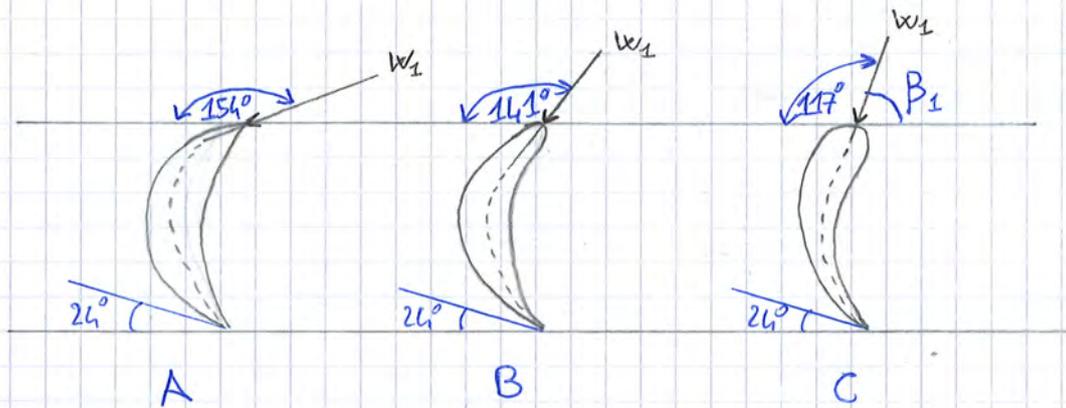
RIASSUNTIVO:



$$\begin{cases} \varphi \cong \varphi_2(\alpha_2) \quad (7) \text{ (ma è la (5))} \\ \alpha_2 \cong \text{COST} = \alpha_2' \leftarrow \text{cardi estremi di turbine con solidità ALTA } \frac{b}{T} \end{cases}$$

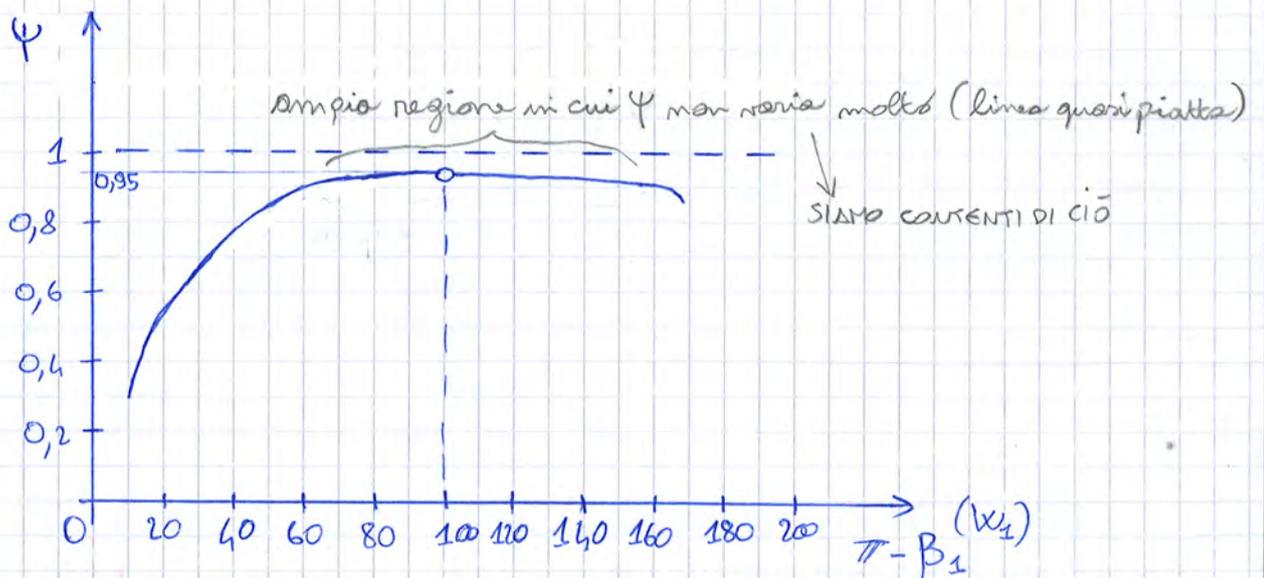
NON VALE PER I COMPRESSORI PERCHÉ NON SI RIESCE A GUIDARE BASTO IL FLUSSO

(o meglio, nelle condizioni di progetto vale anche per i compressori. Ma questo capitolo tratta i fuori progetto)



Slide 37:15 min

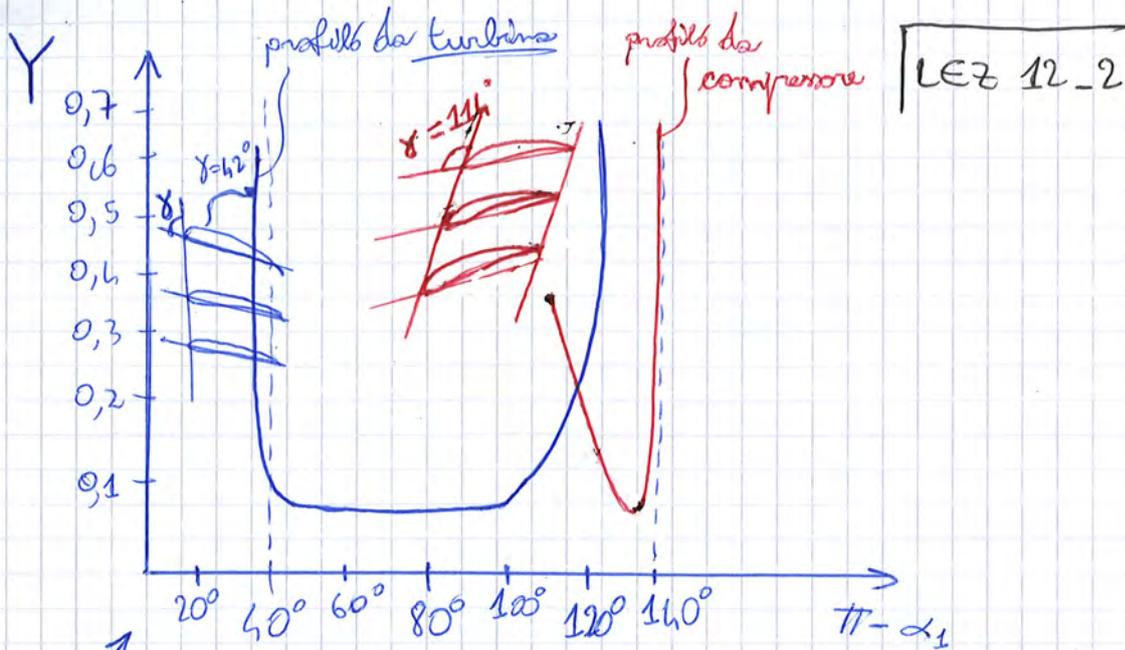
Card C \rightarrow è la migliore palette, φ max



NOTA BENE:

Ci aspettavamo di trovare come punto di MINIMA perdita in corrispondenza di w_1 a 117° cioè coincidente con la linea di incrocamento (come detto a pag 141), invece è a 100° . Perché?





In quel grafico: Stessa identica palette, ma in turbina o in compressore

COMMENTO: stessa paltratura

- ↳ X turbina: funziona molto bene per un campo ampio
- ↳ X compressore: " " " " " " molto ristretto



le turbine sono più facili da costruire/progettare nel senso che le perdite non variano molto anche in condizioni fuori progetto.



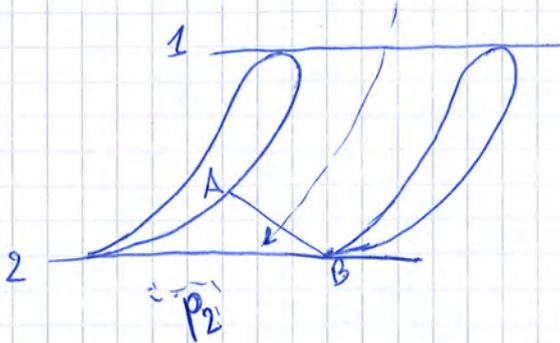
Ecco che i compressori sono sempre overgeatati mentre le turbine solo quando è proprio necessario.

$$Y = \frac{P_1^0 - P_2^0}{P_1^0}$$

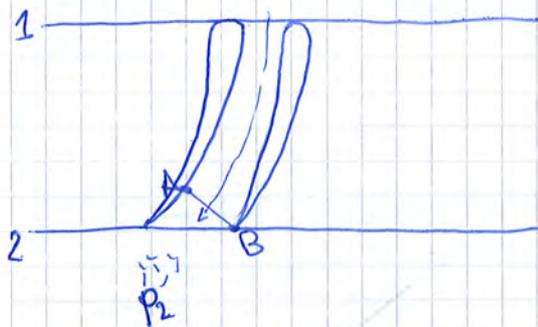
P_1^0 → pressione totale all'ingresso
 P_2^0 → all'uscita

2) **POST ESPANSIONE** 2 casi a) e b)

a) Fluido SUBSONICO in condizioni di progetto e abbassamento di ~~pressione~~ P_2 sotto quella di progetto.



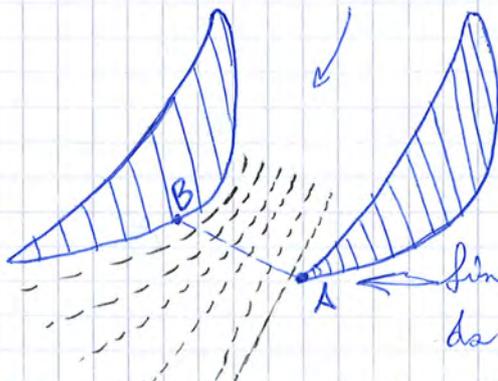
b) Fluido SUPERSONICO in condizioni di progetto e abbassamento di P_2 (pressione di valle) al di sotto di quella di progetto.



Pausa

LEZ 13.1

a) fluido SUBSONICO

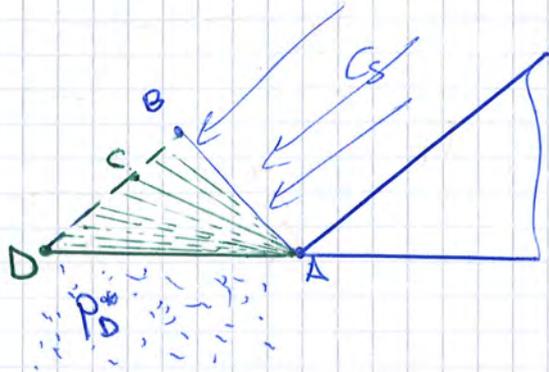


\overline{AB} : sezione contratta

finché alla sezione AB il fluido si guidava bene da 2 palette, oltre solo da quella di SX
 Poi si riduce la P_2 a valle: "l'informazione" risale fino a monte e ciò provoca un'accelerazione del fluido che diventa SONICO. Ma a quel punto

A monte di \overline{AC} è tutto congelato (supersonico)

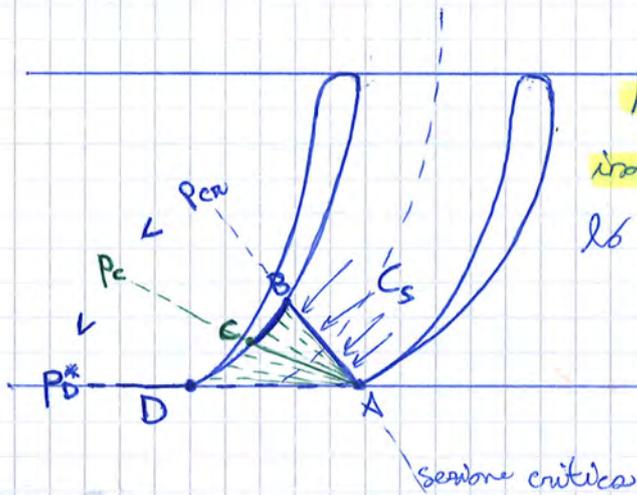
Ma abbassando ulteriormente la p_c (o p_c^*) la linea di mach \overline{AC} si abbassa finché si arriva alla linea limite di mach \overline{AD}



che gode delle stesse proprietà della \overline{AC}

p_D^* = pressione a valle corrispondente alla linea di Mach \overline{AD}

Torniamo al nostro caso:



Nella realtà, l'espansione NON è isentropica (ONDE D'URTO) come invece lo era per il modello PRANDT-MAYER.

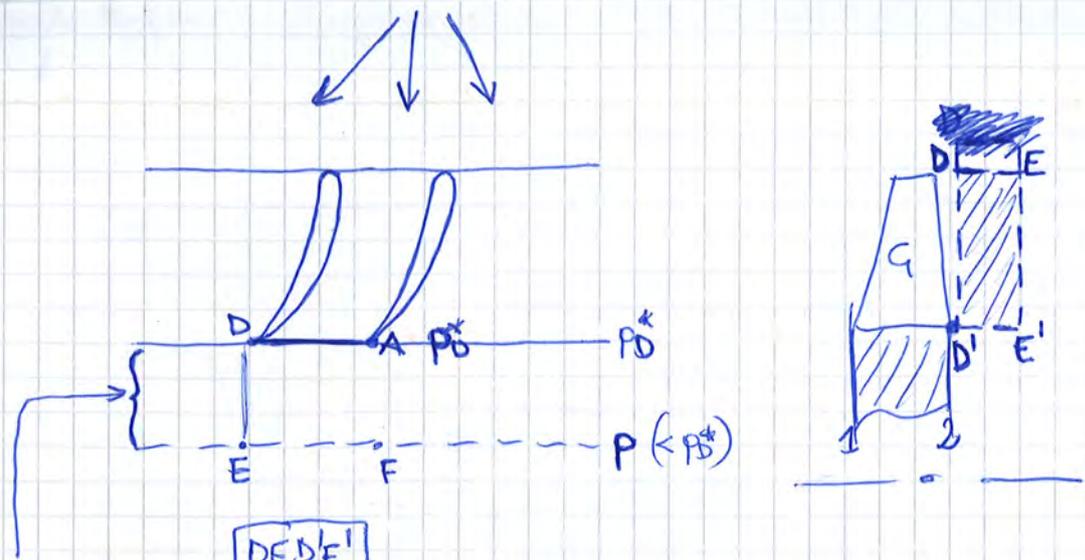
$L_w > 0$ (perdite > 0)

Se di sopra di \overline{AB} → non cambia nulla xkè l'informazione non risale.

Tra \overline{BC} → la pressione diminuisce da p_{cw} a p_c (espansione + accelerazione) sull'estradosso della palette di SX.

Se abbassiamo la pressione a valle fino a p_D^* allora tra \overline{BD}





DEDE'

In questa regione applichiamo il teorema di:

- 1 - della quantità di moto → "applicando una forza dall'esterno al fluido esso si trasforma in aumento quantità di moto della portata"
- 2 - del momento della quantità di moto → "applicando una coppia dall'esterno sul fluido si trasforma in un incremento del momento della quantità di moto della portata"

Per vedere cosa succede.



Ma in relazione alla 2), visto che non c'è NIENTE nella regione DEDE' non c'è nessuna coppia applicata al fluido, quindi il momento della q.tà di moto della portata NON varia. → → cioè: $C_{u2} = COST$

Invece in relazione alla 1), visto che c'è una forza risultante causata dalla differenza di pressione ($P^* - P$) allora si avrà un aumento della q.tà di moto del fluido. → → cioè: $C_a \uparrow C_{aE} > C_{aD}$
 Il fluido era supersonico (in D) e diventa ancora più supersonico (in E).

CONSIDERAZIONE:

POST ESPANSIONE

se siamo all'ultimo stadio quella da considerarsi una perdita maggiore allo scarico.

Se siamo in uno stadio intermedio quella POST ESPANSIONE potrebbe essere completamente recuperata dallo stadio successivo (sperando che sia così), altrimenti sarà perdita.

SIMILITUDINE FLUIDODINAMICA: è quando presi 2 campi di moto e considerati 2 punti corrispondenti, i parametri adimensionali di pag (154) sono uguali. Ciò si realizza quando le velocità sono "simili" (scala diversa)



è estremamente difficile ottenere ciò. Quindi si potrà accontentare di avere perfetta uguaglianza di soli 3 parametri:

$$\Psi = \frac{L_i}{U^2}$$
 coeff di LAVORO (a pag (96) era $\Psi = \frac{L_i}{U^{3/2}}$ ma non cambia niente)

$$\Phi = \frac{Ca}{U}$$
 coeff di PORTATA

$$C_n = \frac{U}{\sqrt{2 \frac{\rho}{\rho_0} \frac{U_0^2}{k-1}}}$$
 numero di CROCCO

si semplifica anche se non sarebbe concettualmente giusto

$$C_n = \frac{U}{\sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_0}}$$

oppure

$$C_n = \frac{U}{\sqrt{2 \frac{k}{k-1} \rho_0^{\frac{1}{k-1}} U_0^{\frac{2}{k-1}}}}$$

Si ipotizza gas perfetto

Si può dimostrare che x tutte le Turbine:

$$\begin{cases} \Psi = \Psi(\Phi, C_n) & (1) \\ \eta_t = \eta_t(\Phi, C_n) & (2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \Psi = \Psi(\Phi) & (1') \leftarrow \text{quando } C_n \text{ è trascurabile} \\ \eta_t = \eta_t(\Phi) & (2') \leftarrow \text{quando } C_n \text{ è trascurabile} \end{cases}$$

Pausa

$$\Phi = P_1 \cdot P_2 \quad (4') \quad \text{solo per comodità}$$

Adesso $C_n = \frac{U}{\sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_0^0 V_0^0}} \approx \frac{1}{P_2}$

Adesso:

$$\Psi = \Psi(\Phi, C_n) \quad (1)$$

$$\Psi = f_1(P_1, P_2, C_n) \quad (1'')$$

Adesso: $\Psi = f_3(P_1, P_2) \quad (5)$

$$\eta_t = \eta_t(\Phi, C_n) \quad (2)$$

$$\eta_t = f_2(P_1, P_2, C_n) \quad (2'')$$

Adesso: $\eta_t = f_4(P_1, P_2) \quad (6)$

Ora dalla (3) ricaviamoci lo Ψ :

$$\Psi = \frac{L_t}{U^2} = \underbrace{\eta_t}_{f_4(P_1, P_2)} \frac{k}{k-1} \underbrace{\frac{P_0^0 V_0^0}{U^2}}_{= P_2^2} \left[1 - \left(\frac{P_k}{P_0^0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

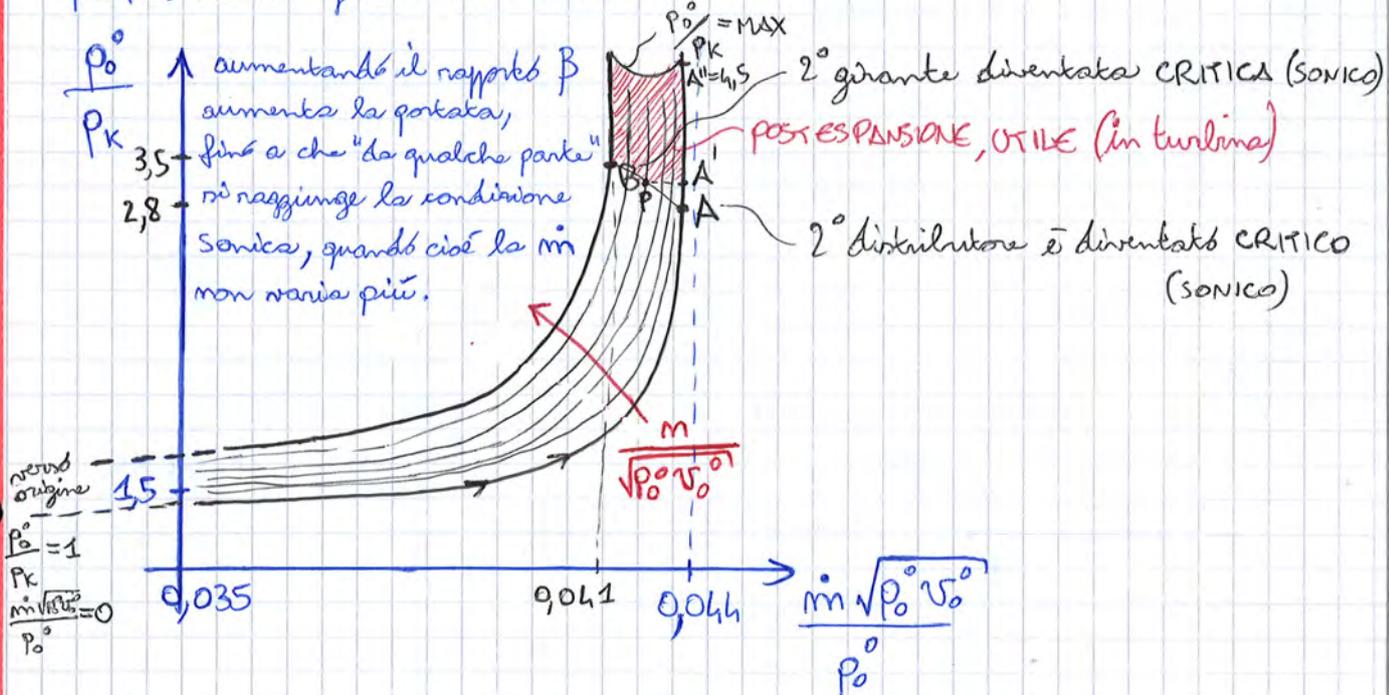
$$\Psi = f_5(P_1, P_2, \frac{P_0^0}{P_k}) \quad (7)$$

Essendo sia la (5) sia la (7) valide, ne deriva che $\frac{P_0^0}{P_k}$ non è un'ulteriore variabile in gioco. Anzi, ricaviamo che $\frac{P_0^0}{P_k} = f_6(P_1, P_2)$ (8)

Per le turbine:

Confermata. Ma vediamo come.

Grafico curve sperimentali TURBINA DOPPIO STADIO.



- Tra A e B vi è una curva con un punto P: in quel punto, se si fosse una curva diventando contemporaneamente CRITICI sia la 2° girante sia il 2° distributore.
- Tra A e A' c'è una curva (tratteggiata) che indica il momento in cui ANCHE la 2° girante diventa CRITICA (insieme al 2° distributore).

fino ad A → in A il 2° distributore diventa CRITICO
 Tra A-A' → ~~entrando~~ il fluido continua ad accelerare
 in A' → anche la 2° girante diventa CRITICA
 Dopo $\frac{P_0}{P_k}$ max → post espansione UTILE (quella IN TURBINA)
 Dopo $\frac{P_0}{P_k}$ MAX → post espansione fuori turbina NON UTILE

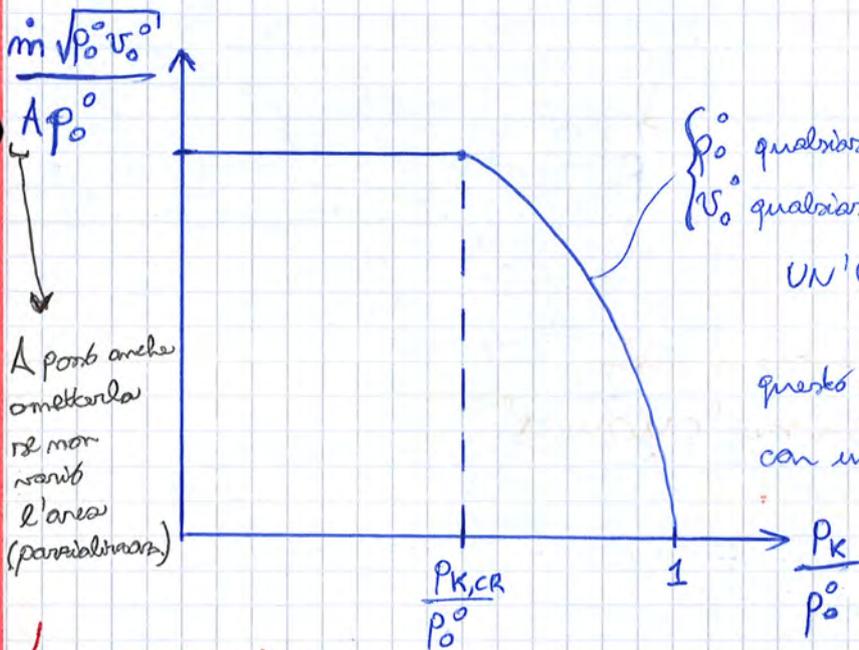
NOTA: per le curve a SX, da B in poi è come da A' in poi.

Questo grafico sperimentale, ci conferma che descrivere il β con quei 2 parametri (quello di portata $\frac{m \sqrt{P_0 V_0}}{P_0}$ e quello di velocità $\frac{m}{\sqrt{P_0 V_0}}$) è CORRETTO.

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}_{CR} &\sim A \cdot \frac{p_0^0}{\sqrt{p_0^0 v_0^0}} \\ \frac{P_{K,CR}}{p_0^0} &= \frac{P_{K,CR}'}{p_0^0} \end{aligned} \right\} \times \text{UGELLO CONVERGENTE}$$

N.B. = nell'ugello, se variano le condiz. a monte (p_0^0 e v_0^0), varierà anche la $P_{K,CR}$. Però il rapporto $\frac{P_{K,CR}}{p_0^0}$ rimane cost.

X TURBINE:



A può anche ometterla se non variano l'area (parabolizza)

p_0^0 qualsiasi
 v_0^0 qualsiasi

è quella MEDIA

UN'UNICA CURVA (anziché un fascio) (con assi cambiati)

questo grafico rappresenta la turbina con una buona approssimazione.

MA in realtà è un fascio di curve!

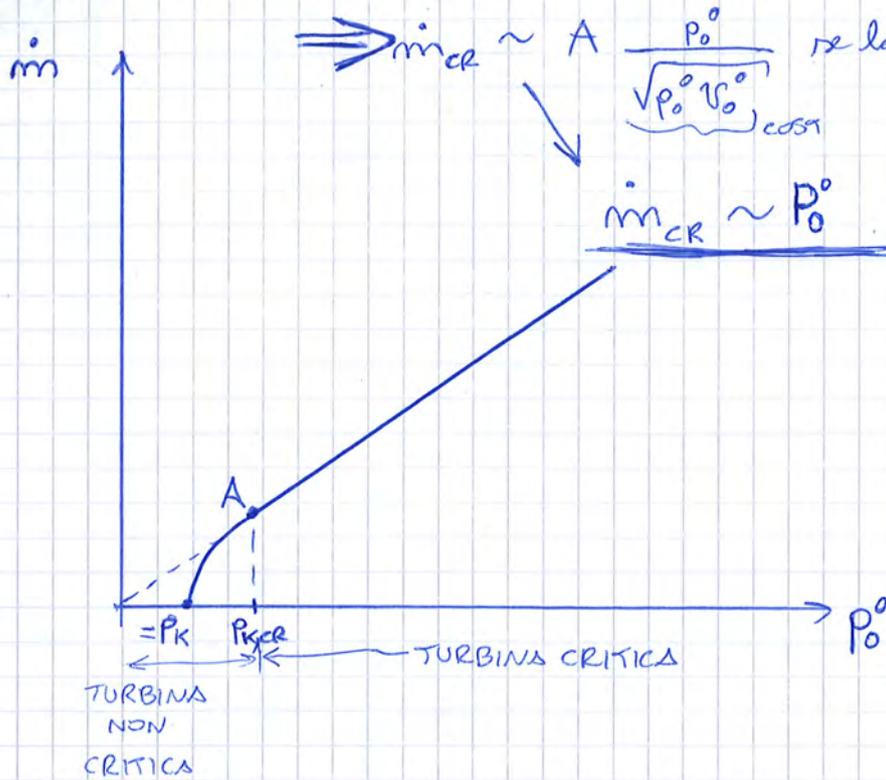
La curva unica non tiene conto della M (velocità).

Se l'errore ammesso è il 5% la curva unica va benissimo
Se " " " " 0,5% allora la curva unica NON va più bene e dobbiamo prendere il fascio di curve.

Pause

Durante la LAMINAZIONE cosa accade alle \dot{m} ? :

163



Fine

ESERCITAZIONE 1

~~LEZ 14_1~~
LEZ 14_1

p1) O_2 COMBUSTIONE - A VOL = COST

$T = 700 K$

Combustione: ^{CORA} ISOBARA, IDEALE, SENZA NESSUNA PERDITA

INCOMBUSTI (NO)

DISSOCIAZIONE (NO)

(NO)

$\dot{m}_b \frac{H_{i,3,10}}{1+\alpha} = C'_{vm} (T_3 - T_2) + K (T_3 - T_2)^2 + \dots (-Q + L_{fs})$

con semplificazione

$\frac{H_{i,3,10}}{1+\alpha_{ST}} = C'_{vm} (T_{3,10} - T_2)$

$\frac{44 MS}{kg}$

$R' = C'_{pm} - C'_{vm} \Rightarrow C'_{vm} = C'_{pm} - R' = \dots$

$T_{3,10} = T_2 + \frac{1}{C'_{vm}} \cdot \frac{H_{i,3,10}}{1+\alpha_{ST}} = 3407 K$

		$\frac{m_{a2}}{m_b}$		$(1+\alpha)$
$T_{3,1D}$	3407	α_{ST}	14,6	15,6
T_{3a}	2980	$1,2\alpha_{ST}$	17,6	18,6
T_{3b}	3388	$0,9\alpha_{ST}$	13,2	14,2
T_{3c}	2821	α_{ST}	14,6	15,6

energia spesa in Lavoro

caso 1D $\frac{H_{in2}}{1+\alpha_{ST}} = C'_{vm} (T_{3,1D} - T_2)$

caso a) $\frac{H_{in2}}{1+1,2\alpha_{ST}} = C'_{vm} (T_{3a} - T_2)$

$$\frac{T_{3,1D} - T_2}{T_{3a} - T_2} = \frac{1 + 1,2\alpha_{ST}}{1 + \alpha_{ST}} = 1,19$$

È giusto confrontare i salti di temperatura e NON le temperature assolute

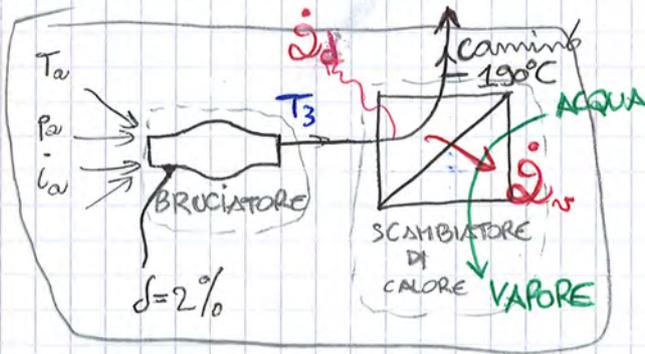
19% Vs 14%

$$\frac{3407 - 700}{2821 - 700} = \frac{2707}{2121} = 1,28$$

Es 3) Un generatore di vapore (CALDAIA)

167

SCHEMA DI UNA CALDAIA



INCOMBUSTI $\delta = 2\%$ m_b

"Completa RIASSOCIAZIONE
a valle del combustore"

anche se la T_3 non è $> 1850K$

$\dot{Q}_d = 2,3\% \dot{Q}$ → perdite di calore attraverso le pareti dello scambiatore

3 tipi di perdite:

1 → δ 2% INCOMBUST

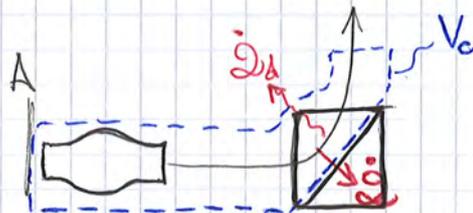
2 → \dot{Q}_d

3 → Scorie 190°C

Procedimento. Scelgo:

1) metodo locale (Euleriano)

2) V_c



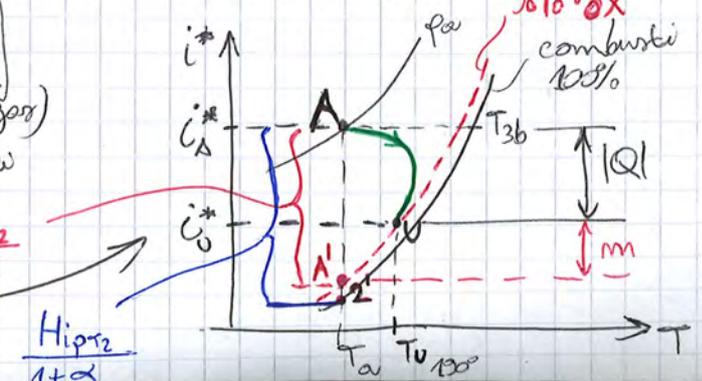
$$Q = K_i + \Delta i^* + \Delta E_{c,p,g,h} = 0$$

Trascurabili: $=0$ (per x, y, z inerti)

↓

$$Q = \Delta i^*$$

1° PR - Euleriano (locale)



$$|\dot{Q}_w| = \underbrace{\dot{m}_b (1-d) H_{ipr2}}_{\text{PERDITA PER INCOMBUSTI}} - \underbrace{\dot{m}_b (1+\alpha) C_{pm}' (T_u - T_{\Delta'})}_{\text{PERDITA AL CAMINO}} - \underbrace{\dot{m}_b (1+\alpha) |Q_d|}_{\text{PERDITA PER IMPERFETTO ISOLAMENTO}}$$

evidenziate le perdite

169

Parso

LEZ 14-3

IMPIANTI

A

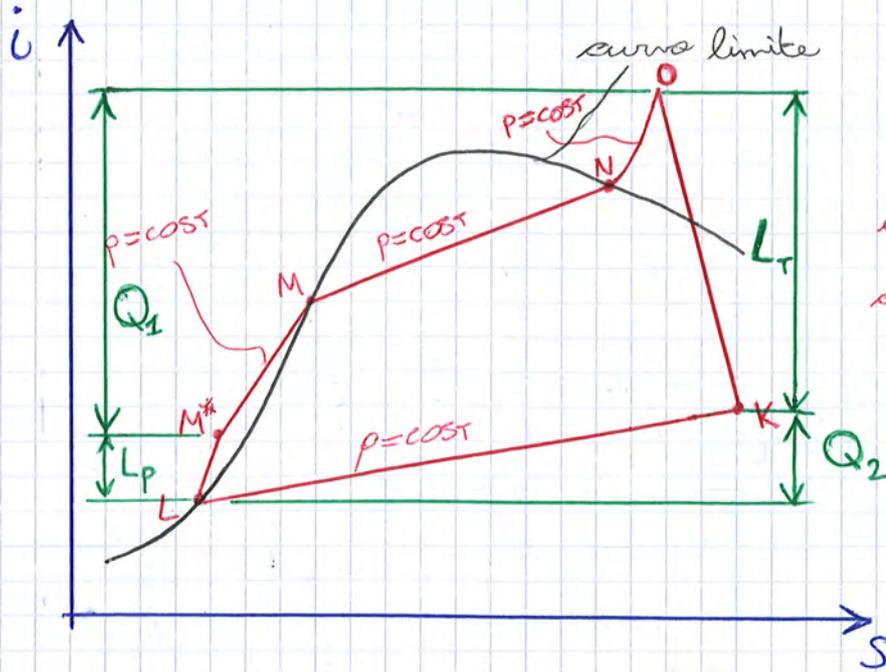
VAPORE

No gas perfetti
↓
Mollier !!!

- 1) DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO E DEL CICLO
- 2) METODO PER MIGLIORARE IL RENDIMENTO η_i
- 3) REGOLAZIONE DELL'IMPIANTO

1) Descrizione dell'impianto e del ciclo

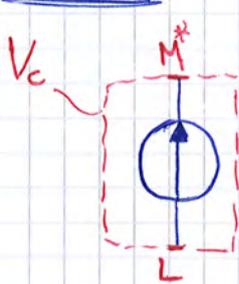
Il carburante NON si miscela con l'acqua.
L'acqua viene vaporizzata e poi fatta espandere per creare lavoro.



Notare che le isobare divergono nel campo del vapore umido

Analizziamo ora ogni singolo componente del sistema:

POMPA



Bilancio: 1° PR - Euliano, massico (pag 3)

$$\dot{Q} = L_i + \Delta i + \Delta E_{c,p,g,h}$$

$\Delta i_{cl} = 0$

$\downarrow \downarrow \downarrow$
 $= 0$

$$L_i = -\Delta i$$

$$= -(i_{M^*} - i_L)$$

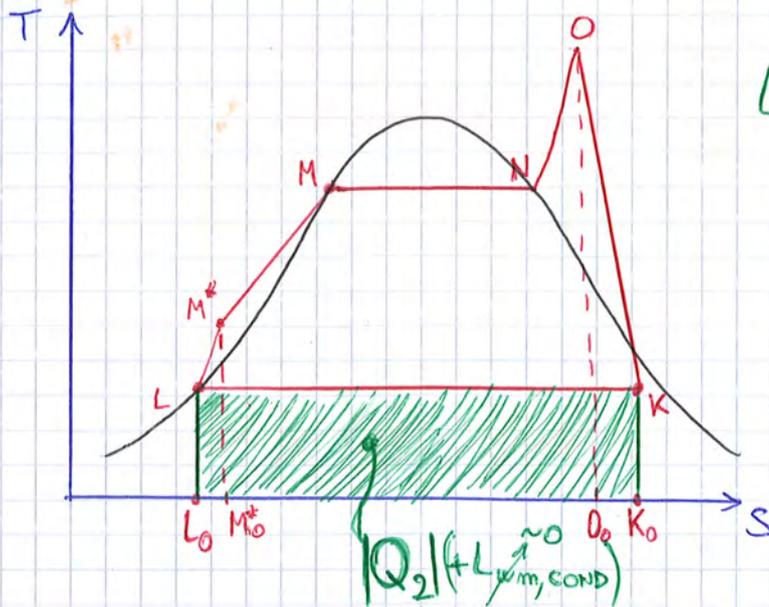
$$L_p = -L_i$$

$$L_p = i_{M^*} - i_L$$

ma è anche uguale a

$$L_p = \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_c + \Delta E_w + \Delta E_{gn} + V$$

$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$ pag 126 L_{lim}



$L_{wm,CONDENS.} \approx 0$
 perdite per caduta di
 pressione nel condensatore
 ≈ 0 .

$Q_1 = M_0^* M^* M N O O_0$

$Q_2 = L K K_0 L_0$

(< 0)

l'AREA DEL CICLO: l'area interna al ciclo

$\oint T ds = \oint (dQ + dl_{wm})$ pag 11

$= Q + L_{wm,TOT}$

e questo lo sapevamo già da pag 11

$Q_1 - Q_2 + L_{wm,p} + L_{wm,T}$

$\oint T ds = Q_1 - Q_2 + L_{wm,p} + L_{wm,T}$

"Per convincerci che davvero quell'area lì è veramente quella..." cit. Prof. Ferraro

$\oint T ds = (Q_1 + L_{wm,p} + L_{wm,T}) - Q_2$

~~$L M^* M N O K K_0$~~ - ~~$L K K_0$~~

$L M^* M N O K$ Area interna al ciclo.

Ma quindi l'area del ciclo $\oint T ds =$

$$\oint T ds = L_i + L_{wump} + L_{wum,T}$$

Perciò, "l'area del ciclo è la somma del L_{svorzo} ^{erogato} delle PERDITE"

Dal diagramma i-s pag (171):

$$\begin{aligned} Q_1 + L_p &= L_T + Q_2 \\ Q_1 - Q_2 &= L_T - L_p \\ &= L_i \end{aligned}$$

$L_i = Q_1 - Q_2$

graficamente dimostrato che $L_i = Q_1 - Q_2$ pag (171)

• OK ... ORA i RENDIMENTI :

$$\eta_{gl} = \frac{\text{effetto utile}}{\text{Spesa}} = \frac{P_u}{\dot{m}_b \cdot L_{i,MAX}} = \frac{P_u}{\dot{m}_b \cdot H_{ipT_0}}$$

rendimento GLOBALE

Sarebbe il lavoro max ottenibile se fossimo in grado di convertire in lavoro tutto l'energia chimica del carburante.

H_{ipT_0} (pot. calorifici a pressione cost a Temperatura (T_0))
 ← con ottima approssimazione

$$\eta_i = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

$Q_1 - Q_2 = L_i$

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_r}$$

$$\eta_i = \frac{(Q_1 - Q_2) \dot{m}_r}{Q_1 \dot{m}_s} = \frac{L_i \dot{m}_r}{\dot{Q}_r} = \frac{P_i}{\dot{Q}_r} = \frac{P_t - P_p}{\dot{Q}_r}$$

$$\dot{q}_b = \frac{\text{carburante utilizzato}}{\text{effetto utile}}$$

CONSUMO SPECIFICO DI CARBURANTE

$$\dot{q}_{b,i} = \frac{\dot{m}_b}{P_i}$$

oppure

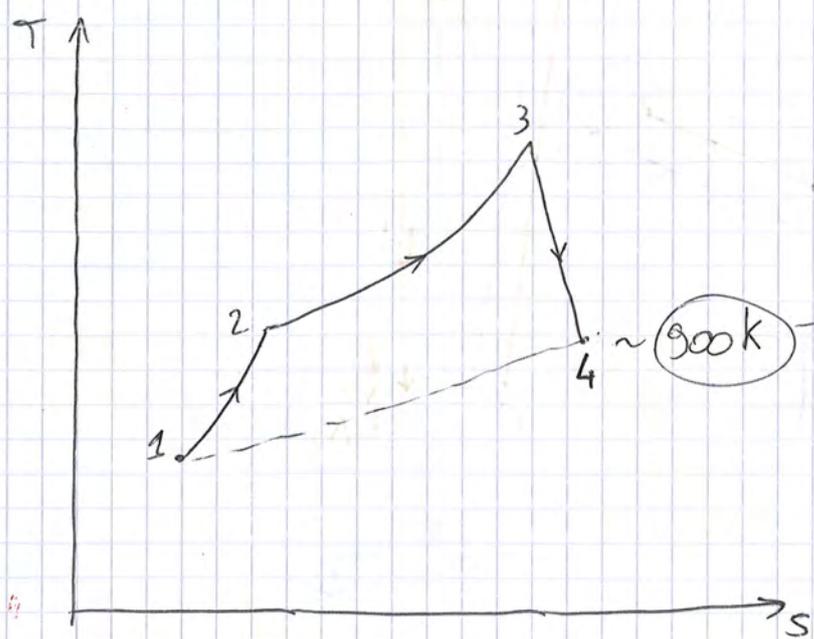
$$\dot{q}_{b,u} = \frac{\dot{m}_b}{P_u}$$

$$P_u = \eta_g \cdot P_{u,max} = \eta_g \dot{m}_b H_{iPT0}$$

$$= \dot{m}_b L_{i,max}$$

\downarrow
H_{iPT0}

$$\dot{q}_{b,u} = \frac{1}{\eta_g H_{iPT0}}$$



è un peccato sprecare tutta quella energia termica!

Si possono utilizzare

questi gas di scarico per fare un successivo impianto di turbina a vapore: cicli combinati.

2) METODI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO η_i

- ↳ a) aumento della P_0
- ↳ b) aumento della T_0
- ↳ c) abbassamento della P_k
- ↳ d) surriscaldamenti ripetuti
- ↳ e) rigenerazione (Spillamenti)
 in sostituzione

Analizzeremo a) e b) insieme. Singolarmente invece tutte le altre.

pensiamo: $\frac{a}{b}$ con $a < b$

pensiamo ora a: $\frac{a+\Delta_3}{b+\Delta_3}$

confrontiamo i ~~due rapporti~~
due rapporti.

$$\frac{a+\Delta_3}{b+\Delta_3} = \frac{a}{b} \cdot \left(\frac{1+\frac{\Delta_3}{a}}{1+\frac{\Delta_3}{b}} \right)$$

Δ_3 è un numero,
però rapportato ad a
è diverso che
rapportato a b

$$\rightarrow > 1 \text{ se } \frac{\Delta_3}{a} > \frac{\Delta_3}{b}$$

è proprio questo il caso

allora: $\frac{a+\Delta_3}{b+\Delta_3} > \frac{a}{b}$

Torniamo al nostro contesto:

$$\eta_i' > \eta_i'' = \frac{L_i}{Q_1} \left(\frac{1+\frac{\Delta_1}{L_i}}{1+\frac{\Delta_1}{Q_1}} \right) > \eta_i$$

> 1

$\eta_i'' > \eta_i$ Dimostrato

È chiaro che se poi tengo in considerazione il Δ_2 , quindi penso a η_i' ,

a maggior ragione $\eta_i' > \eta_i$ DIMOSTRATO che $p_0 \uparrow \text{ e } T_0 \uparrow \Rightarrow \eta_i \uparrow$

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1}$$

$$\eta_i' = \frac{L_i'}{Q_1'} = \frac{L_i + \Delta_1}{Q_1 + \Delta_2}$$

se facciamo i calcoli scopriremmo che

$$\Delta_1 \cong \Delta_2$$

MA per il fatto dell' aumento % (spiegato prima nel caso a+b))

Aumento %: $\frac{\Delta_1}{L_i} > \frac{\Delta_2}{Q_1}$

allora $\eta_i' > \eta_i$

**DIMOSTRATO CHE SE $P_K \downarrow$
 $\eta_i \uparrow$**

Oppure, in alternativa anche così:

$$\eta_i' = 1 - \frac{Q_2'}{Q_1'} = 1 - \frac{Q_2 - \Delta_1 + \Delta_2}{Q_1 + \Delta_2}$$

se facciamo i calcoli scopriremmo che

$$\Delta_1 \cong \Delta_2$$

quindi: $\eta_i' = 1 - \frac{Q_2}{Q_1 + \Delta_2}$

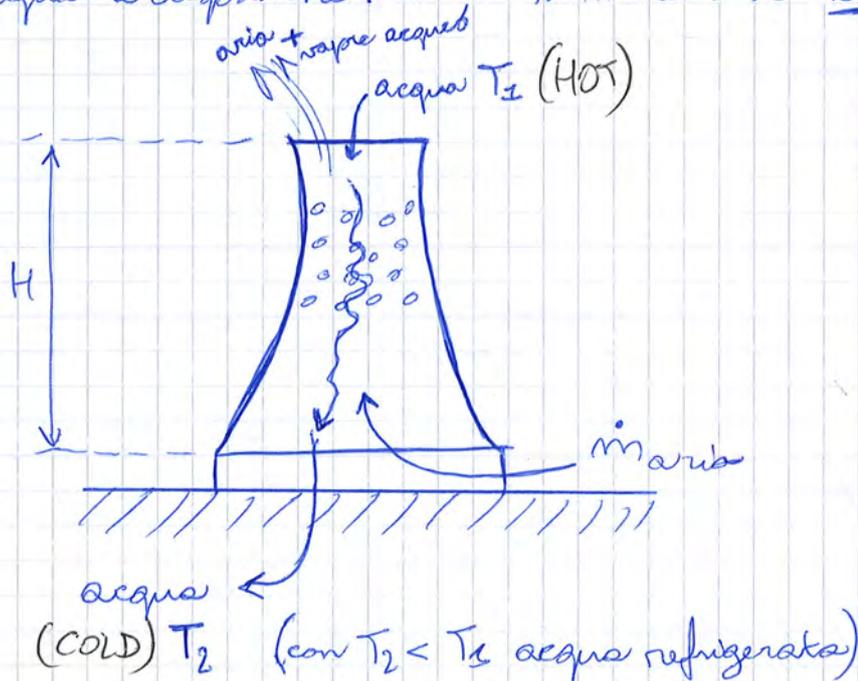
$\eta_i' \uparrow$

DIMOSTRATO CHE

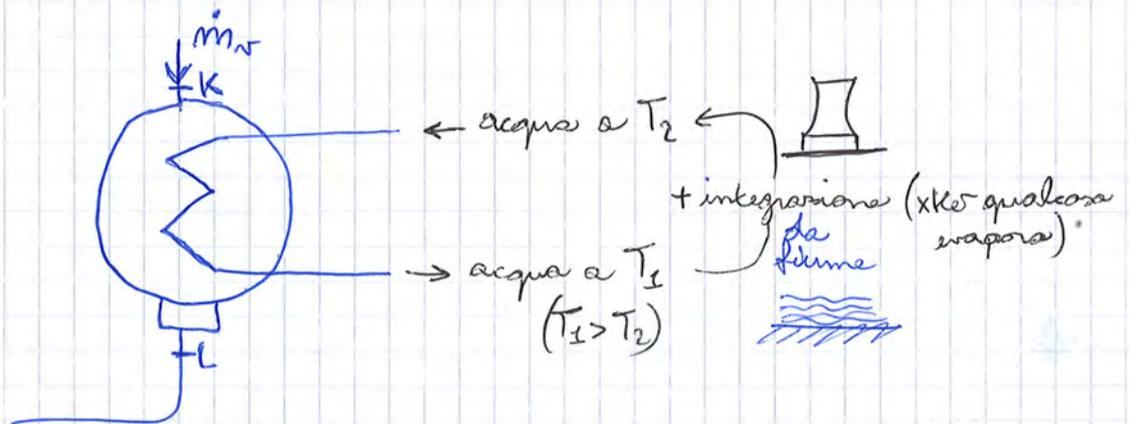
$\eta_i' > \eta_i$

↓
 Occorre mettere un DEGASATORE prima della caldaia in modo da estrarre tutta l'aria dal flusso di vapore. Solo così il η_j non peggiora.

** Più capitare che per gli impianti grandi da 2000 MW non banti l'acqua a disposizione: allora si mettono le TORRI EVAPORATIVE



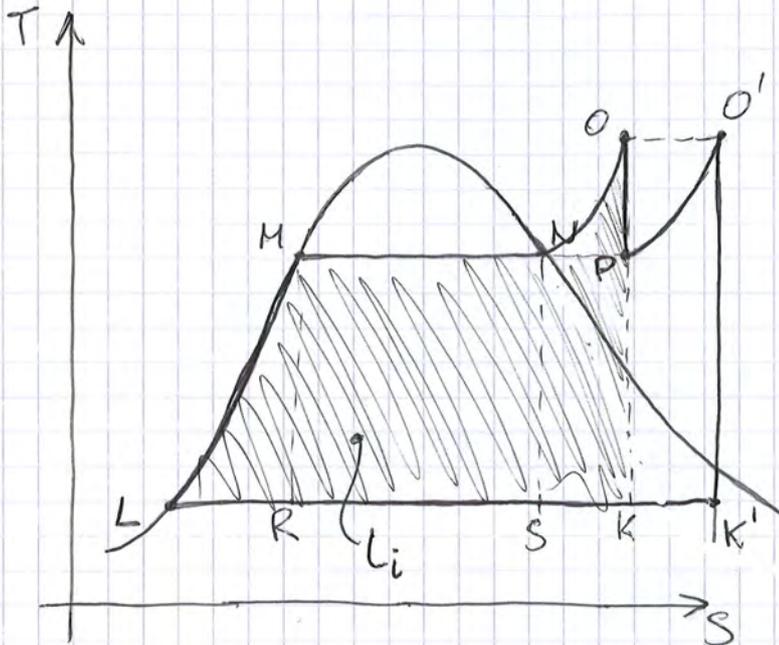
Serve a refrigerare l'acqua, da mandare poi nel condensatore:



PROBLEMA: all'uscita dalla torre si crea una nuvola gigantesca che può oscurare il sole per una grande area (Si valuta l'impatto ambientale in sede di progetto)

"Non c'è esempio, solo i calcoli ce lo possono confermare".

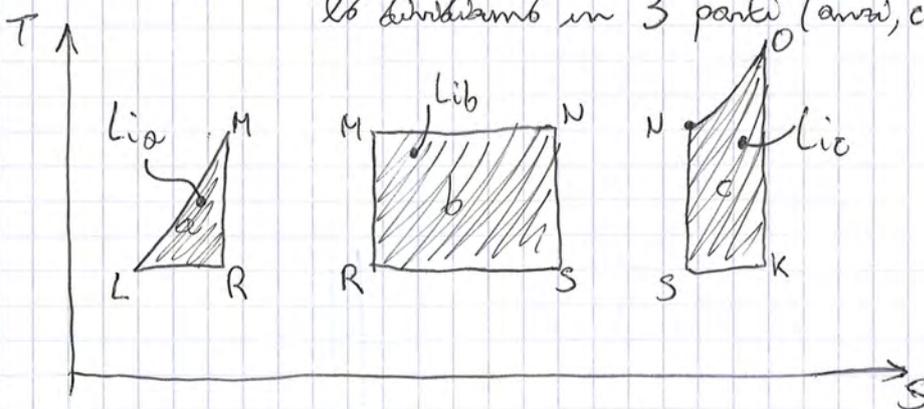
Studiando ora un ciclo ideale, per poi sfruttare i concetti nei sott. reali:



NOTA BENE:
 Al condensatore
 si bene che gli
 vapore umido
 (e non surriscaldato)
 rende lo scambio
 termico perde
 efficienza,
 bisognerebbe poi
 ingrandirlo.

Ciclo ideale normale: LMNOK

lo dividiamo in 3 parti (anzi, cicli)



η_{ia} Lia
 Q_{sa}

η_{ib} Lib
 Q_{sb}

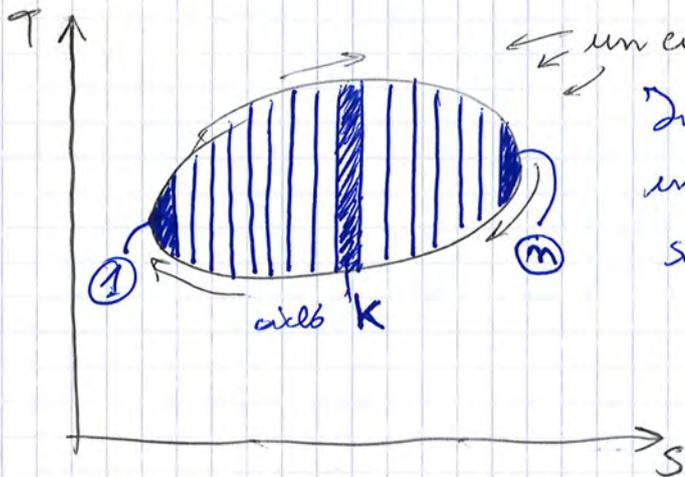
η_{ic} Lic
 Q_{sc}

*****NB** i cicli ideali godono della proprietà che i 3 cicli ideali, se percorsi separatamente, messi insieme saranno equivalenti al grande ciclo originale!

Ci dice che il η_i ^{ciclo unico} è la media pesata dei rendimenti dei singoli cicli,
 e i pesi sono i CALORI forniti a ciascuno.

Dobbiamo cercare di massimizzare i rendimenti di ogni singolo ciclo.

Adesso deduciamo un'altra regola importante:



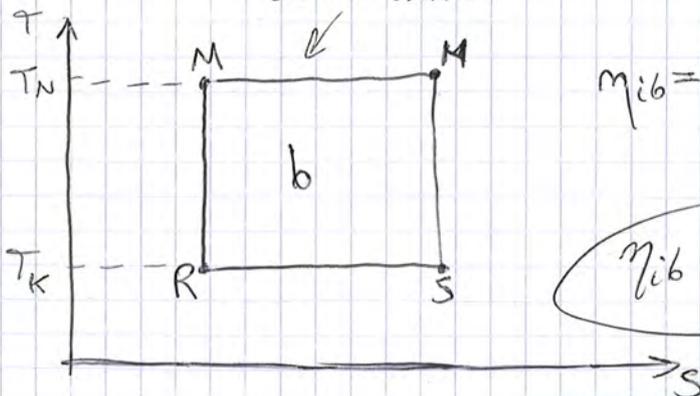
← un ciclo grande ideale
 Immagina di suddividere
 un ciclo grande in tanti
 sotto cicli verticali e IDEALI.

allora:

$$\eta_i = \frac{\eta_{i1} \cdot Q_{11} + \dots + \eta_{ik} \cdot Q_{1k} + \dots + \eta_{im} \cdot Q_{1m}}{Q_{11} + \dots + Q_{1k} + \dots + Q_{1m}}$$

VALIDA
 solo per
 cicli
 ideali

Ora il prof torna a trattare i 3 cicli di pag (187):
 ciclo di CARNOT



$$\eta_{ib} = 1 - \frac{T_{MIN}}{T_{MAX}} \quad \text{rend. di CARNOT}$$

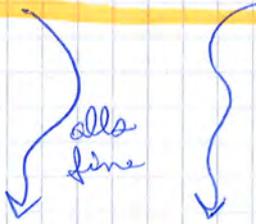
$$\eta_{ib} = 1 - \frac{T_K}{T_N}$$

$$T_{ma} < T_{NB} < T'_{m\odot}$$

è questo che differenzia i cicli! la T_{media} di fornitura del calore

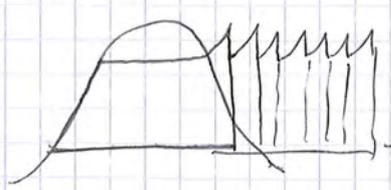
questo concetto VALE ANCHE NEI CICLI REALI (con $h_{em} > 0$)

più la T_{media} del calore fornito è alta → più alto è il η .
 (ma più difficile da fare)
 più la ~~media~~ T_{media} del calore sottratto è bassa → più alto è il η .



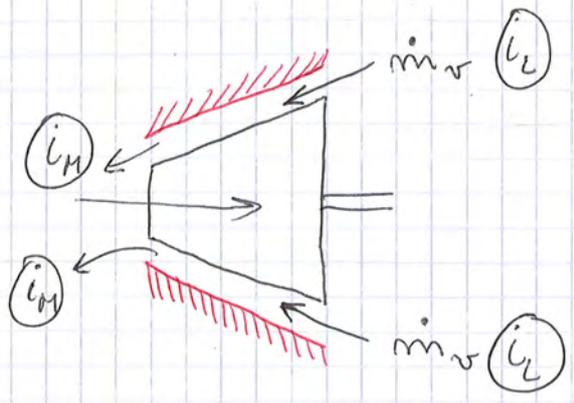
il ciclo \odot trapezoidale è quello più elevato e quindi quello che innalza il η più di tutti. (formula pag 188)

IL SURRISCALDAMENTO AGGIUNGE UN 4° CICLO CHE "METTONO IN OMBRA" GLI ALTRI 2. (sempre valida per cicli IDEALI)



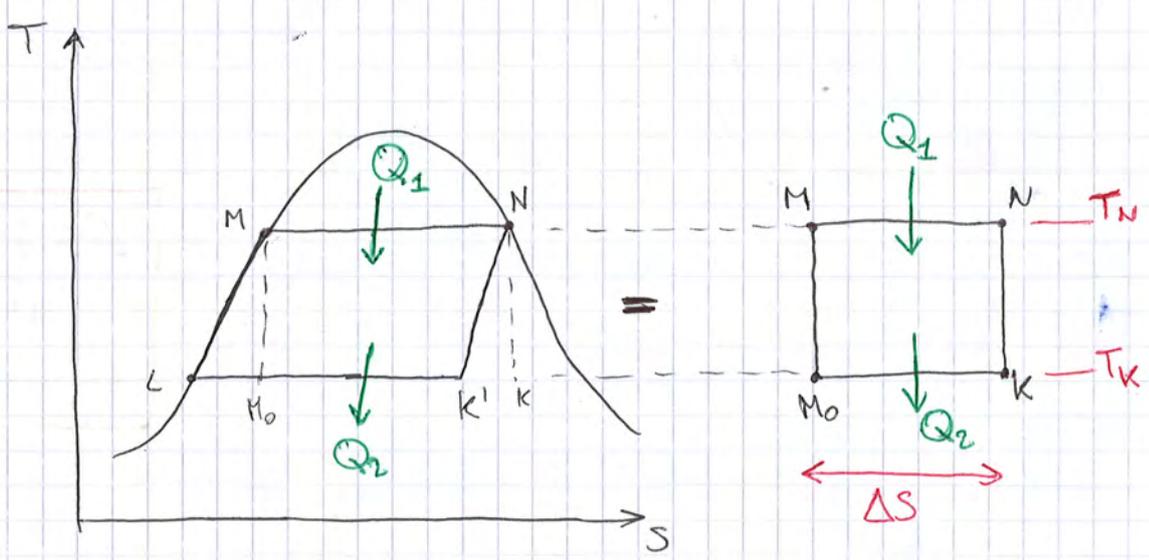
← sarebbe "voglia" di aggiungere un'infinità di surriscaldamenti

Paura



Turbina NON più
adiabatica
Scambio calore col
vapore

Quindi l'unico calore che la caldaia deve fornire sarà da M-O.



$$\eta_i' = 1 - \frac{T_{MIN}}{T_{MAX}} = 1 - \frac{T_K}{T_N} = \eta_{ib}$$

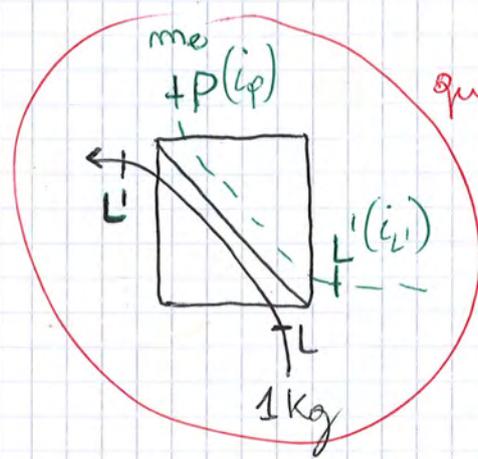
CONCETTO: facendo la rigenerazione, non uso calore esterno e questo fa scomparire l'effetto negativo del ciclo e (massimimo rendimento)

Il ciclo e non deve ricevere calore dall'esterno, ma da uno scambio interno!

PROBLEMA

Ma come stabiliamo la massa da spillare m_e ?

Così:



questo è quello che "vogliamo".

Allora scriviamo:

$$m_e (i_p - i_L) = 1 (i_L - i_L)$$

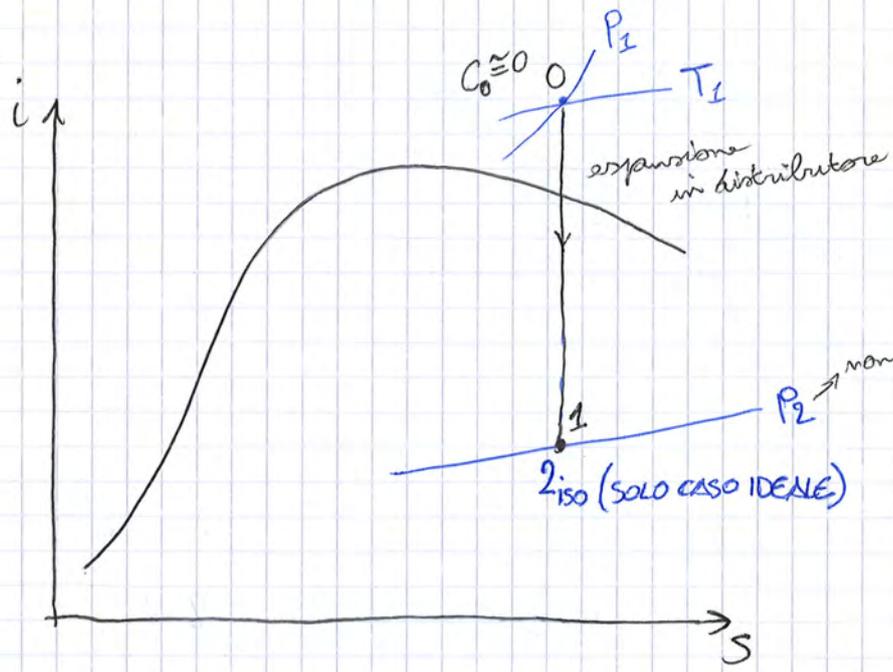
$$m_e = \frac{i_L' - i_L}{i_L - i_L}$$

Fine

ESERCITAZIONE 2

LEZ 16-1

es 1)



DATI

$\alpha_2' 18^\circ$

$U = 180 \text{ mm/s}$

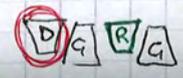
$? = P_i$

$\varphi = \psi = 1$ no perdite

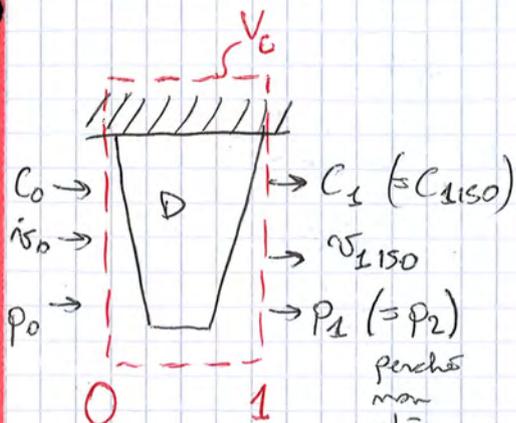
$m = 3000 \text{ rpm}$

T.A. parzializzata, doppio stadio pag (75)

TUTTA L'ESPANSIONE AVVIENE NEL DISTRIBUTORE



$$C_{a1} = 4U \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 = 4 \cdot 180 \cdot \operatorname{tg} 18^\circ = 233,9 \text{ mm/rs}$$



perché
non
c'è
espansione
oltre al
distributore

IPR - Euleriano (moti permanenti) sul V_c

$$\overset{\sim 0}{\downarrow} \overset{\sim 0}{\downarrow} \overset{\sim 0}{\downarrow} \overset{\sim 0}{\downarrow} \overset{\sim 0}{\downarrow}$$

$$Q = V_i + \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_w + \Delta E_{gr}$$

x y z
INERZIALI

$$\Delta i + \Delta E_c = 0$$

$$i_{1,150} - i_0 + \left(\frac{C_{1,150}^2}{2} - \frac{C_0^2}{2} \right) = 0$$

$$i_0 - i_{1,150} = \frac{C_{1,150}^2}{2} = \frac{C_1'^2}{2}$$

$$C_1' = \frac{C_{1,150}}{\cos \alpha_1} = \frac{4U}{\cos(18^\circ)} = 757 \text{ mm/rs}$$

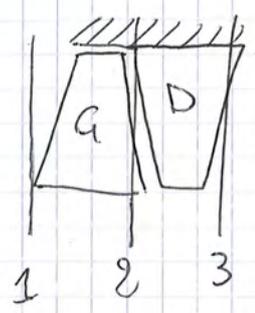
$$i_0 - i_{1,150} = \frac{757^2}{2} = 286,5 \text{ KJ/Kg}$$

Adesso si entra nel Mollier:

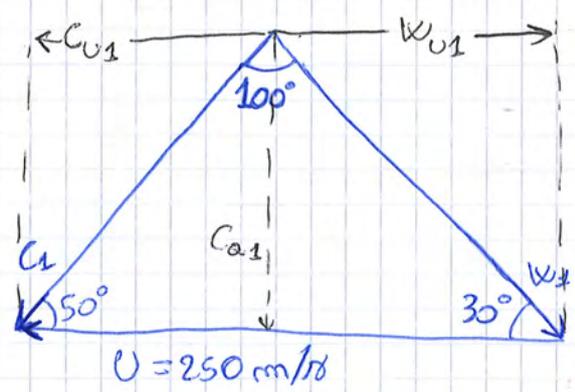
si legge $i_0 = 3433,7 \text{ KJ/Kg}$

$$i_{1,150} = i_0 - 286,5 = 3147,2 \text{ KJ/Kg}$$

$C_3 = C_1$ Il testo lo dice.



Mi ridisegno:



TEOREMA SENI

$$\frac{a}{\sin \alpha} = \frac{b}{\sin \beta}$$

Da cui nel nostro caso:

$$a = b \frac{\sin \gamma}{\sin \beta}$$

$$C_1 = U \frac{\sin 30^\circ}{\sin 100^\circ} = 127 \text{ m/s}$$

teorema dei seni (Eulerò)

$$W_1 = U \frac{\sin 50^\circ}{\sin 100^\circ} = 194,4 \text{ m/s}$$

teorema dei seni (Eulerò)

$$C_{a1} = W_{a1} = C_1 \sin 50^\circ = 97,2 \text{ m/s}$$

$$C_{01} = C_1 \cos 50^\circ = 81,6 \text{ m/s}$$

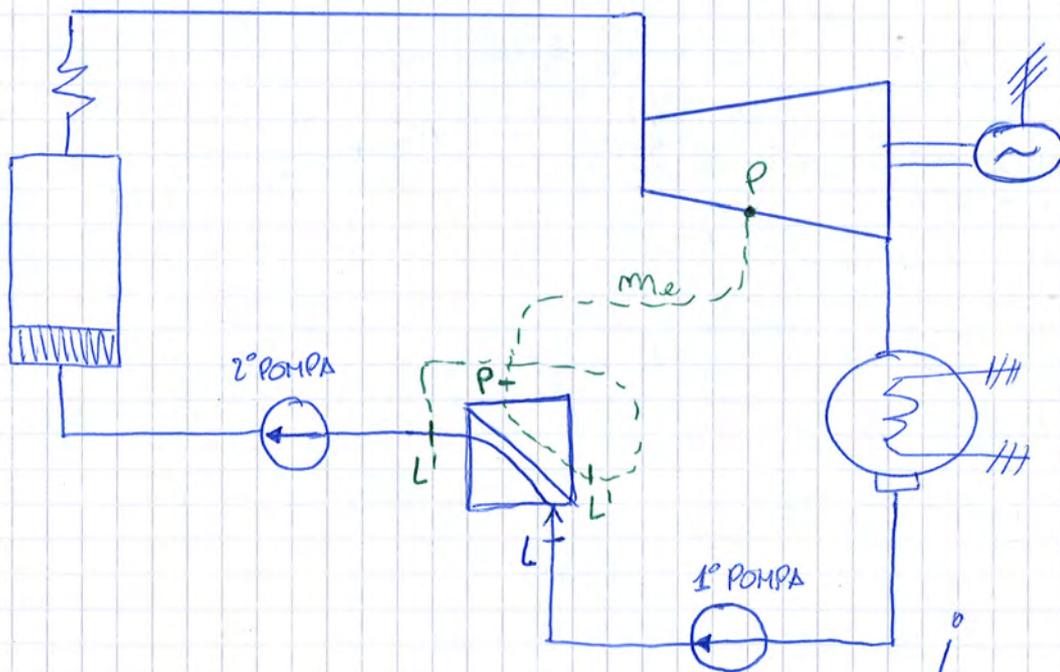
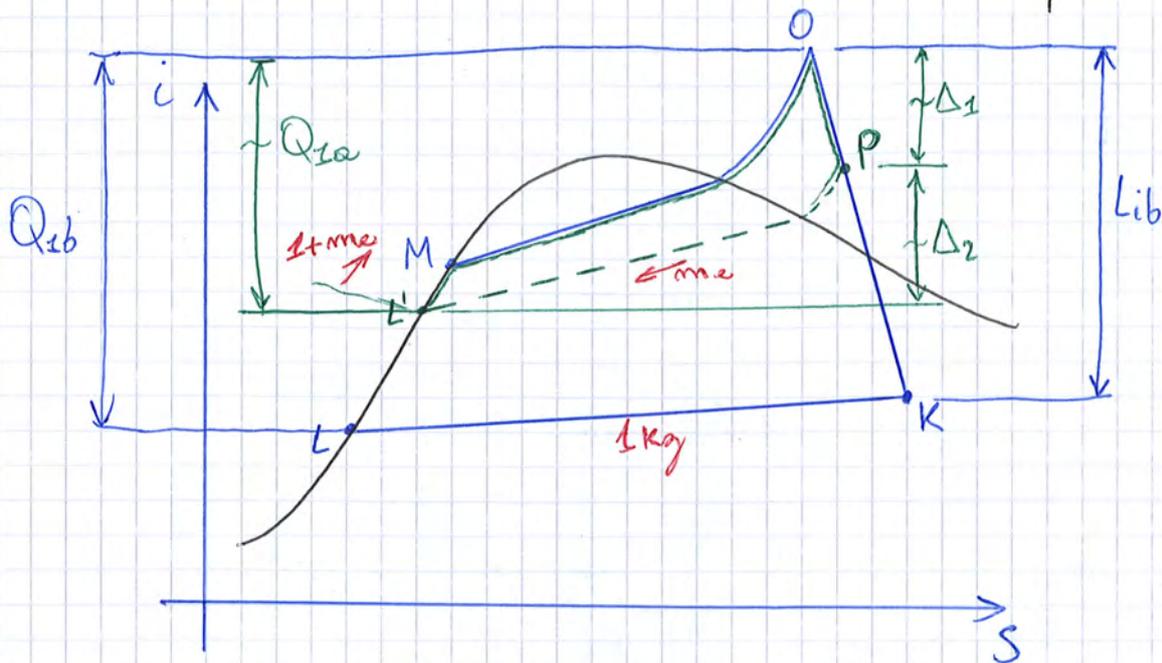
$$|W_{01}| = W_1 \cos 30^\circ = 168,4 \text{ m/s}$$

$$\hookrightarrow W_{01} = -168,4 \text{ m/s}$$

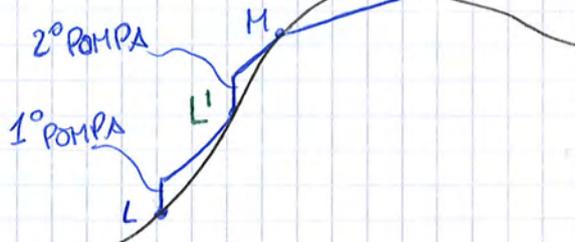
'b' = 'base' ciclo base

LEZ 16_3

203

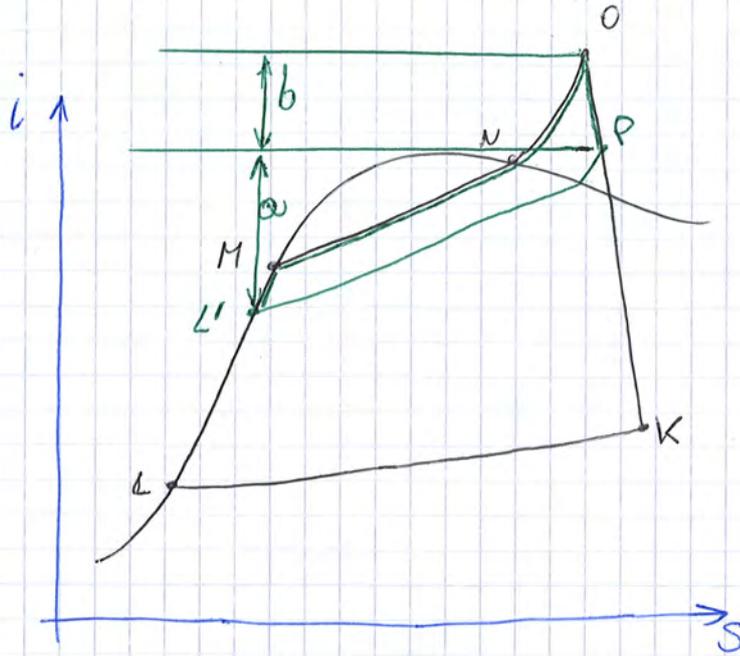


IN REALTÀ È COSÌ:



LE7 17_1

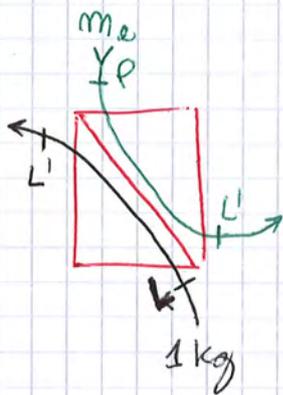
205



BILANCIO:

$$m_e (i_p - i_{L'}) = 1 (i_L - i_L)$$

(kg)



RENDIMENTO NUOVO

$$\eta_i' = \frac{L_i + m_e (i_0 - i_p)}{(1 + m_e) (i_0 - i_{L'})}$$

$$L_i = \frac{1}{1 + m_e} (i_0 - i_K)$$

$$\eta_i' = \frac{L_i + m_e (i_0 - i_p)}{1 (i_0 - i_{L'}) + m_e (i_0 - i_{L'})}$$

$$\Rightarrow \eta_i' = \frac{L_i + m_e (i_0 - i_p)}{1 (i_0 - i_{L'}) + m_e (i_p - i_{L'}) + m_e (i_0 - i_p)}$$

ho diviso in 2 parti
 $= \frac{1}{1 + m_e} (i_{L'} - i_{L'}) !!$

$$\Rightarrow \eta_i' = \frac{L_i + m_e (i_0 - i_p)}{1 (i_0 - i_{L'}) + 1 (i_{L'} - i_{L'}) + m_e (i_0 - i_p)} \Rightarrow \eta_i' = \frac{L_i + m_e (i_0 - i_p)}{(i_0 - i_{L'}) + m_e (i_0 - i_p)}$$

quando invece spazziamo molto prossimi a k , è piccolissima la m_e spazzata per cui il famoso aumento % è irrilevante.



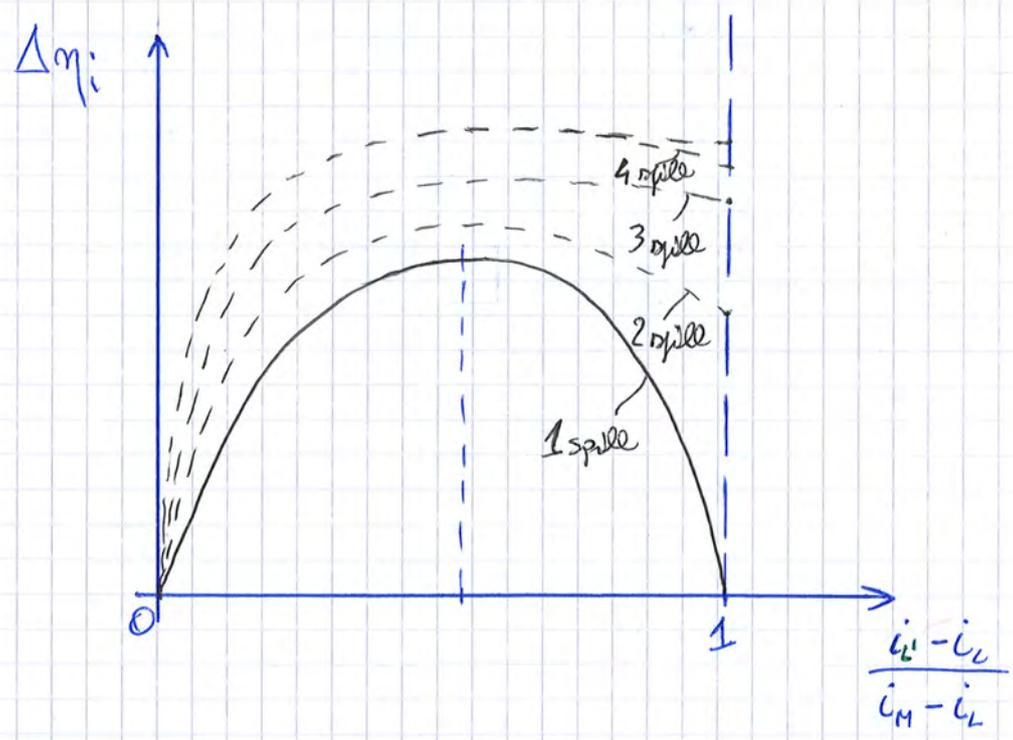
E quanti spazzamenti possiamo fare?



"Dei calcoli" dicono che in teoria bisognerebbe spazzare in maniera continua ... in realtà nella pratica non si può fare perché ad ogni spazzamento il sistema si complica.



Per impianti piccoli si spazza 1 sola volta, per quelli grandi di più.



dopo la modifica: $\dot{m}' \sim \sqrt{\frac{p_0^{o1}}{v_0^{o1}}} > \dot{m}$

perché $p_0^{o1} > p_0^o$
 $v_0^{o1} < v_0^o$

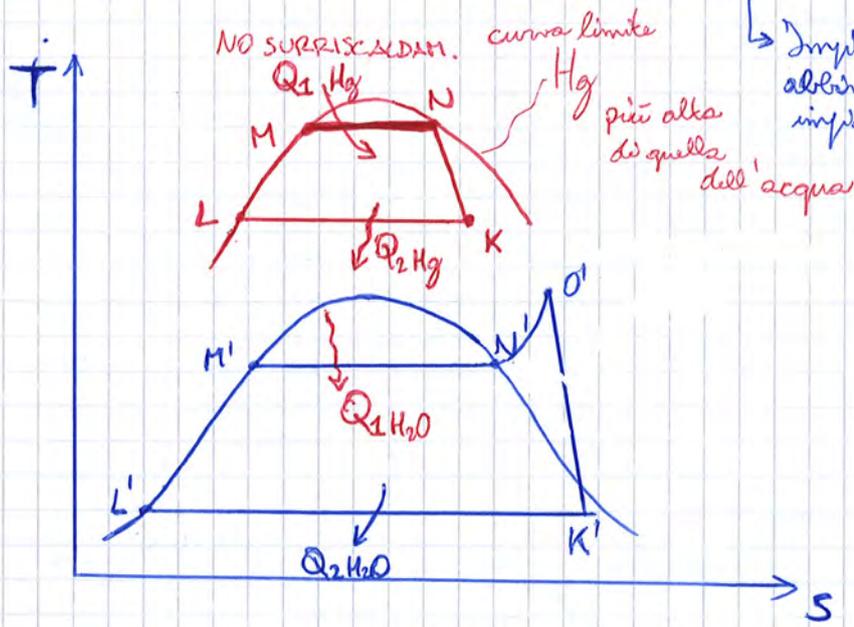
perché nel punto O' è vero che la T^o è cresciuta ma anche la pressione ed essa prevale sulla T^o per cui il vapore è più denso in O' .

Quindi:

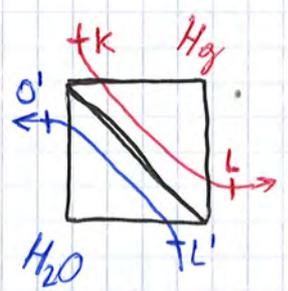
$P_i' = \dot{m}' \cdot L_i' > P_i$

IMPIANTI A CICLI SOVRAPPosti

→ Mercurio! (Hg)



↳ Impianti a vapore (H_2O) abbinati a impianti a vapore di Hg



Così non ho bisogno della caldaia nell'impianto H_2O ovviamente nel condensatore deve esistere un ΔT tra T_L e T_0 .

Per semplicità penseremo che non ci sia inquinamento.



Come valutiamo la "bontà" di questo impianto?

Dipende dalla missione primaria dell'azienda.

Allora:

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v (i_p - i_c)$$

← questo sarebbe stato il \dot{Q}_v che la azienda avrebbe comunque dovuto spendere del carburante per produrre quel vapore

(anzi $\frac{\dot{Q}_v}{\eta_b}$) per essere precisi

ma se con lo stesso impianto si produce anche elettricità, allora il η cambia nella formula:

$$\eta_g = \frac{\text{Effetto Utile}}{\text{Spesa}} = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_{i_{pT0}} - \frac{\dot{Q}_v}{\eta_b}}$$

→ pot. elettrica

← questo ho aggiunto

Oppure

$$\eta_{imp} = \frac{P_u + \frac{\dot{Q}_v}{\eta_b}}{\dot{m}_b H_{i_{pT0}}}$$

È molto facile che $\eta \rightarrow 1$!!

Prendiamo ad esempio la 2° formula

$$P_u = (\dot{m}_b H_{i_{pT0}}) \cdot \eta'_g = \eta_0 \cdot \dot{m}_v (i_0 - i_p)$$

$$\eta_{imp} = \frac{\dot{m}_v (i_0 - i_p) \eta_0 + \frac{\dot{m}_v (i_p - i_c)}{\eta_b}}{\dot{m}_b H_{i_{pT0}}}$$

PRECISAZIONI:

$$\eta_0 \dot{m}_v (i_0 - i_p) = P_u \quad \text{pag. 176}$$

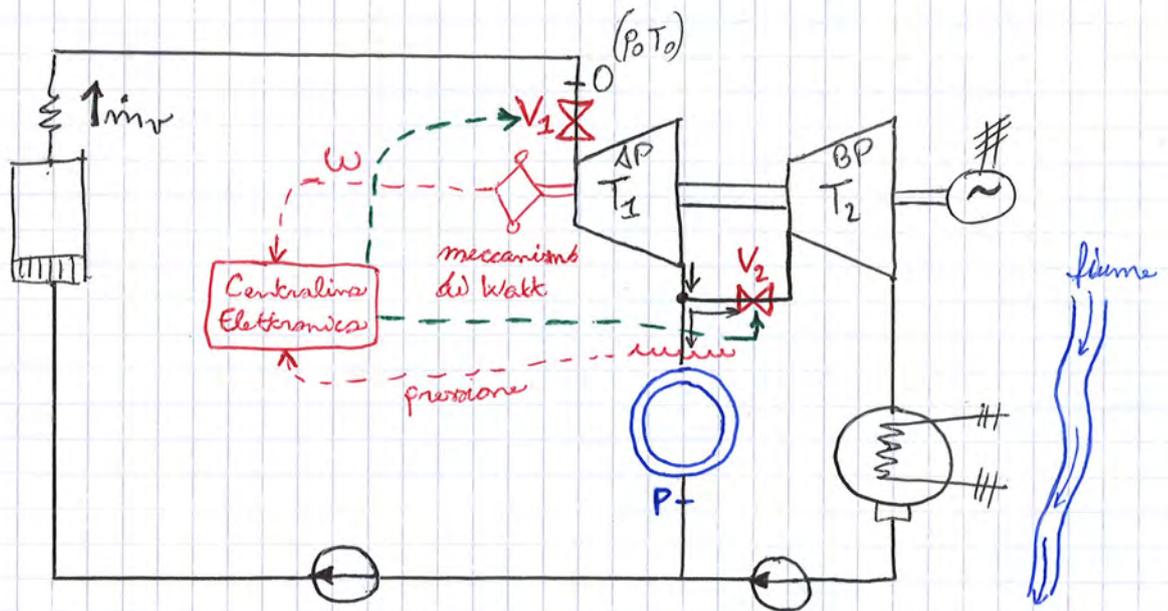
$$\eta'_g = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_{i_{pT0}}}$$

$$\eta_b = \frac{\dot{m}_v (i_o - i_L)}{\dot{m}_b h_i} \Rightarrow \dot{m}_b h_i = \frac{\dot{m}_v (i_o - i_L)}{\eta_b}$$

$$\eta_g \text{ (globale)} = \frac{\eta_o \dot{m}_v (i_o - i_p)}{\frac{\dot{m}_v (i_o - i_L)}{\eta_b} - \frac{\dot{m}_v (i_p - i_L)}{\eta_b}} = \frac{\eta_o \dot{m}_v (i_o - i_p)}{\frac{\dot{m}_v (i_o - i_p)}{\eta_b}} = \eta_o \eta_b < 1$$

IMPIANTI A RECUPERO PARZIALE

↳ tentando di "reddegnare" la prod. di energia elettrica da quella termica

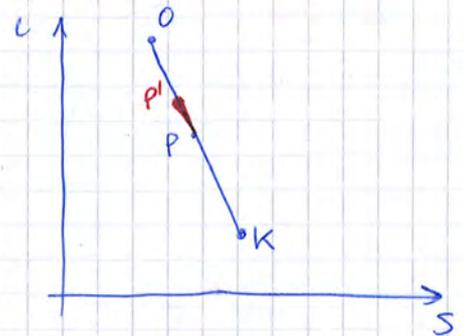


Bisogna controllare:

- la velocità angolare delle turbine (perché essa produce en. elettrica)
- la pressione del vapore (vapore surriscaldato)

↓
i segnali arrivano alla C.E. che poi comanda le valvole V1 e V2

l'impianto si adatterebbe spontaneamente
innalzando il punto P



Quindi a questo punto
 $\sqrt{\frac{P_p^0}{\rho_p^0}} \rightarrow \uparrow \Rightarrow (m_i - m_{ie}) \uparrow$
 $\sqrt{\frac{P_p^0}{\rho_p^0}} \rightarrow \downarrow$

ecco che la portata in eccesso sarebbe
 smaltita dalla turbina, ma con una pressione⁰ e una ρ^0 più elevate

ALT! Questo non va bene per l'UTENZA

che sarebbe una pressione costante del vapore
 (E neanche l'utente elettrico sarebbe contento perché
 ci sarebbe una $P_u \uparrow$ non richiesta)

Ma noi mettiamo un PRESSOSTATO e un SENSORE DI VELOCITÀ

e la C.E. manovrerà le V1 e V2 in modo
 da ripristinare la P_p d'origine.

Il rendimento:

$$\eta_g = \frac{P_u}{m_b H_i - \frac{\dot{Q}_v}{\eta_b}}$$

(globale)

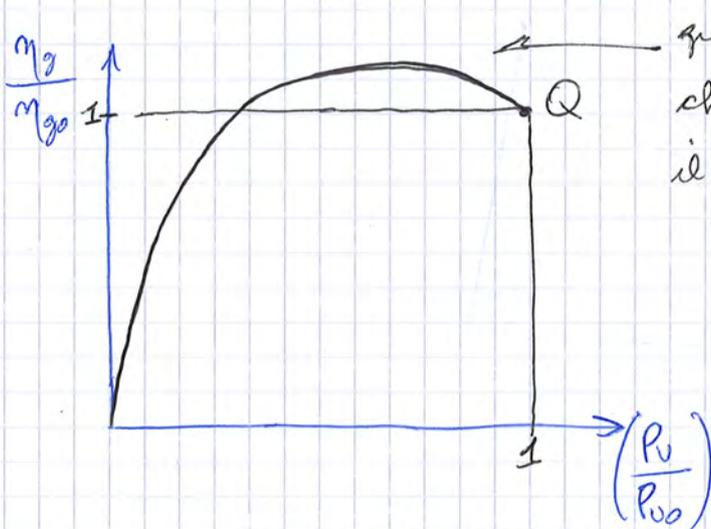
è la stessa formula di prima,
 cambiando solo i numeri dentro.

$$\rightarrow \eta_b = \frac{\dot{Q}_v}{\dot{m}_b H_{iPTO}} \quad \text{Ⓜ} \eta_b$$

Quindi il grafico del η_g/η_{g0} è quello in figura a pag. 216.

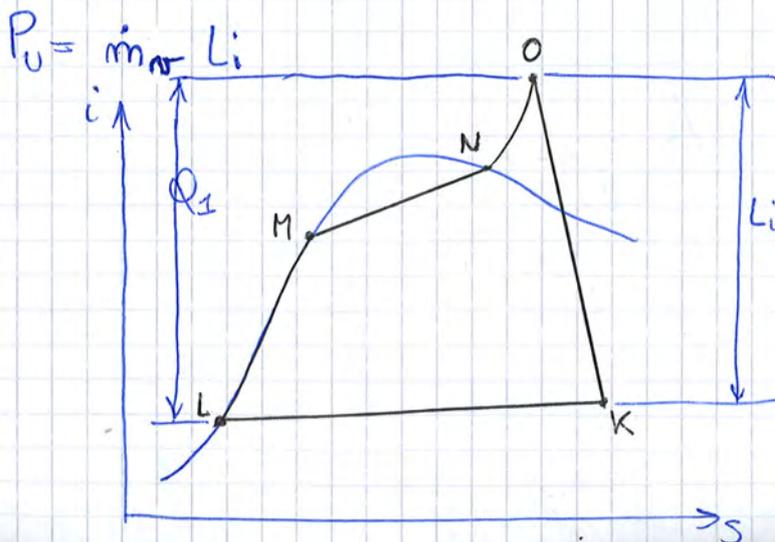
La "regola" quindi vuole che al diminuire della P_u richiesta, il rendimento globale (η_g) CALI.

Ma c'è un'eccezione: motori diesel



questa "gobba" è data dal η_i che aumenta compensando il calo di η_o e η_b

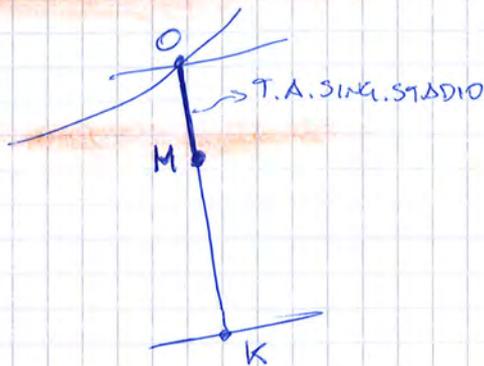
Ora studiamo come regolare per avere $\eta_i = \text{COST}$:



$$\eta_i = \frac{Li}{Q_1}$$

È POSSIBILE FAR RIMANERE LA FORMA DEL CICLO COSTANTE? ↴

In realtà non è così.



T.A. SINGOLO STADIO
+
T.R. successive
(NON PARZIALIZZABILE)

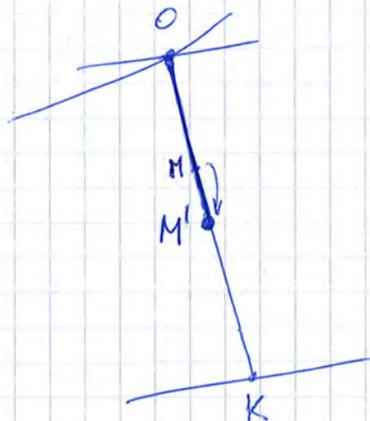
$$m_{nr} \sim A \sqrt{\frac{P_M^0}{V_{P_M^0}^0 V_M^0}} \Rightarrow \sim \sqrt{\frac{P_M^0}{V_M^0}}$$

← legge della T.R.
che

NON PUÒ ESSERE PARZIALIZZATA

alla portata m_{nr} a progetto avremmo il p.to M.

Quando però devo regolare e ridurre cioè la m_{nr} , vuol dire che il punto M si sposta ricorrendo:



Si scende perché se scende la
 $P_M^0 \downarrow$ e la $V_M^0 \uparrow$
per cui $m_{nr} \downarrow$.

Fino qui quindi sia la TA che la TR hanno diminuito la m_{nr} come volevamo, per diminuire la $P_0 = m_{nr} Li$.

PROBLEMA

Ma se il 1° stadio (la T.A.) fosse CRITICO (vel. del suono)

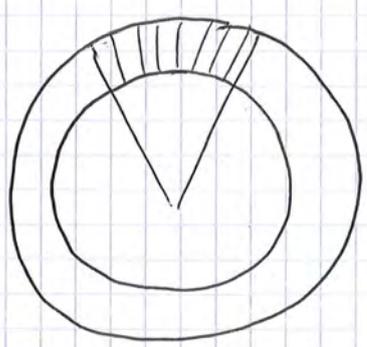


Quindi:

in prima approssimazione avremo detto $\eta_i = \cos^2$ (pag 218). In realtà per colpa della port espansione si hanno delle perdite che peggiorano entropicamente l'espansione, \therefore si abbassa ed esce che purtroppo η_i si abbassa (leggermente però! 😊)

Beh comunque siamo "contenti"

Ah! quindi le T.A. si metterò in testa perché, oltre a limitare i problemi di portata per trafilamento (pag 72), permetterà una regolazione di portata min con una minima perdita di rendimento mediante parzializzazione (che le T.R. non possono fare la parzializzazione)



← Però la parzializzazione ha il difetto che è DISCRETA (e non continua). Si spengono gli ugelli. Ma se l'utente vuole una diminuzione della P_0 intermedia?

↓
Ci vuole un altro tipo di regolazione che permetta di regolare con continuità, ma essa non rovina più il rendimento circa così come per la parzializzazione. Sarà la LAMINAZIONE ^{ALL'ASPIRAZIONE} tramite valvola.

Fine

Supponiamo sempre che la turbina sia CRITICA (tanto è quasi sempre così).

$$\dot{m}_v = K_1 A \frac{P_0^o}{\sqrt{P_0^o v_0^o}} \leftarrow \text{partenza.}$$

$$\dot{m}_v \sim \frac{P_0^o}{\sqrt{P_0^o v_0^o}} \leftarrow \leftarrow A \text{ è stata portata dentro la costante di proporzionalità in quanto la } \Delta \text{ laminazione NON causa un'alterazione di } A \text{ (chiaro!)}$$

che lamina
 Vapore $\sqrt{L} \approx \text{cost} \Rightarrow P_0^o v_0^o \approx \text{cost}$

allora visto che la turbina è CRITICA prima e dopo ^{la laminazione} ↑

$$\dot{m}' \sim \frac{P_0^{o'}}{\sqrt{P_0^{o'} v_0^{o'}}} \leftarrow \text{dopo la laminazione}$$

facendo il rapporto:

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{P_0^{o'}}{P_0^o}$$

portata di progetto

← a seconda del valore di pressione e valle della Δ , ho una conseguente \dot{m}'_v

↳ se si diminuisce la pressione → si diminuisce la portata

Allora: $P_u = \eta_p \cdot \dot{m} \cdot L_i$ $P_u \downarrow$ come volevamo

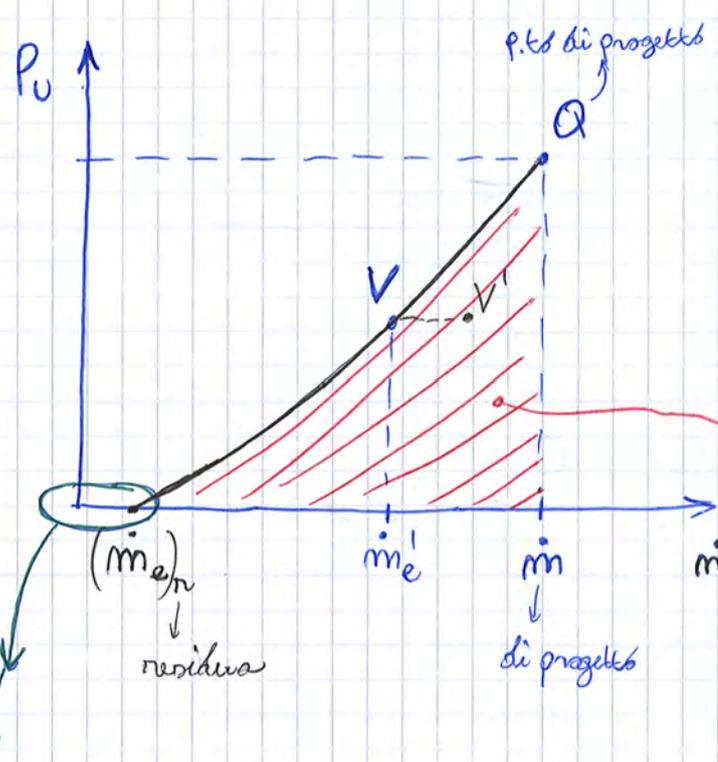
N.B. anche l' L_i scende eh! perché è presa la pressione (vedi formula pag 156) Però non scende proporzionalmente, solo di poco.

$$P_u = \eta_o \left(\dot{m} \frac{p_o'}{p_o} \right) L_i'$$

↓ come richiesto.

$$L_i' = (i_o' - i_p') \text{ che } \bar{u} < L_i = \begin{pmatrix} i_o - \\ -i_p \end{pmatrix}$$

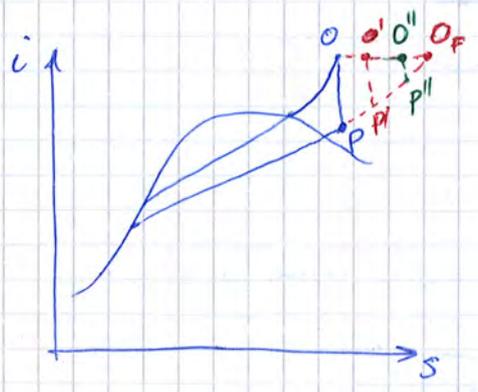
Ma come facciamo a regolare l'impianto affinché sia l'utente elettrico che l'utente termico siano soddisfatti?



Come si vede in figura, è una curva con concavità verso l'alto perché $P_u = \eta_o \dot{m} \frac{p_o'}{p_o} L_i'$: diminuendo la \dot{m} , anche $L_i' \downarrow$, quindi P_u cala "più" dello 95.

questa regione del grafico può essere utilizzata grazie alla ~~V2~~ V2. però ci sono inconvenienti!

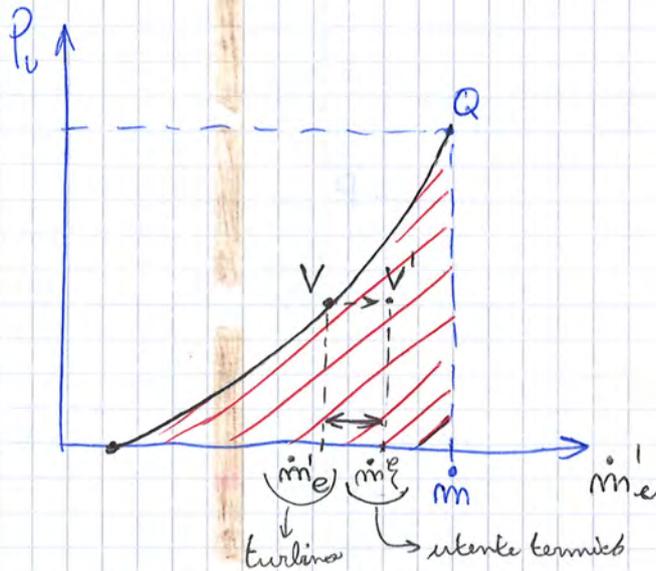
Non si può arrivare all'origine: se vogliamo \dot{m} nulla dobbiamo chiudere completamente la valvola.



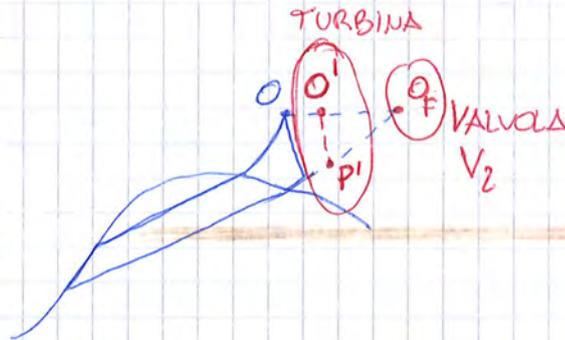
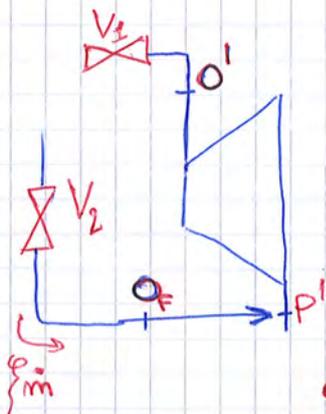
Si può fare ma se si lamina fino al punto Q_F , non avremo più differenza di pressione a cavallo della turbina, per cui non avremo più portata.

ma a quel punto come si fa arrivare

Cio' (fortunatamente) ci permette di utilizzare in tutta quella regione del grafico a DX della curva:



INCONVENIENTI:



- Nel punto P' arriva vapore sia dalla turbina, in condizioni P' , sia dalla caldaia in condizioni P_F :

P_F è sì alla stessa pressione di P' ma più surriscaldato

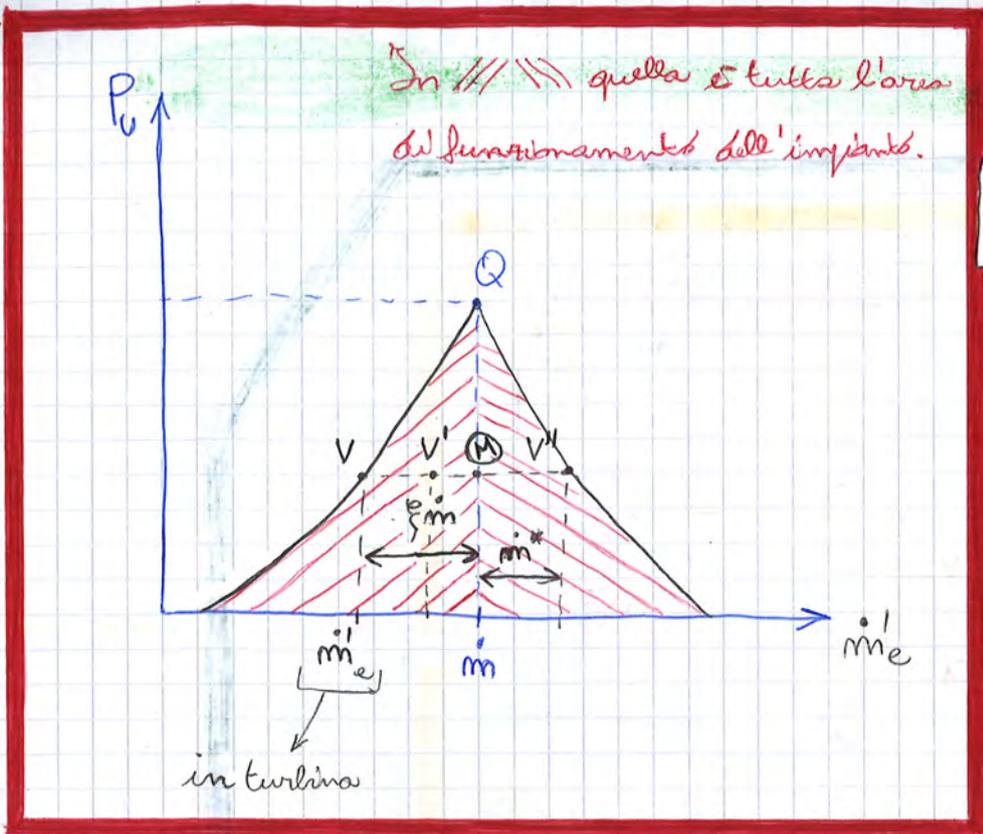


Per cui dopo la miscelazione, quindi, il vapore totale sarà più surriscaldato di P' (e meno di P_F)



PROBLEMA: l'utente termico non gradisce così tanto surriscaldato

N.B.
La valvola V_2 è quella che vuole "soddisfare" l'utilizzatore per cui lamina fino al punto P_F perché esso è alla stessa pressione dell'utilizzatore.



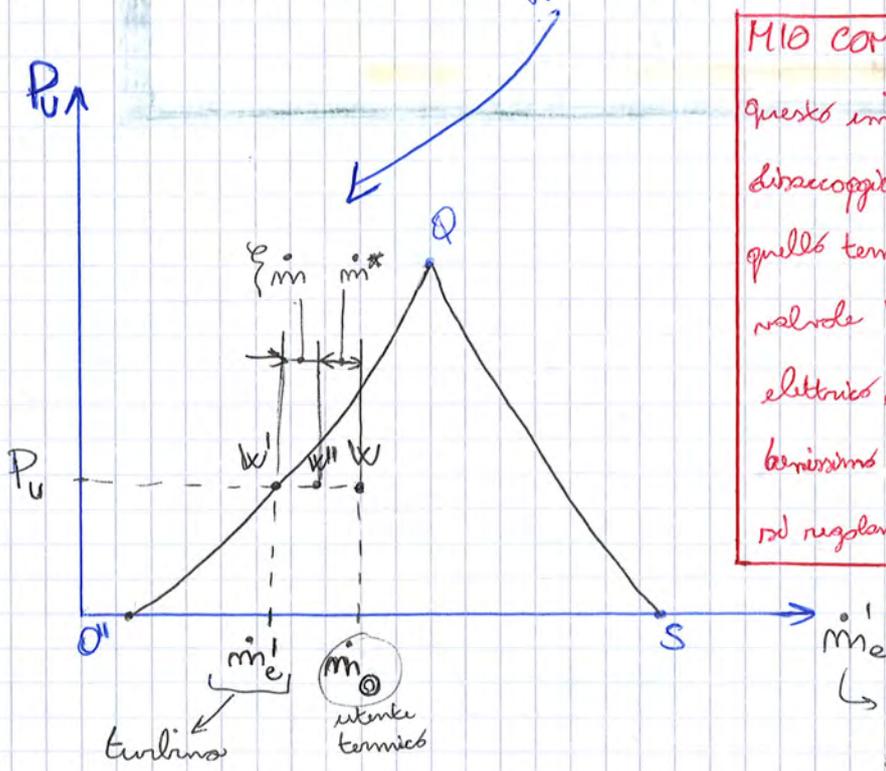
V' al max può valere M

Pausa

Domanda di uno studente:

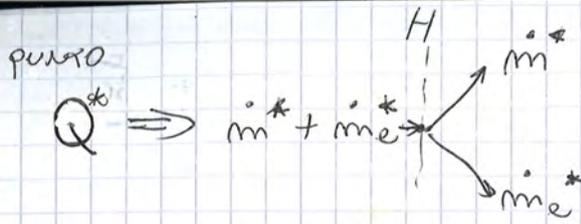
Ma alla fine dove si lavora effettivamente?

LEZ 18_1



MIO COMMENTO FINALE:
 Questo impianto permette di disaccoppiare l'utente elettrico da quello termico, grazie all'uso delle valvole V1, V2 e V3: se l'utente elettrico richiede una potenza P_u , benissimo si lamina in V1, e poi si regolano V2 e V3 affinché l'utente termico non ne risenta.

↳ portata in turbina dopo laminazione

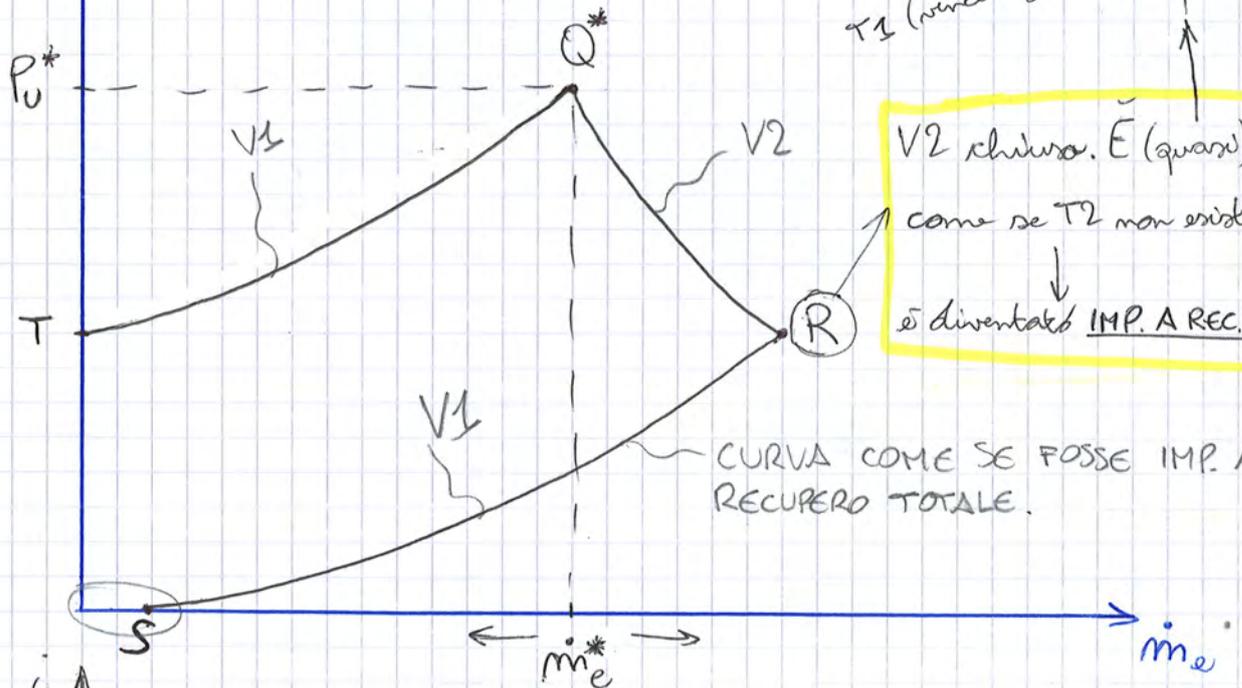


$$P_u^* = P_{u1}^* + P_{u2}^*$$

$$P_u^* = m \left[\underbrace{(m_i^* + m_e^*)}_{P_{u1}^*} (i_0 - i_H) + \underbrace{m_i^*}_{P_{u2}^*} (i_H - i_K) \right]$$

← in cond. di progetto

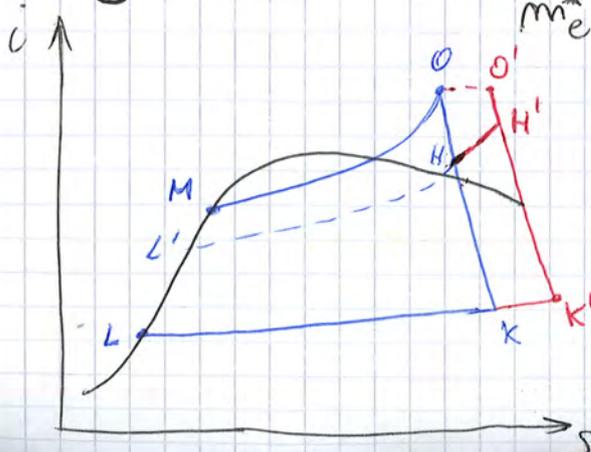
LAMINIAMO V1:



Nel senso che la T2 deve essere comunque TRASCINATA dalla T1 (vincere gli attriti ecc...)

V2 chiusa. È (quasi) come se T2 non esistesse. è diventato IMP. A REC. TOTALE

CURVA COME SE FOSSE IMP. A RECUPERO TOTALE.



laminazioni con V1.
 H' è alla isobara di H
 laminazioni impatta e radiali che portate nei vengano fuori

VERIFICATO CHE $P_U^{V2} \downarrow$

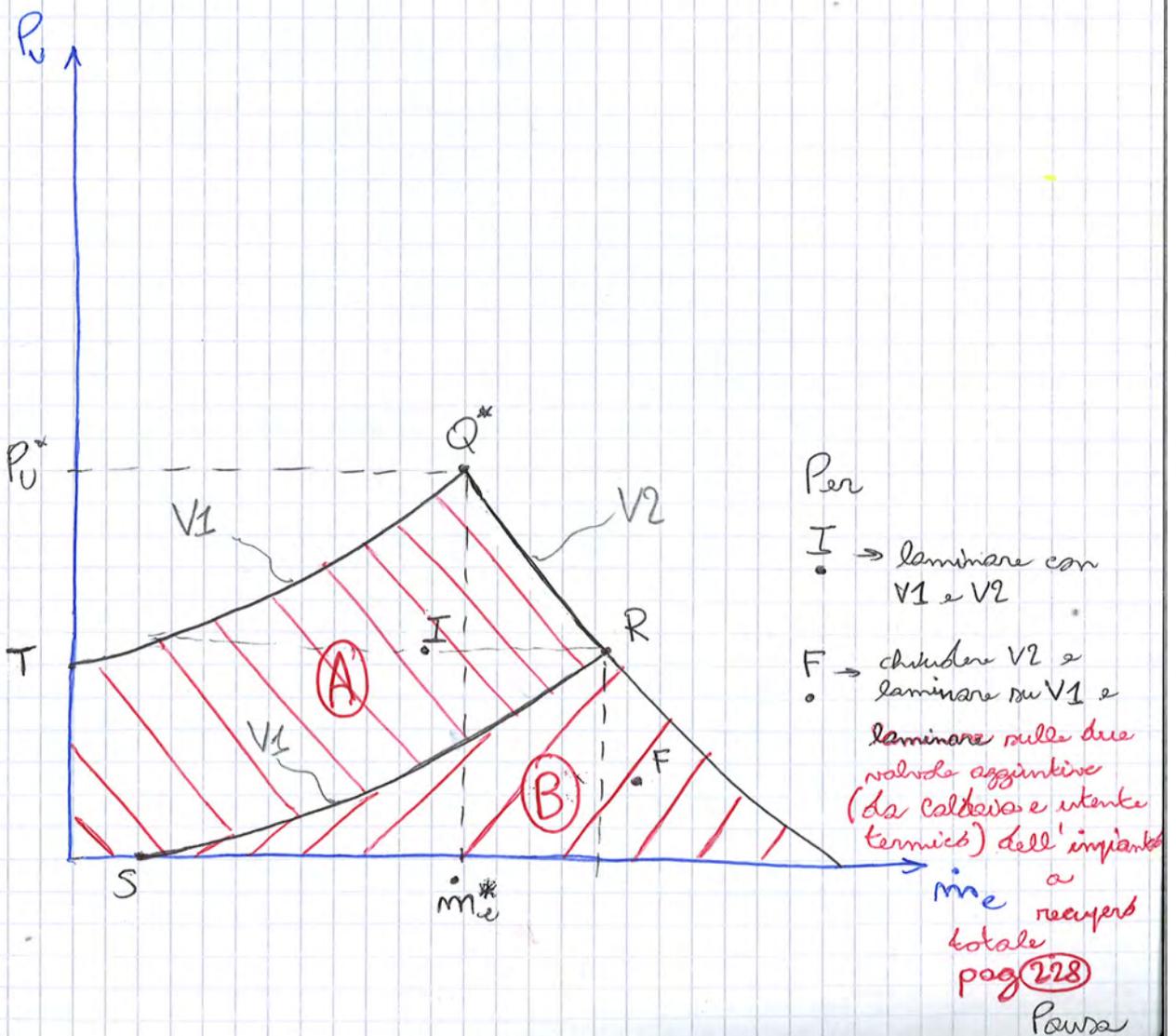
Però, se la T1 è CRITICA, la \dot{m}_e è aumentata:

$$\dot{m}_e = \left[\underbrace{(\dot{m}_1^* + \dot{m}_e^*)}_{T1 \text{ COST}} - \underbrace{\dot{m}}_{T2} \right]$$

↑ massa in più che va all'utente termico.

Per \dot{m}_e che aumenta (laminazione con V2) vedi grafico pag (231)

↓
PUNTO (R): corrisponde a V2 completamente chiuso

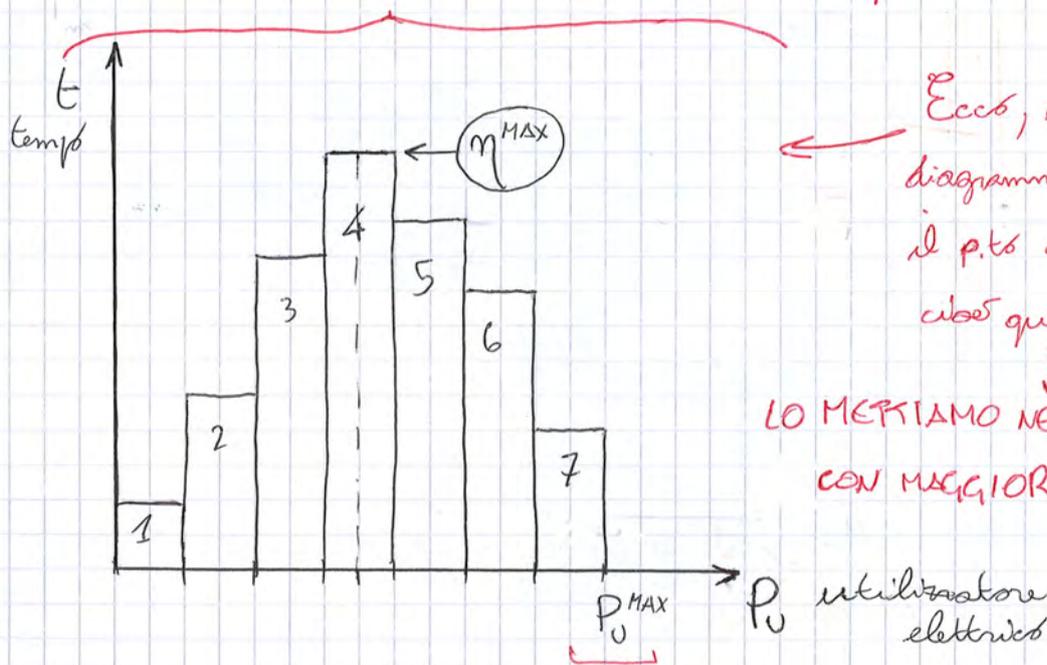


Comunque, NORMALMENTE, la $P_U^{(3)}$ cresce talmente tanto che supera l'abbassamento della $P_U^{(2)}$.

Per qualunque impianto:

Bene, quale sarà il p.to di Progetto? Non è detto che sia il punto di massimo rendimento e massima potenza P_U .

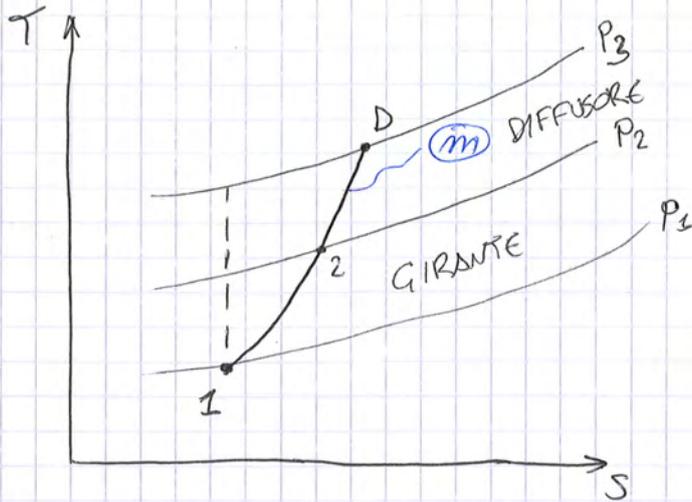
Distribuzione statistica dell'utilizzo dell'impianto



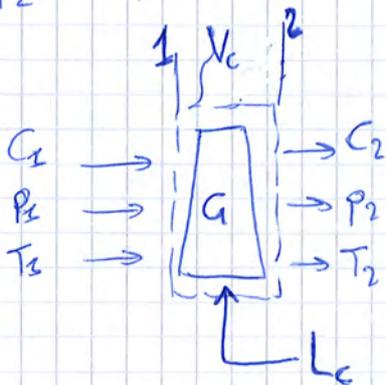
Ecco, se questo è il diagramma, "dove" mettiamo il p.to di progetto? cioè quello di η^{MAX} ?
 ↓
 LO METTIAMO NEL RANGE DI P_U CON MAGGIORE %t.

Comunque l'impianto dovrà essere strutturalmente dimensionato e verificato per quella P_U^{MAX}

FINE IMPIANTI A VAPORE



P_2 e T_2 :



BILANCIO ENERGETICO

1° PR-EULERIANO (XYZ INERZIALI)

$$\sum \dot{Q} + \dot{L}_c = \Delta \dot{E}_g + \Delta \dot{E}_c + \Delta \dot{E}_w + \Delta \dot{E}_{gr}$$

$\downarrow = 0$ $\downarrow = 0$ $\downarrow = 0$

$$L_c = \Delta i_g + \Delta E_c$$

$$\frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2}$$

perché INERZIALE
 altrimenti da
 XYZ ROTANTE
 $\Delta E_c = \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}$

$$C_p (T_2 - T_1)$$

$$T_2 = 351,1 \text{ K}$$

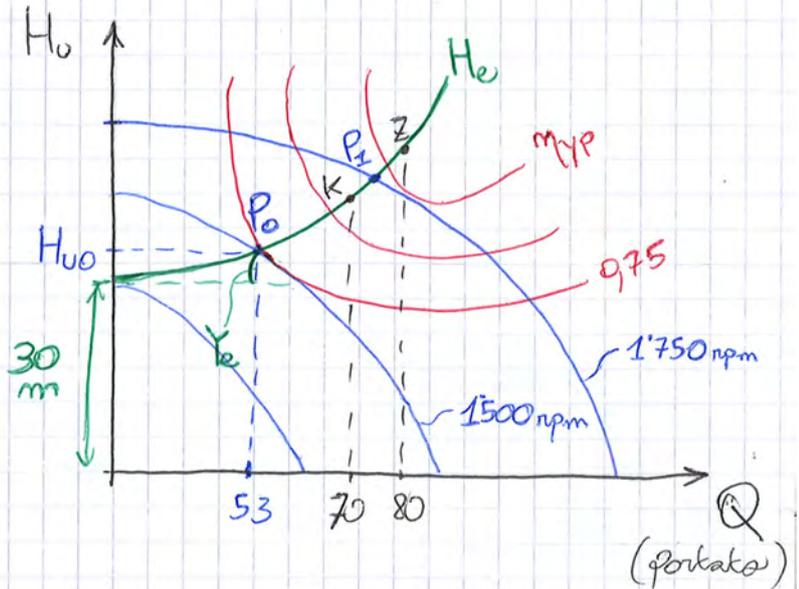
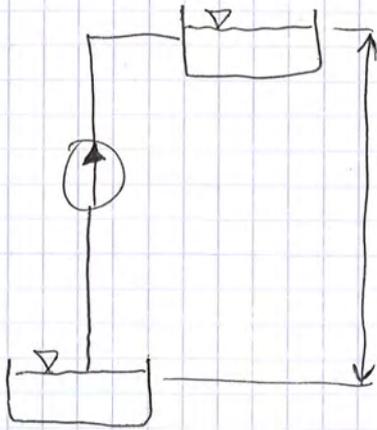
poi si scrive:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{m}{m-1}} \rightarrow P_2 = 2,596 \text{ bar}$$

LEZ 19_1 (243)

10
Gr

TURBO POMPA



DATI:

$M = 1500 \text{ rpm}$

$H_{v0} = 36 \text{ m}$

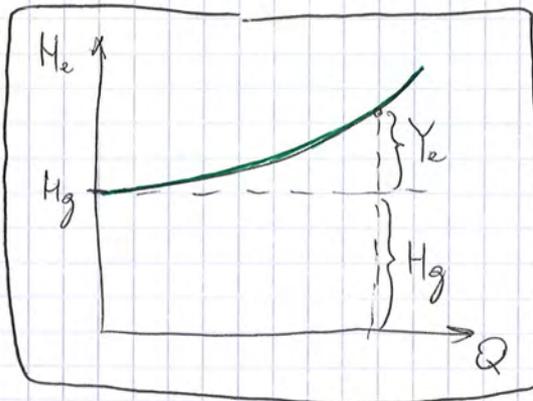
$\eta_{TP} = 0.975$

$\eta = \eta_i (1750 \text{ rpm})$

$Q = 53 \text{ m}^3/\text{h}$

$\eta =$ Perdite ^{di carico} nelle condotte nel p.t. P_0 ipotizzando andamento quadratico con la portata (Y_e)

$H_e = H_g + Y_e = 30 + Y_e$



CARATTERISTICHE
MANOMETRICHE
DELL'UTENTE

$M_0 = M_e$ pag (138) $\rightarrow M_0 = H_g + Y_e = 30 + Y_e$
 $36 = 30 + Y_e \rightarrow Y_e = 6 \text{ m}$

potenza che ARRIVA AL FLUIDO

$$P_{\text{arriv}} = \frac{\dot{m} L_p}{\eta_o \cdot \eta_v}$$

η_o : attriti
 η_v :

rend. VOLUMETRICO: fughe di liquido nei meandri della turbomacchina

$\eta_o = 0,97$
 $\eta_v = 0,99$

valori ASSUMTI
 il testo NON li fornisce

$$\dot{m} = \rho Q$$

$$P_{\text{arriv}} = \frac{\rho Q \cdot L_p}{\eta_o \eta_v} = \frac{10^3 \cdot \frac{75}{3600} \cdot 684,7}{0,97 \cdot 0,99} = 10,5 \text{ kW}$$

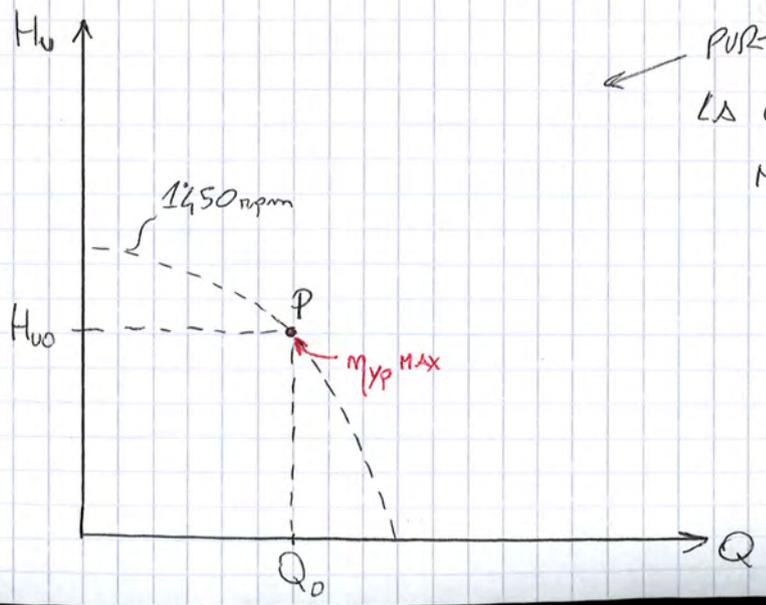


Es. TURBOPOMPA CENTRIFUGA

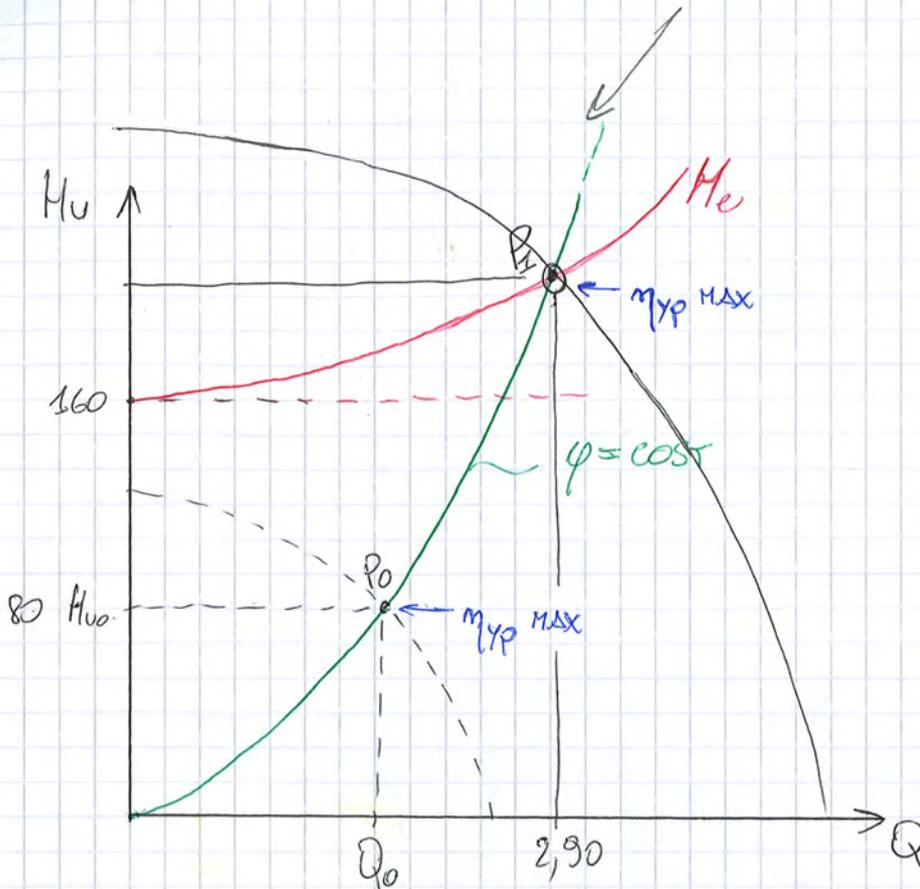
DAI:

- $n = 1450 \text{ rpm}$
 - $H_{uo} = 80 \text{ m}$
 - $Q_o = 2 \text{ m}^3/\text{s}$
- } a $\eta_{yp} \text{ MAX}$

← unici dati del problema



← PURTROPPO NON CONOSCIAMO LA CARATTERISTICA MANOMETRICA



$$\varphi = \frac{w_{ru}^H}{U^H}$$

Il professor sfrutta il principio che tutti i punti giacenti sulla parabola verde hanno lo stesso $\varphi = \text{cost}$ da cui discende che:

pag. 131

- $\varphi = \text{cost}$
- $\xi = \text{cost}$
- $\eta_{yp} = \text{cost}$
- $\chi = \text{cost}$
- triangoli velocità SIMILI

Allora:

$$H_u = k_2 Q^2$$

$$H_{u0} = k_2 Q_0^2 \rightarrow k_2 = \frac{80}{2^2} = 20 \rightarrow y = kx^2 \quad k = 20$$

$$H_u = 20 Q^2 \quad \text{PARABOLA VERDE}$$

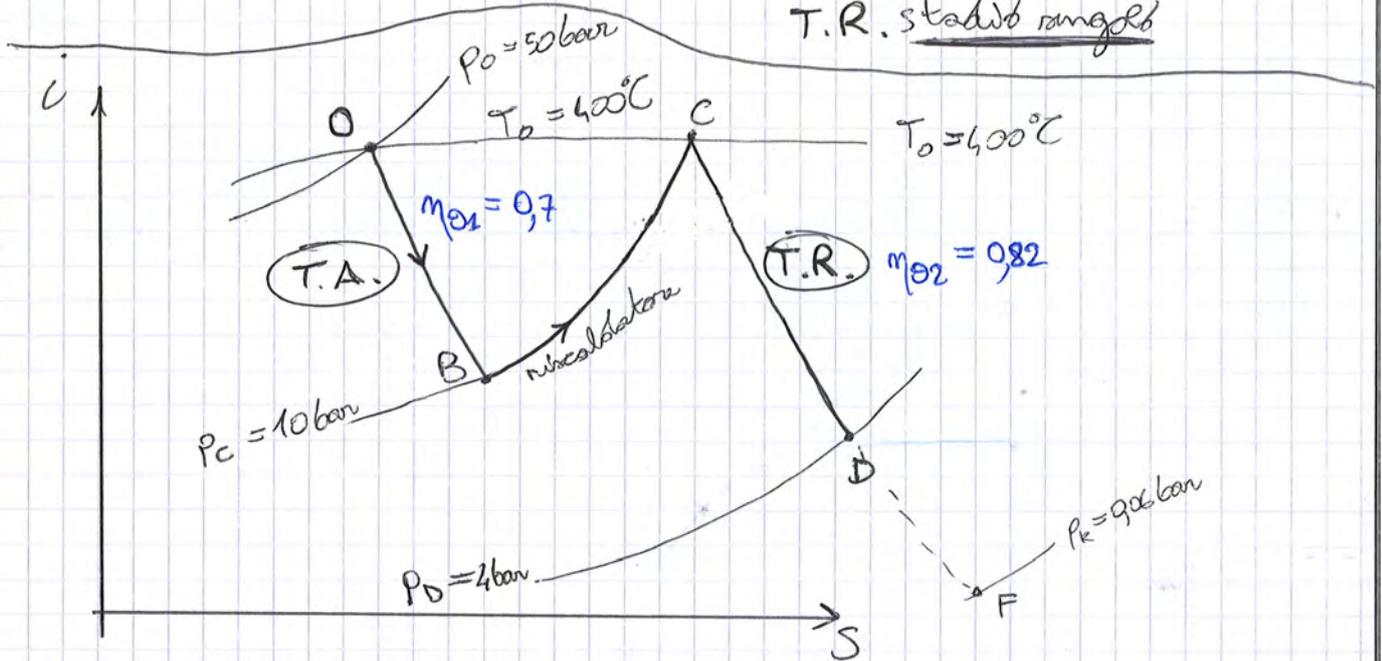
Esercitazione "n° 5"

Es 1)

IMP. A VAPORE

$p_0 = 50 \text{ bar} \rightarrow p_c = 10 \text{ bar}$
 $m = 100 \text{ t/h}$ $p_B = 4 \text{ bar}$

T.A. stadio singolo
 +
 T.R. stadio singolo



La 1° turbina è sicuramente supersonica:

$\frac{p_0}{p_B} = \frac{50}{10} = 5 \rightarrow$ teoria UGELLI: un ugello diventa critico quando la press di valle è $\sim \frac{1}{2} p_{MONTE}$.
 Qui abbiamo = 5 volte: espansione supersonica

DATO: la p_K CRITICA della turbina a REAZIONE è $p_K = 0,06 \text{ bar}$

la 2° turbina è sicuramente subcritica:

$p_D = 4 \text{ bar} \rightarrow p_{K,CRITICA} = 0,06 \text{ bar}$

alta in ingresso alla T.R. e ciò fisicamente dovrebbe comportare un aumento della portata nella T.R. il che è ancora di più in controsenso: m della T.A. \downarrow mentre m della TR \uparrow

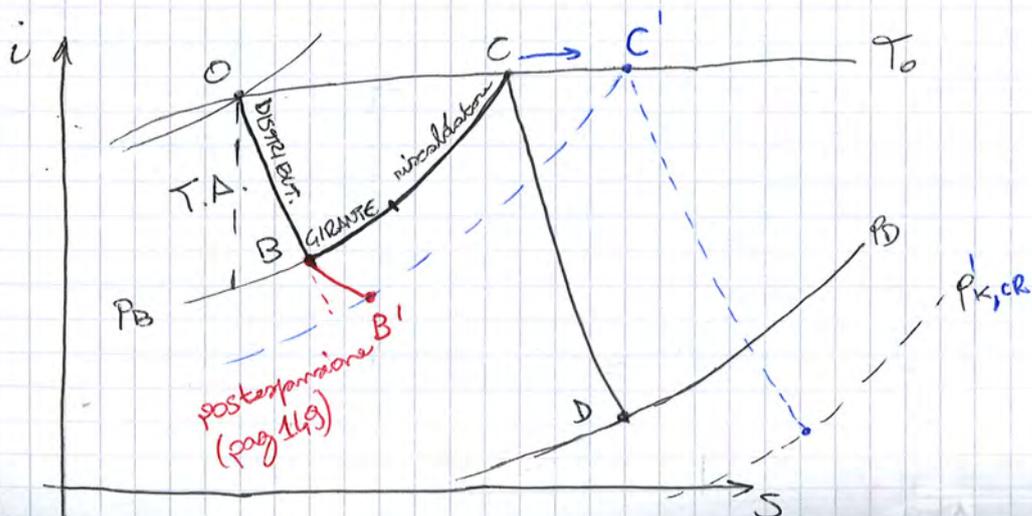
Allora l'unica possibilità è che la portata $m = COST$ rimanga $COST$ imposta dalla T.A.

è la T.R. che si adatterà: il p.to C si sposterà (dove?)

↳ Bisogna trovare un modo per cui:

- 1) $m_{TA} = COST$ (imposta dalla T.A.)
- 2) $m_{TR} = COST$
- 3) T.R. diventa CRITICA

L'unica soluzione possibile è che $C \rightarrow C'$ a DX (a press. più bassa)



EQ ELLISSE:

$$\left[\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \right]$$

$$\frac{x_c^2}{a^2} + \frac{y_c^2}{b^2} = 1 \quad \text{PUNTO C}$$



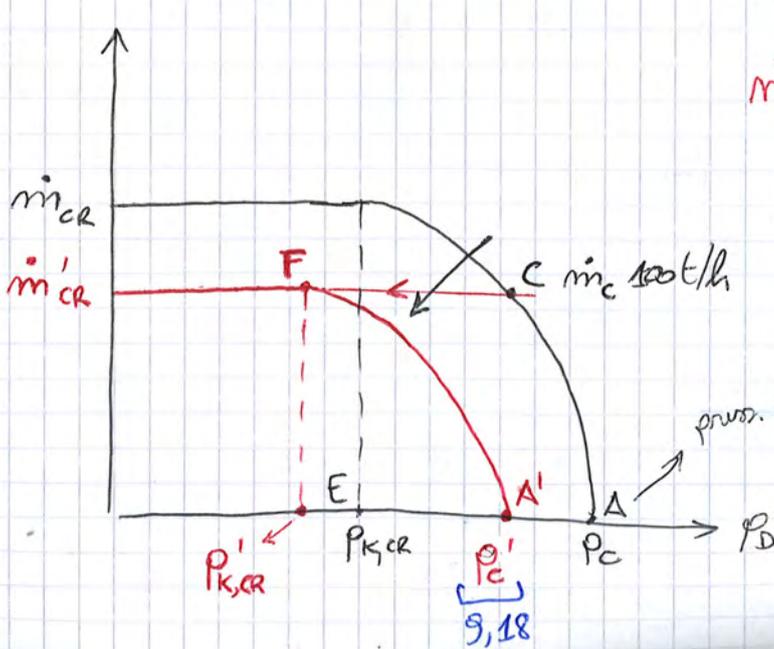
$$\frac{y_c^2}{b^2} = 1 - \frac{x_c^2}{a^2}$$

$$\frac{b^2}{y_c^2} = \frac{1}{1 - \frac{x_c^2}{a^2}}$$

$$b^2 = y_c^2 \cdot \frac{1}{1 - \frac{x_c^2}{a^2}}$$

$$b = \sqrt{\frac{y_c^2}{1 - \frac{x_c^2}{a^2}}} = \sqrt{\frac{100^2}{1 - \frac{3,94^2}{9,34^2}}} = \boxed{108,9 \text{ t/h}}$$

$\dot{m}_{cr} = \boxed{108,9 \text{ t/h}}$ (però) delle condizioni iniziali.



$$\dot{m}_{cr} \sim \sqrt{\frac{P_{MONTE}^0}{V_{MONTE}^0}} \quad \text{SEMPRE}$$

OK, ora
CONCETTUALMENTE
IL PROB. È RISOLTO
MA NUMERICAMENTE
ANCORA NO.

MA ∇ in questo esercizio:

(guardando il Mellini) a) - si può considerare l'isoterma già (quasi) piatta

b) - $p_v = \text{cost}$ se $i = \text{cost}$ (ricordalo)

↳ e tutti i punti sono (quasi) alla stessa i

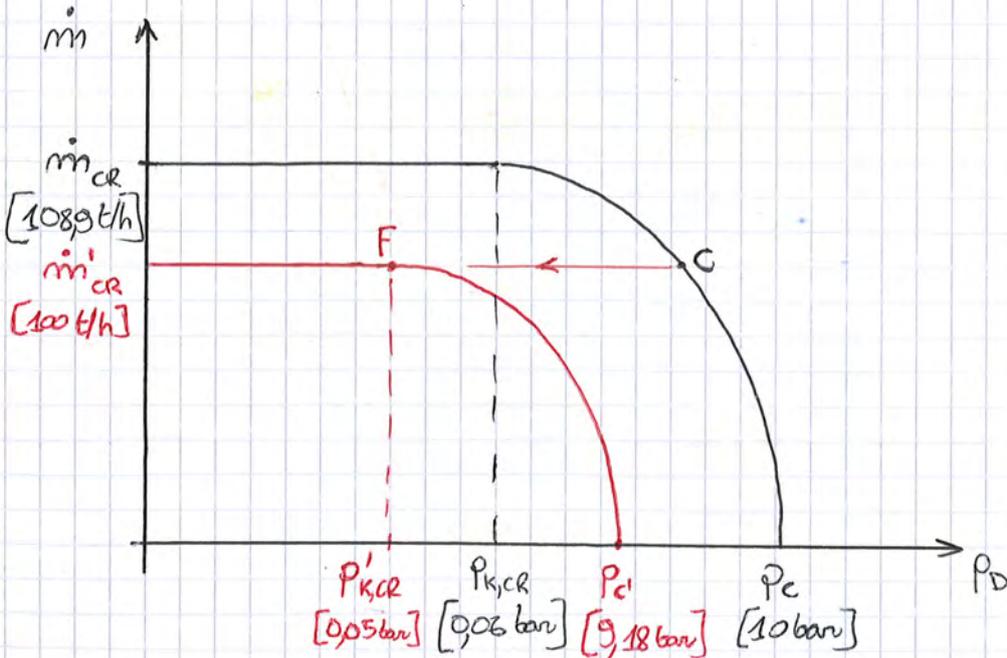
Allora puoi SCRIVERE:

$$\frac{\dot{m}_{CR,C'}}{\dot{m}_{CR}} = \frac{p_{C'}}{p_C}$$

da cui $p_{C'} = p_C \frac{\dot{m}_{CR,C'}}{\dot{m}_{CR}} = 10 \frac{100}{108,9} = 9,18 \text{ bar}$

100 t/h

Bom: $\frac{p_C}{p_{K,CR}} = \frac{p_{C'}}{p'_{K,CR}} \rightarrow p'_{K,CR} = p_{K,CR} \frac{p_{C'}}{p_C} = 906 \cdot \frac{9,18}{10} = 9,05 \text{ bar}$



$$i_2 = i_1 - \eta_{\partial i} (i_1 - i_{2,iso})$$

Torniamo all'esercizio:

Dal Mollier con p_0 e T_0 : si legge $i_0 = 3198 \text{ kJ/kg}$

Dal Mollier sulla isentropica per 0 alla $p_{B1} = 9,18 \text{ bar}$: si legge $i_{B1,iso} = 2790 \text{ kJ/kg}$

$$i_{B1} = i_0 - \eta_{\partial i_1} (i_0 - i_{B1,iso}) = 2912 \text{ kJ/kg}$$

1° TURB

N.B. $\eta_{\partial i} = \cos \alpha$ come da testo! In realtà cala con la post espansione ma sarebbe difficilissimo fare l'esercizio.

Per la 2° turbina:

Dal Mollier per p_c e T_0 : si legge $i_c = 3266 \text{ kJ/kg}$

Dal Mollier sulla isentropica per C' alla $p_{KCR} = 9,055 \text{ bar}$: si legge $i_{c',iso} = 2293 \text{ kJ/kg}$

$$i_{D1} = i_c - \eta_{\partial i_2} (i_c - i_{c',iso}) = 2469 \text{ kJ/kg}$$

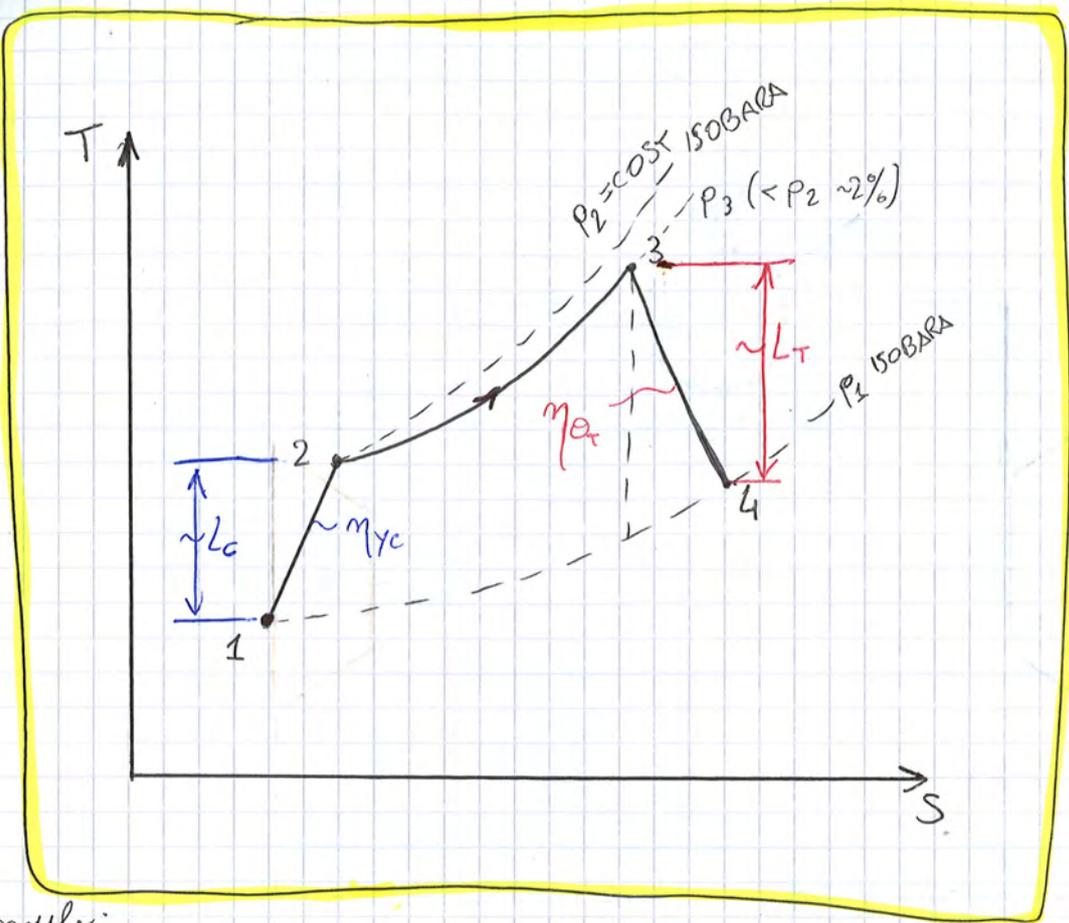
2° TURB

150 t/h

$$P_i = \dot{m} [L_{it1} + L_{it2}]$$

$$= \dot{m} [(i_0 - i_{B1}) + (i_c - i_{D1})] = 30,1 \text{ MW}$$

Fine esercizio.



formule:

$$\frac{m-1}{m} = \frac{k-1}{k\eta_{yc}} \quad \times \text{COMPRESSORE}$$

$$\frac{m'-1}{m'} = \frac{k'-1}{k'} \cdot \eta_{e} \quad \times \text{TURBINA}$$

$$\eta_{c,iso} = \frac{L_{c,iso}}{L_c} \quad \times \text{COMPRESSORE}$$

$$\eta_{t,iso} = \frac{L_t}{L_{t,iso}} \quad \times \text{TURBINA}$$

UGUALI A QUELLI
DEL
CICLO CHIUSO.

formule:

$$\frac{m-1}{m} = \frac{k-1}{k \eta_{yc}} \quad \times \text{COMPRESSORE}$$

$$\frac{m'-1}{m'} = \frac{k'-1}{k'} \cdot \eta_{ot} \quad \times \text{TURBINA}$$

$$\eta_{c,iso} = \frac{L_{c,iso}}{L_c} \quad \times \text{COMPRESSORE}$$

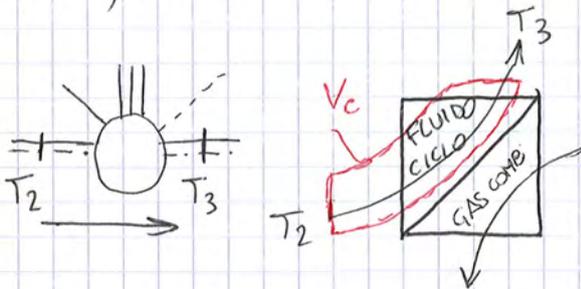
$$\eta_{t,iso} = \frac{L_T}{L_{T,iso}} \quad \times \text{TURBINA}$$

UGUALI A QUELLI
DEL
CICLO APERTO

Per, i calcol:

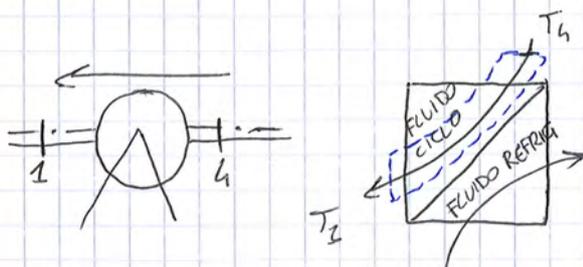
1° PR - EULERIANO (Locale) x y z INERZIALE

$$Q_1 = C_p (T_3 - T_2)$$



1° PR - EULERIANO (Locale) x y z INERZIALE

$$Q_2 = C_p (T_4 - T_3)$$

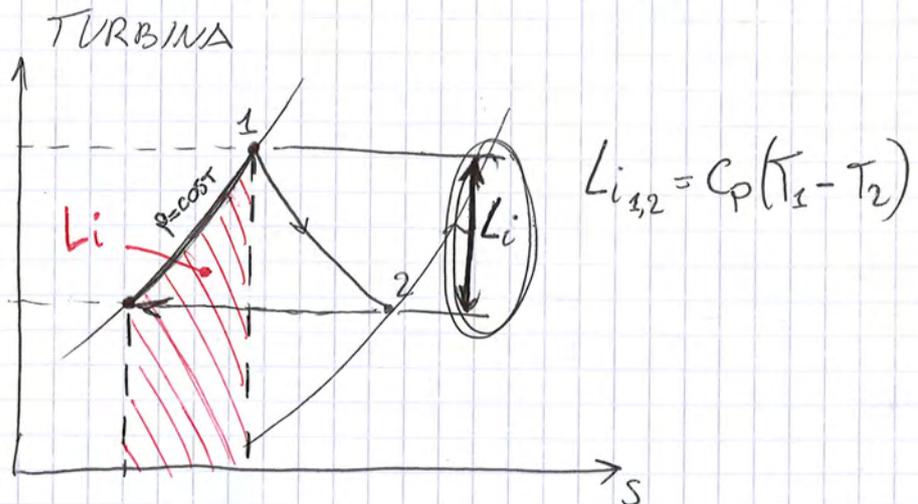
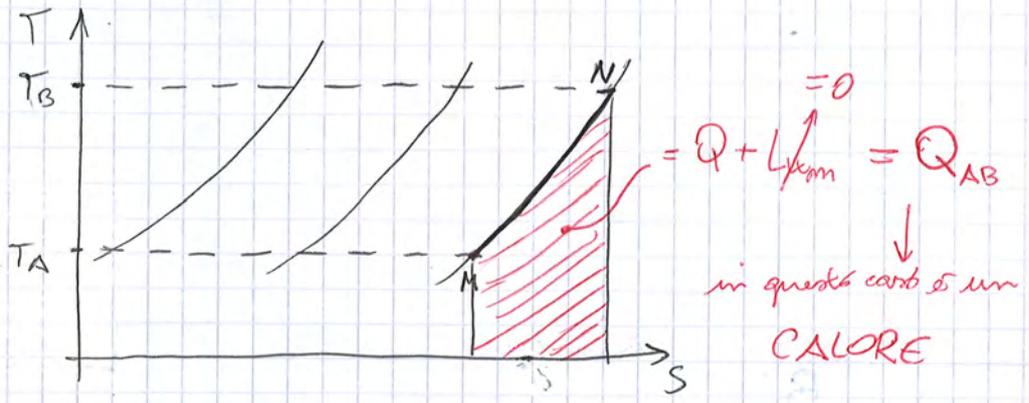


Alt, ripasso delle aree:

$C_p (T_B - T_A)$ ← supponiamo di voler rappresentare questa quantità nel diagramma T-S
 (può essere un Q, o un Lavoro, non lo sappiamo a prescindere)

→ $p = \text{cost}$ (quindi $L_{\text{um}} = 0$) fra T_A e T_B

$Q_A = C_p (T_B - T_A)$ ah ok!



—● Fine del ripasso delle aree.

$$\eta_{id} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

ma $\frac{T_2}{T_1} = \beta^{\frac{k-1}{k}}$

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

è solo funzione del β !

Ma non era dipendente dalla T_3 (la T_{media} più alta possibile)?

Sì, ma eravamo nei cicli a vapore!

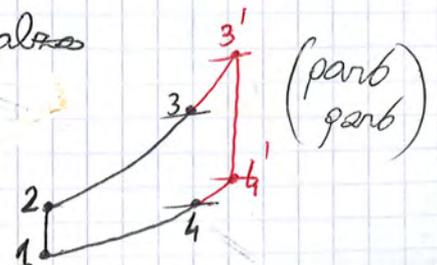
e quindi η ? → è giusto, perché anche la T_{media} più bassa possibile innalza il rendimento:

nei cicli a Vapore

- la T_4 di condensazione rimaneva così (passaggio di stato)
- quindi alzando la T_3^{media} effettivamente $\eta \uparrow$

nei cicli a GAS IDEALI

- se alzando la T_3 , anche la T_4 si alza



$$\eta = 1 - \frac{T_{media\ SOTTARAZIONE\ (Q_2)}}{T_{media\ FORNITURA\ (Q_1)}}$$

ma ricorda: $\frac{T_B}{T_A} = \beta^{\frac{k-1}{k}}$

allora: $(\eta_{id})_i = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$ TALLA!

Infine:

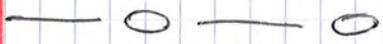
$$\eta_{id} = \frac{(\eta_{id})_1 \cdot dQ_1^1 + \dots + (\eta_{id})_i \cdot dQ_i^1 + \dots + (\eta_{id})_m \cdot dQ_m^1}{\sum_1^m dQ_i^1}$$

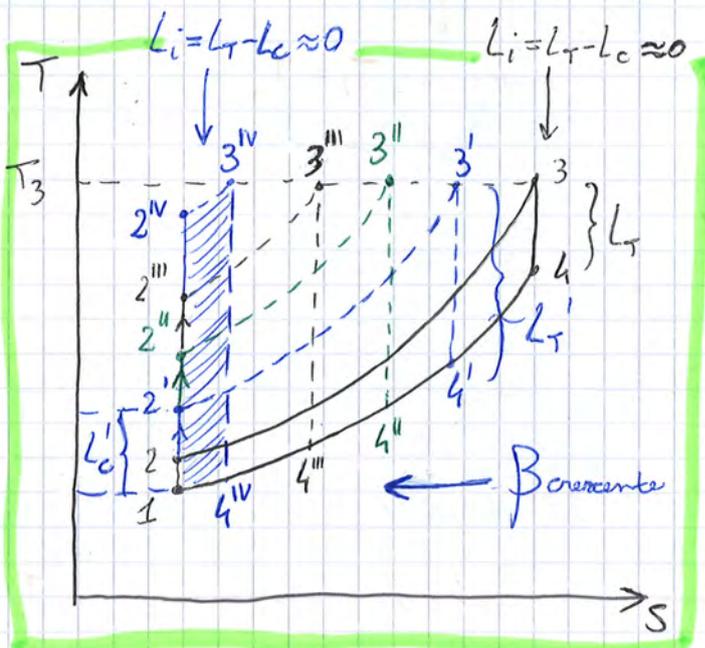
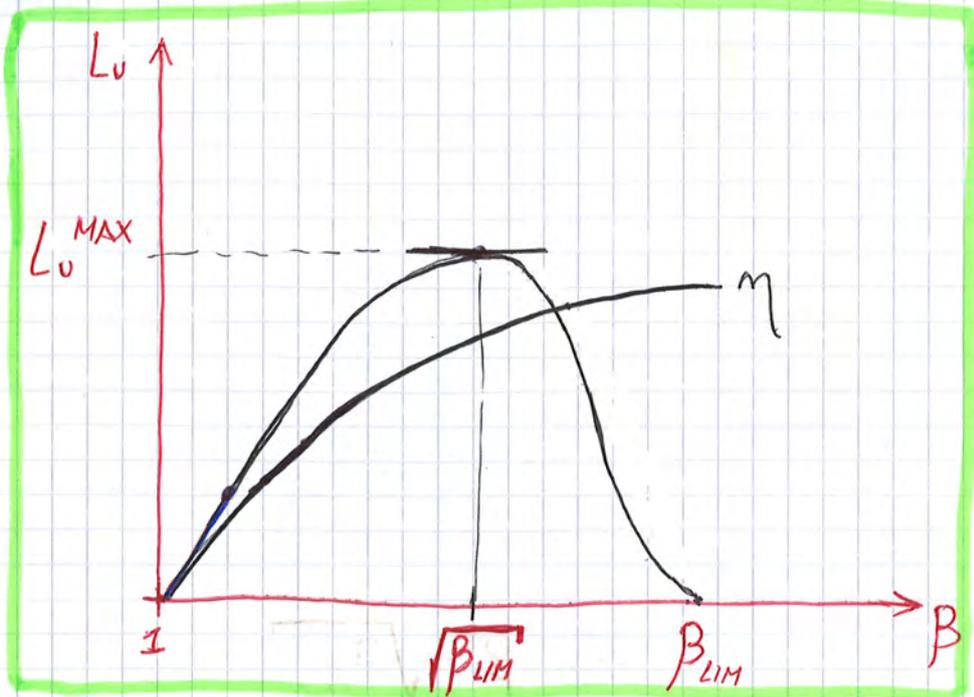
pag 189

Il rendimento di un ciclo ideale è la media pesata dei rendimenti dei singoli cicli infinitesimi, e i pesi sono i calori forniti a ciascuna

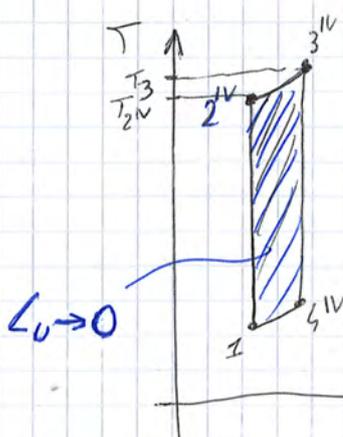
$$\eta_{id} = \frac{\dots + \dots + \dots + \dots}{\sum dQ_i^1} = (\eta_{id})_i = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

↳ perché i cicli hanno stessa formula tra di loro





← questo ciclo



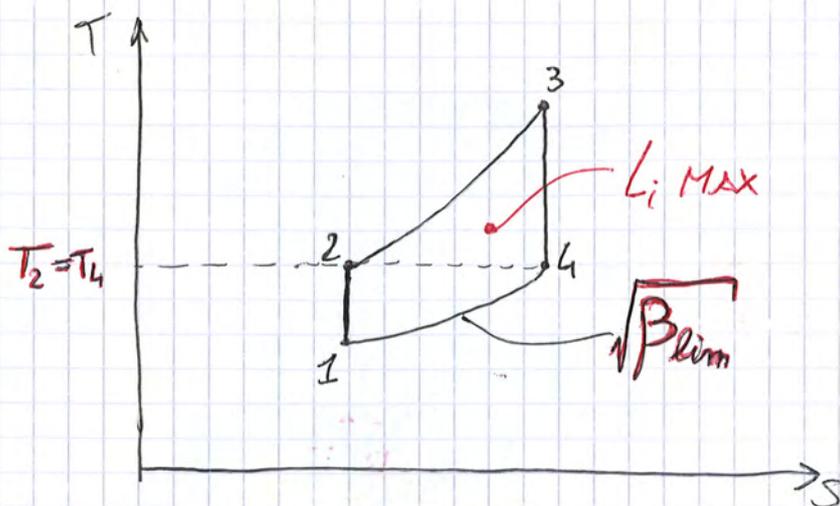
$$\frac{T_3}{T_2} = \beta_{lim}^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_1}$$

$$\beta_{lim} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

il β_{lim} è quello con $T_2 = T_3$.
(anche se dal disegno non sembra)

il β_{lim} è a cui corrisponde un annullamento del lavoro

graficamente corrisponde:



$$\frac{T_2}{T_1} = \beta^{*\frac{k-1}{k}} \text{ ISOCORA } = \frac{T_4}{T_1} \quad (1)$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \beta^{*\frac{k-1}{k}} \text{ ISOCORA } (2)$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{\beta^{*\frac{k-1}{k}}} \quad (3)$$

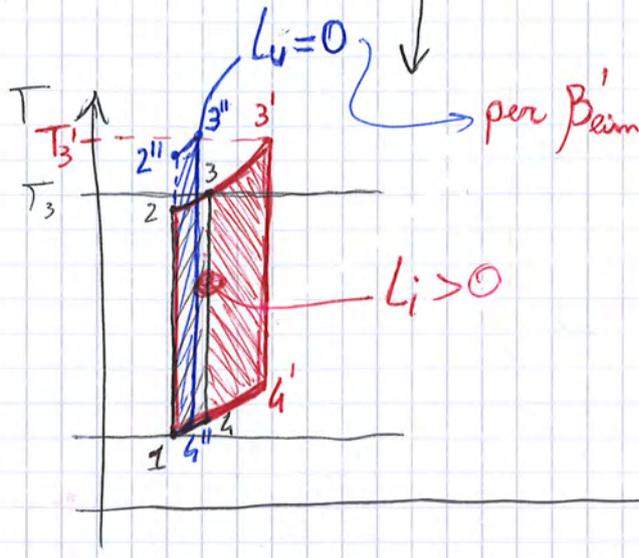
(3) → (1)

$$\frac{T_3}{\beta^{*\frac{k-1}{k}}} \cdot \frac{1}{T_1} = \beta^{*\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_3}{T_1} = \left(\beta^{*\frac{k-1}{k}} \right)^2$$

$$\beta^* = \sqrt{\left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}} = \sqrt{\beta_{lim}}$$

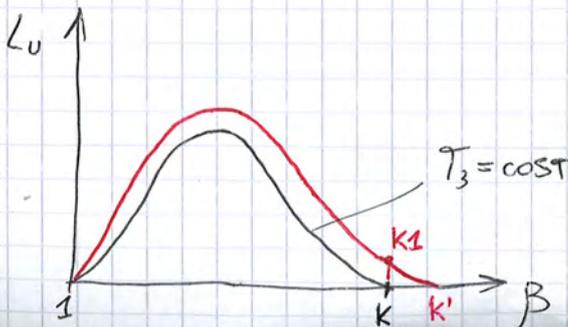
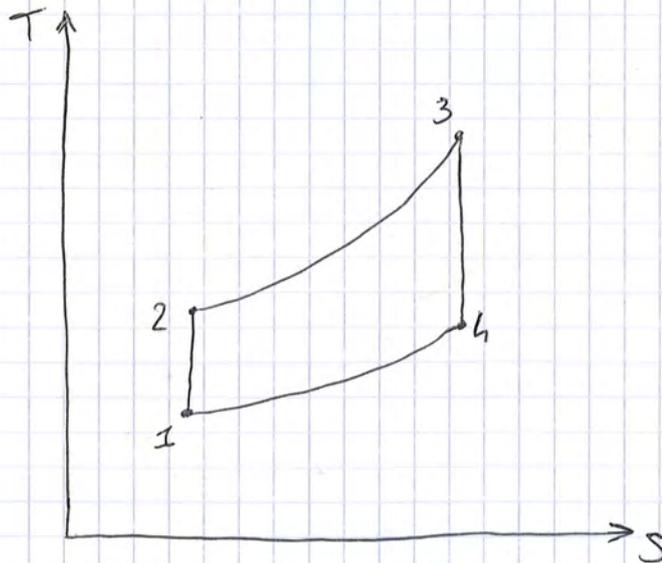
se $\beta'_{lim} > \beta_{lim}$ verifichiamolo
 $T_3 \uparrow$
 $\beta = \cos \gamma$
 $T_3 = \cos \gamma$
 $\beta \uparrow$



Prima partenza area nera
 poi guarda l'area rossa
 poi guarda l'area blu.

Fine

LEZ 21_1



$$k = \beta_{lim} = \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$k' = \beta'_{lim} = \left(\frac{T_3'}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$L_u = L_T - L_c =$$

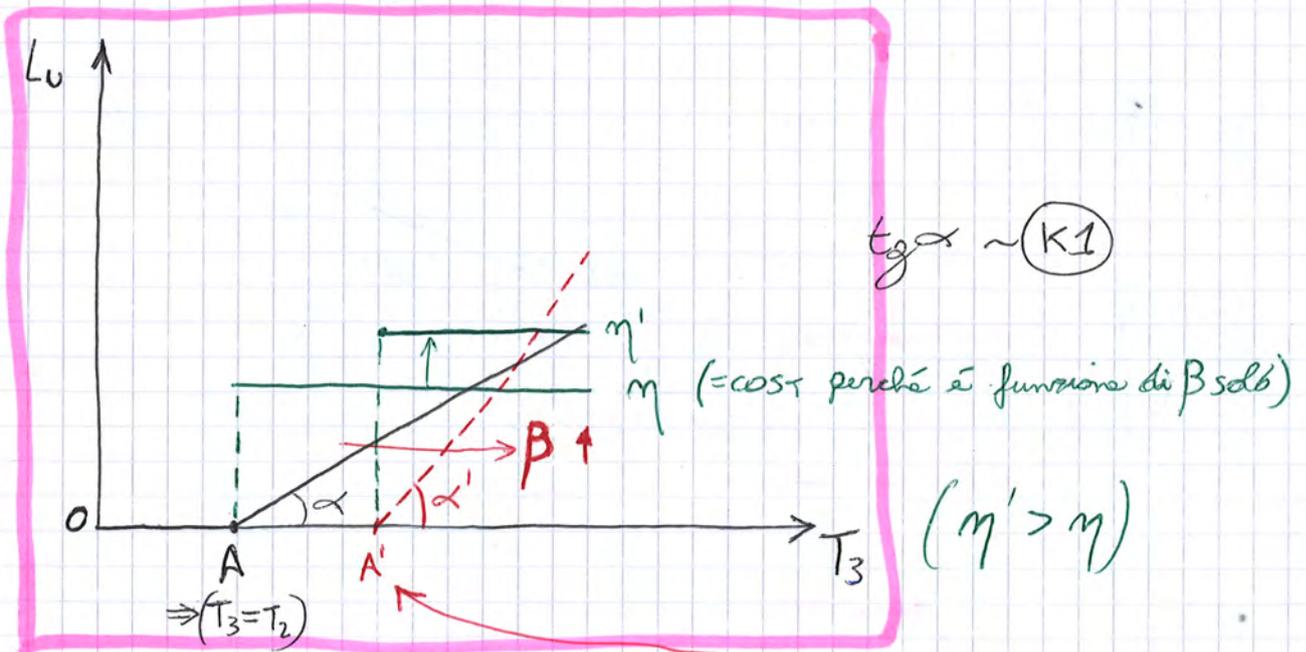
$$= C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \right) - L_c$$

(a $\beta = \text{cost} \rightarrow L_c = \text{cost}$)

$$L_u = k_1 \cdot T_3 - L_c = \text{cost}$$

ANDAMENTO LINEARE

$$k_1 = C_p \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \right)$$



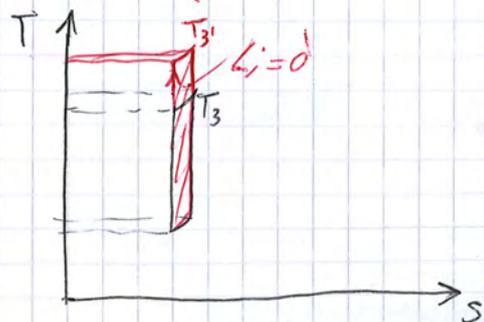
Ora aumentiamo il β :

(pag seguente)

perché $\alpha' > \alpha$?

perché $k_1' = C_p \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \right)$

$\beta' > \beta \rightarrow k_1' > k_1 \rightarrow \alpha' > \alpha$



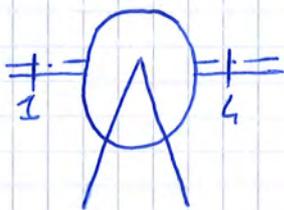


$$\eta_{t,150} = \frac{L_T}{L_{T,150}}$$

rendimento FLUIDODINAMICO

perdite dovute al fluido: perdite d'urto

$\eta_{m,t}$ rendimento meccanico turbina (organico: cuscinetti)



$$\eta_{\pi L,1} = \frac{P_1}{P_4}$$

molto prossimo ~ 1 ma < 1

(pneumatico)

perdita di pressione nello scambiatore di calore

OK. Ora:

$$\rightarrow L_U = L_T \cdot \eta_{m,t} - \frac{L_C}{\eta_{m,c}}$$

$$L_U = \eta_{m,t} \eta_{t,150} L_{T,150} - \frac{L_{C,150}}{\eta_{C,150} \cdot \eta_{m,c}} < L_{i,D} \text{ va bene così}$$

oppure

$$L_U = \eta_0 (L_T - L_C)$$

← spesso più usato in pratica, perché compressore e turbina sono spesso sullo stesso asse.

Negli esercizi useremo questa versione

e quindi dato che:

$$L_u = L_t - L_c$$

~~$$L_{c,eq} = L_{t,eq} - L_{c,eq} = L_u \quad \checkmark \text{ OK}$$~~

$$L_u = \overset{= L_{t,eq}}{\eta_{mt} L_t} - \overset{= L_{c,eq}}{\frac{L_c}{\eta_{mc}}} = L_{u,eq} \quad \checkmark \text{ OK} \quad \text{STESSO } L$$

REMI

$$\begin{cases} Q_1 = C_p (T_3 - T_2) \\ Q_2 = C_p (T_4 - T_1) \end{cases}$$

$$Q_{1,eq} = Q_1 \quad \text{perché } T_3 \text{ è sempre } T_3 \text{ e } T_{2,eq} = T_2$$

$$Q_{2,eq} = Q_2 \quad \text{perché } T_{4,eq} = T_4 \text{ e } T_1 \text{ è sempre } T_1$$

e quindi

$$\eta_g = \frac{L_u}{Q_1}$$

globale

$$\eta_{g,eq} = \frac{L_{u,eq}}{Q_{1,eq}} \quad \checkmark \text{ OK} \quad \text{STESSO } \eta$$

Bene ora:

$$\beta_{originale} = \frac{P_2}{P_1}$$

$$\beta_{eq} = \frac{P_3}{P_1}$$

$$\beta_{eq} < \beta_{originale}$$

anche se di poco

Quindi: il compressore equivalente è un compressore che ha un β più basso ma perdite L_c maggiori tali da compensare quelle nello scamb. di calore.

Così come le turbine equivalente ha un L_u maggiore tale da compensare le perdite fluidodinamiche nello scamb.

STUDIO DEL L AL VARIARE DEL β -CICLO CHIUSO

(283)

REALE equivalente (pag 270) IDEALE

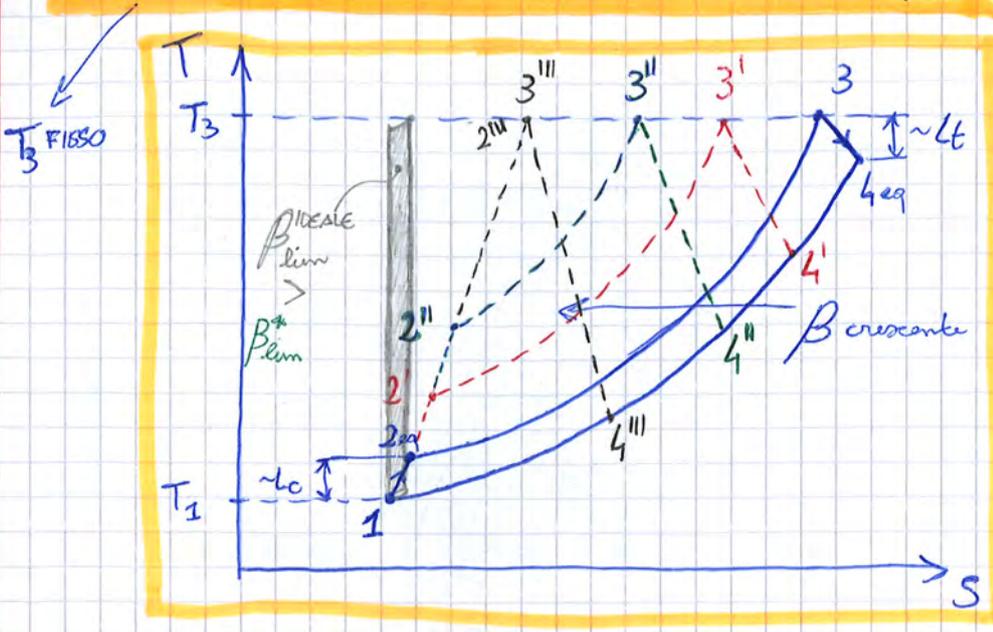
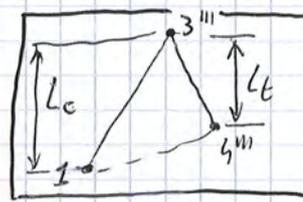


grafico IDEALE pag (271)

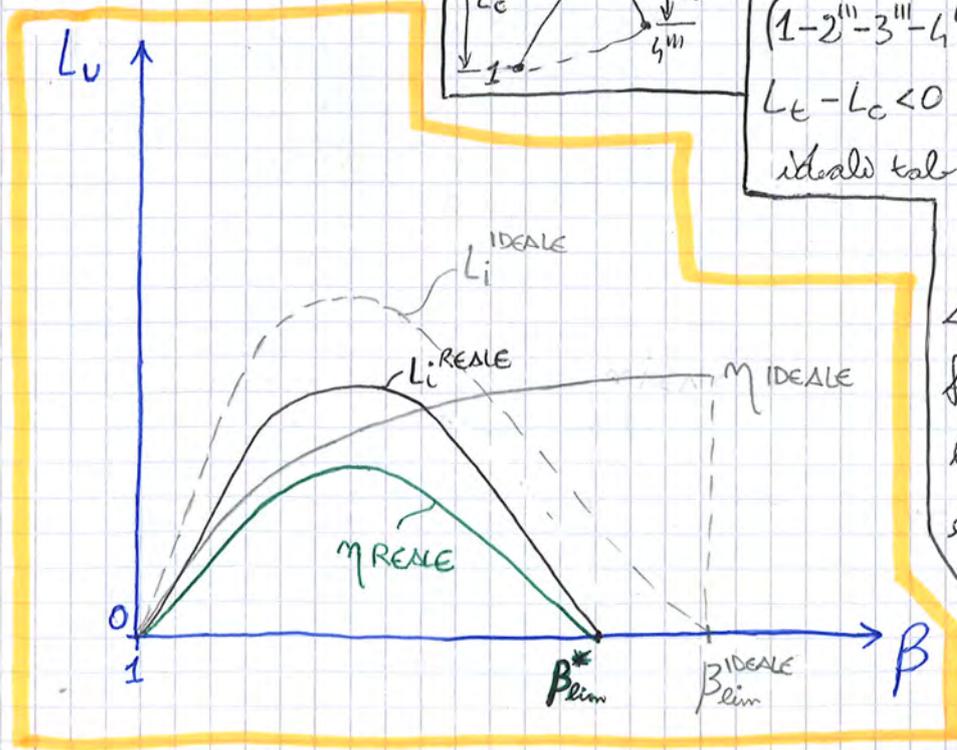
$$L_c = C_p (T_2 - T_1) \sim (T_2 - T_1)$$

$L_t > L_c$ deve essere sempre verificata questa condizione

Al limite se $\beta \rightarrow 1$ allora purtroppo $L_u \rightarrow 0$ (poiché $L_t \rightarrow 0$ e $L_c \rightarrow 0$)
tende



ATTENZIONE: il ciclo NERO (1-2'''-3'''-4''') è a lavoro < 0!
 $L_t - L_c < 0!$ Invece nei cicli ideali tale ciclo aveva $L = 0$



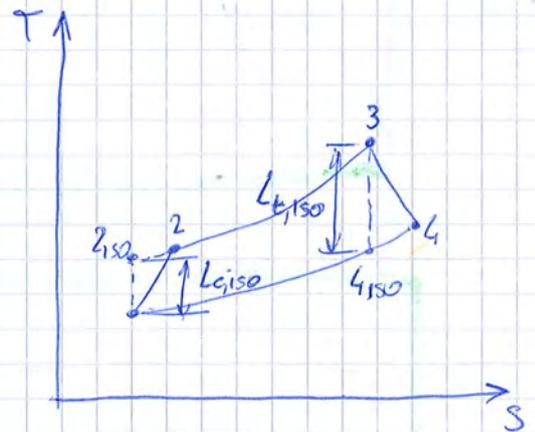
La differenza sta nel fatto che nei cicli ideali la compressione e espansione erano verticali, qui invece sono oblique

$$L_u = \eta_{me} \eta_{iso} L_{c,150} \left[\frac{L_{t,150}}{L_{c,150}} - \frac{1}{\bar{\eta}} \right]$$

imponendo $L_u = 0$ 2 possibilità

$L_{c,150} = 0 \Rightarrow$ per questa deve essere $\beta = 1$ (non c'è compressione)

$$\left[\frac{L_{t,150}}{L_{c,150}} - \frac{1}{\bar{\eta}} \right] = 0$$



$$\frac{\cancel{\rho}(T_3 - T_{4,150})}{\cancel{\rho}(T_{2,150} - T_1)} - \frac{1}{\bar{\eta}} = 0$$

$$T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \right) = \frac{1}{\bar{\eta}}$$

$$T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

$$\beta^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_1} \cdot \bar{\eta}$$

$\beta_{lim}^{IDEALE} < \beta_{lim}$

$$\beta_{lim}^* = \left(\frac{T_3}{T_1} \bar{\eta} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$\times k < 5$
 $\bar{\eta} < 1$
 mentre nel caso ideale $\bar{\eta} = 1$

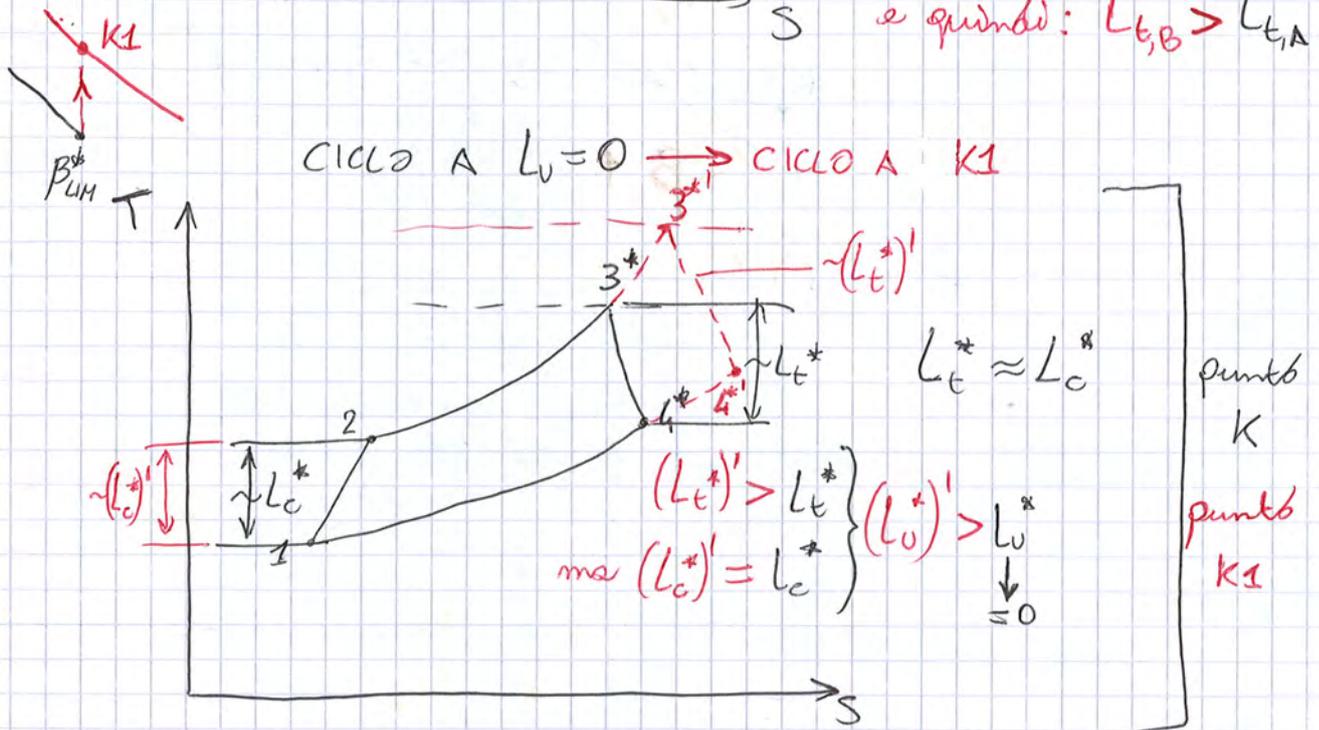
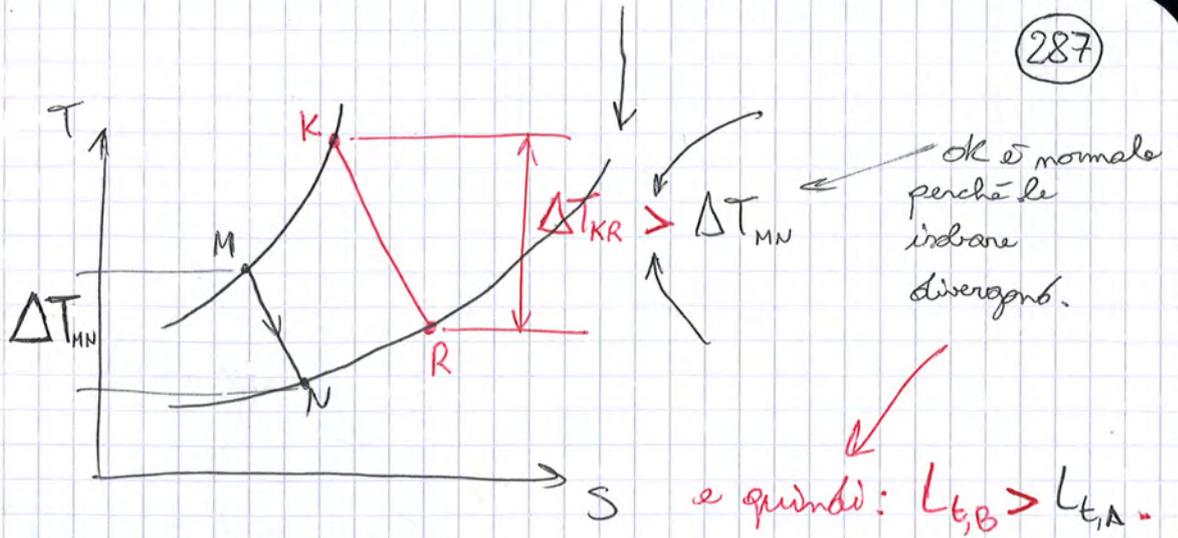
pag 283

$$\frac{\cancel{\beta^{\frac{k-1}{k}}} - 1}{\cancel{\beta^{\frac{k-1}{k}}} - 1} = \frac{T_1}{T_3} \frac{1}{\bar{\eta}}$$

$$\frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{T_1}{T_3} \frac{1}{\bar{\eta}}$$

I DUE ZERI DEL GRAFICO A PAG 283

NOTA: questa include anche il β del caso ideale pag 271 $\beta_{lim}^{IDEALE} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} (\bar{\eta} = 1)$



Il rendimento:

$$\left(\eta_g \right)_K = \frac{L_v}{Q_{1K}/m_b} = \frac{0}{Q_{1K}/m_b} = 0 \rightarrow \text{quindi nel punto K } l' L_v = 0$$

punto K

$$\left(\eta_g \right)_{K1} = \frac{L_{v_{K1}}}{Q_{1K1}/m_g} > 0 \quad (\text{anche se basso})$$

→ CORR. IDEALE $f(\beta)$ SOLO. pag 267

$$\rightarrow (\eta_g)_{REALE} = f(\beta, T_3)$$

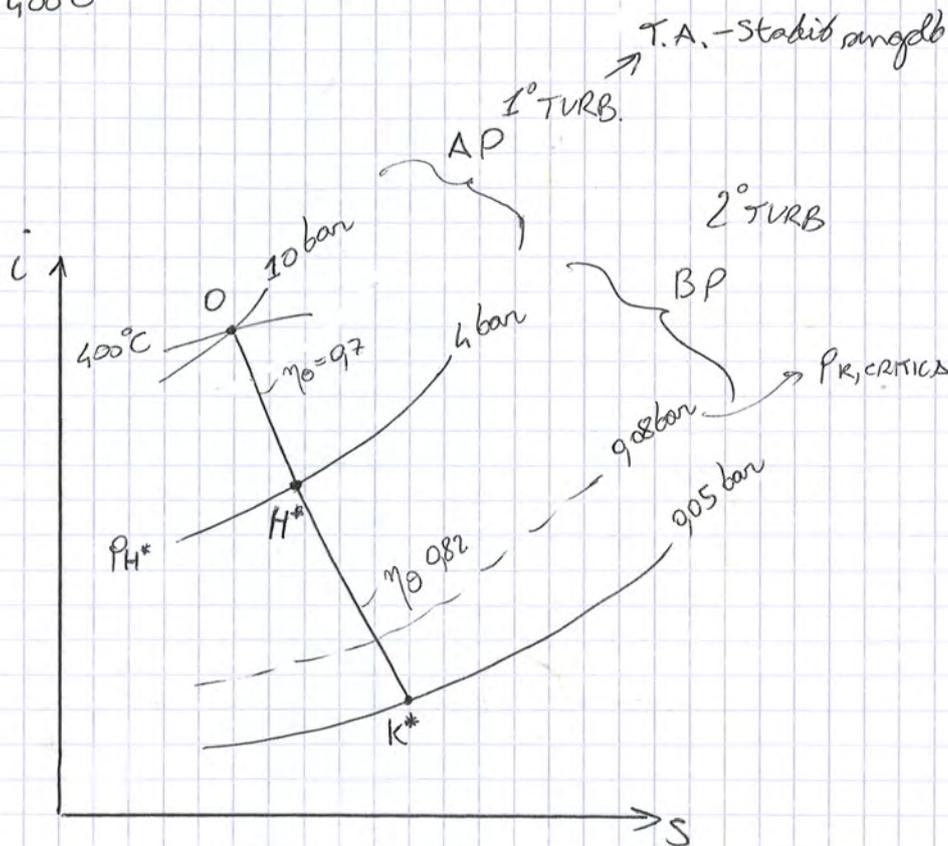
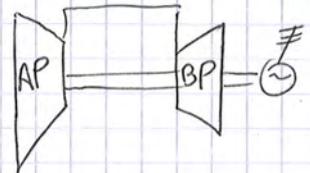
ESEERCITAZIONE 4

LEZ 214 (289)

es.

$p_{k,cr} = 80 \text{ kPa}$
 $\eta_{\theta} = 0,7$
 $O = p_0 = 10 \text{ bar}$
 $T_0 = 400^{\circ}\text{C}$

$\dot{m}^* = 100 \text{ t/h per } \epsilon = 0$
 \downarrow
 $\dot{m}^* = 70 \text{ t/h per } \epsilon = 0,3$



$\dot{m} = (1 - \epsilon) \cdot \dot{m}^* = 70 \text{ t/h}$ ← NB a condizione che la turbina (la 1° AP) sia CRITICA

per ora non ho fatto ancora l'analisi per dire ciò.

Adesso la faccio

AP: $\beta = \frac{10}{4} = 2,5$

→ è sicuramente CRITICA

perché come gli ugelli diventa CRITICA se

$\beta \geq 2$

Importiamo:

a progetto
 $\dot{m}_2^* = 100 \text{ t/h} = K_2 A_2 \frac{P_H^*}{\sqrt{P_H^* v_H^*}}$
 BP

Supponiamo CRITICA dopo la parzializzazione della 1° TURB.

$\dot{m}_2 = 70 \text{ t/h} = K_2 A_2 \frac{P_H}{\sqrt{P_H v_H}}$

spiegato a pag 223

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_2^*} = \frac{\frac{P_H}{\sqrt{P_H v_H}}}{\frac{P_H^*}{\sqrt{P_H^* v_H^*}}} = 0,7$$

$\rightarrow \sqrt{\frac{P_H}{v_H}} = 1,72$

in pratica: io laminò la 1° turb. suppongo che la 2° turb. fosse e rimanga critica. Allora faccio il rapporto delle portate: il nuovo p.to di funzionamento (H) DEVE RISPETTARE quel rapporto

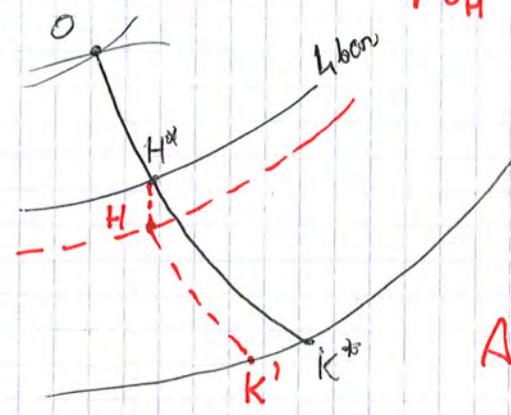
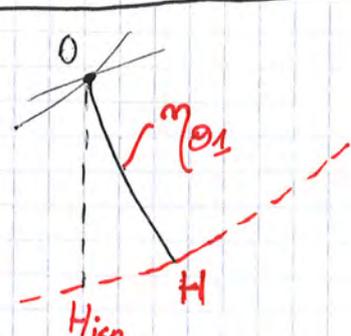


Abb: si va per tentativi sul Mollier si cerca un p.to H (P_H e v_H) tale che quel rapporto sia 0,7, ovvero che

$$\sqrt{\frac{P_H}{v_H}} = 1,72$$



$$i_0 - i_H = \eta_{01} (i_0 - i_{H_{iso}})$$

$$i_H = i_0 - \eta_{01} (i_0 - i_{H_{iso}})$$

Dopo parzializzazioni, abbiamo trovato che

$$\beta^{\text{espansione}} = \frac{2,7}{905} \approx 54$$

↳ > 5

OK! effettivamente la 2° turbina è RIMASTA CRITICA.

Fine

METODI PER AUMENTARE IL RENDIMENTO

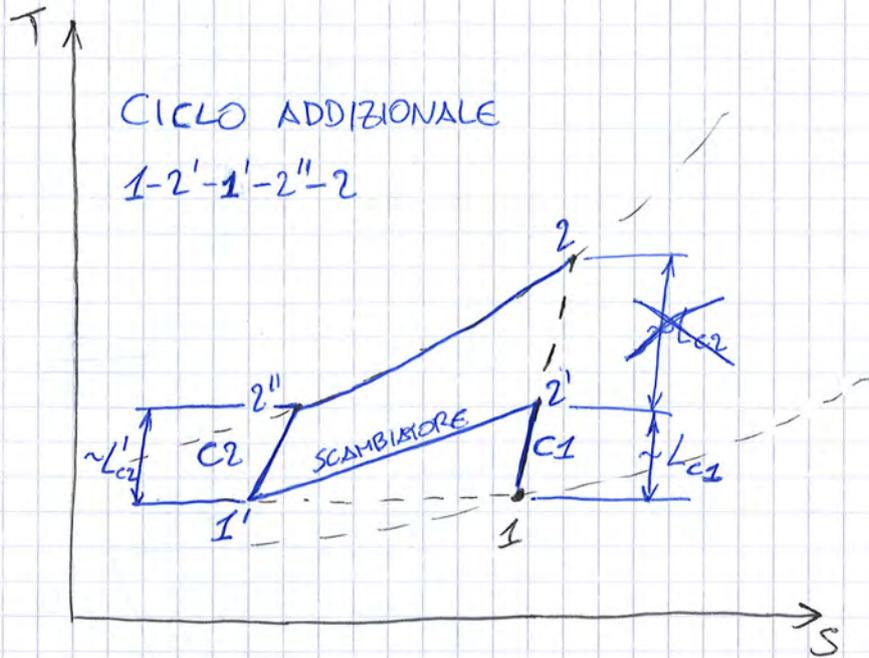
LEZ 22-1

TURBINE A GAS CICLI CHIUSI

- 1) COMPRESSIONE INTERREFRIGERATA $L_v \uparrow$ (η aumenta a volte)
- 2) RISCALDAMENTI RIPETUTI (cicli chiusi)
RICOMBUSTIONE (cicli aperti) $L_v \uparrow$ (η aumenta a volte)
- 3) RIGENERAZIONE $\eta \uparrow$

Se mettiamo tutte e 3 insieme $1)+2)+3) = \bar{e}$ una bomba !!

↓
maggiore della somma dei 3.



necessità
 $L_c = L_{c1} + L_{c2}$

$L'_c = L_{c1} + L'_{c2} < L_c$!! SIIIIII!

il nuovo lavoro di compressione è diminuito perché $L_{c2\text{ ora}} > L'_{c2}$

Bene il $L_u \uparrow$

E il η ? abbiamo un aumento di spesa. Scaldare da 2'' e 3 (prima era da 2 e 3)

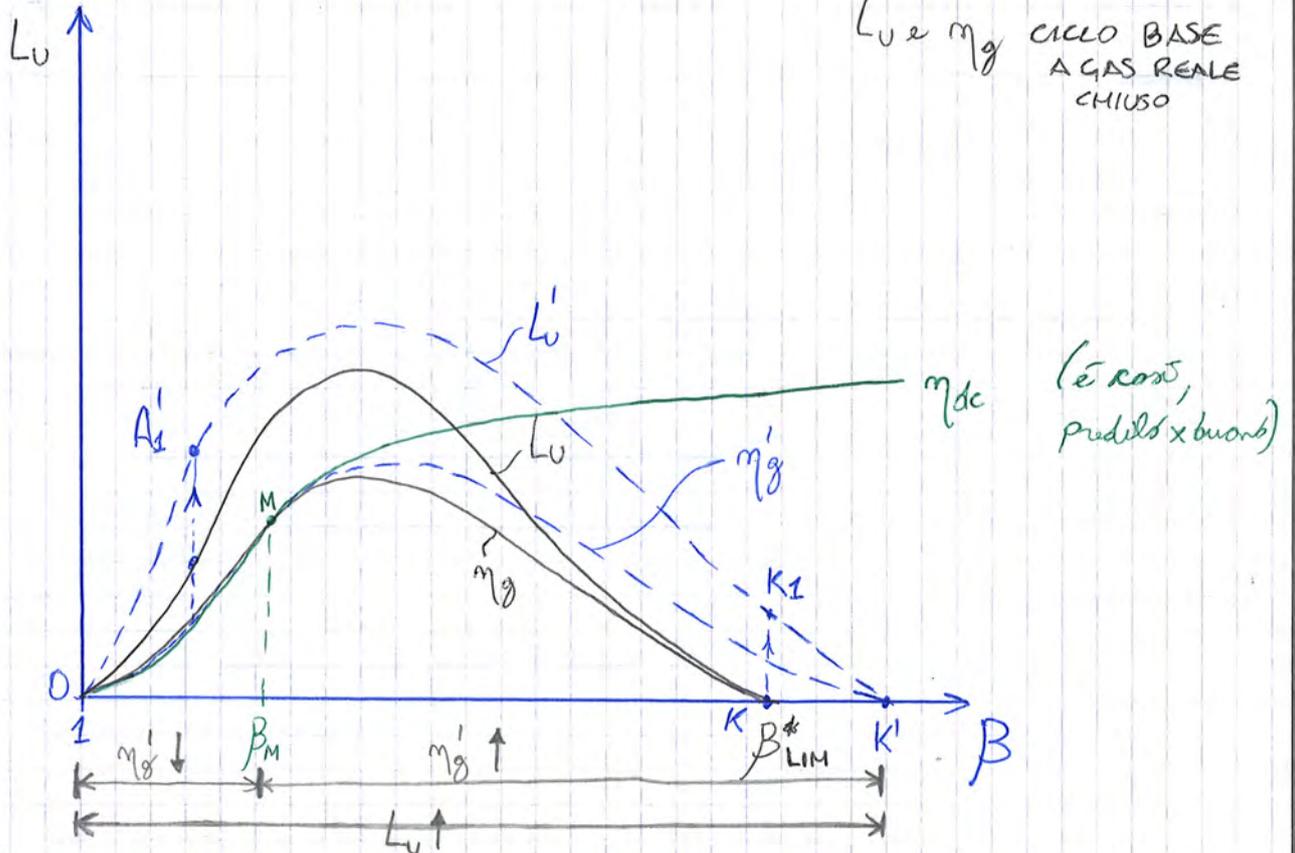
Il vecchio $\eta_g = \frac{L_u}{Q_1/\eta_b}$

Il nuovo $\eta'_g = \eta_b \frac{L_u + \Delta L_u}{Q_1 + \Delta Q_1} = \eta_b \frac{L_u}{Q_1} \frac{1 + \frac{\Delta L_u}{L_u}}{1 + \frac{\Delta Q_1}{Q_1}}$

$\Delta L_u = L_{c2} - L'_{c2}$
 $\Delta Q_1 = C_p(T_2 - T_{2''})$

alora $\eta'_g > \eta_g$

L_u e η_g CICLO BASE A GAS REALE CHIUSO



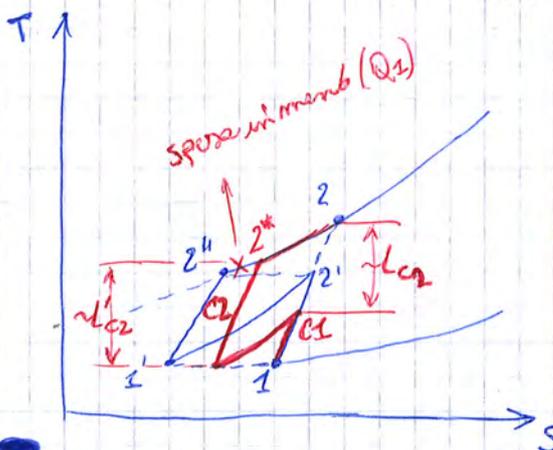
η_g' è intermedio fra η_g e η_{dc} da $\beta=1$ a $\beta=\beta_M$.

Poi da M in poi... vedi grafico.

Ma se invece varassimo i β dei 2 compressori anziché = ?

Cioè cosa cambierebbe al rendimento? ↴

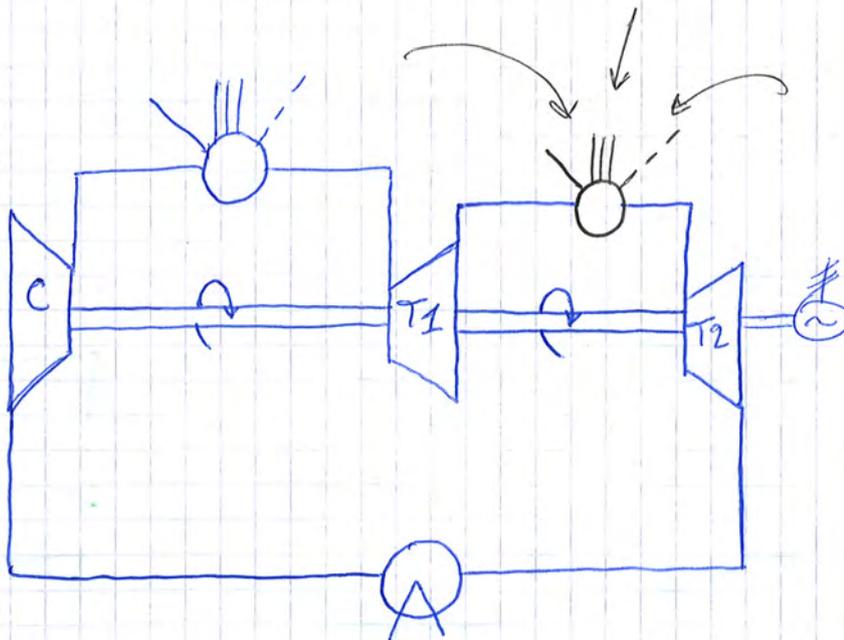
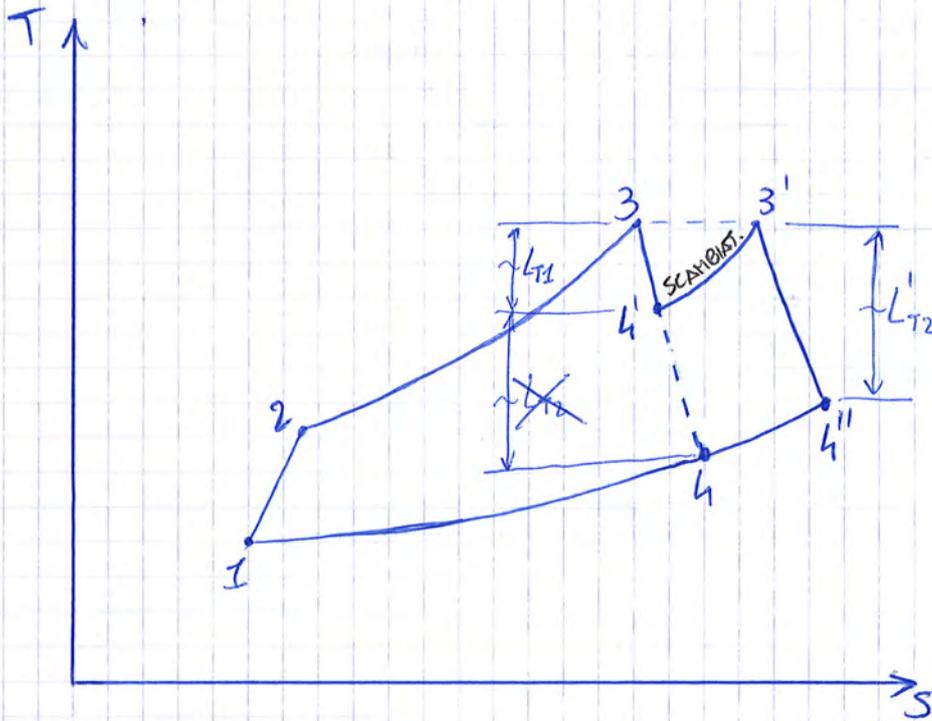
il Prof. « è meglio farli diversi »



Se facciamo $\beta_{c1} < \beta_{c2}$

il L_u è ↓ ma di poco poco
 ma la SPESA (Q_2) è ↓ apprezzabilmente
 quindi $\eta_g \uparrow$.

2) SURRISCALDAMENTI RIPETUTI $L_v \uparrow$ (η a volute \uparrow)

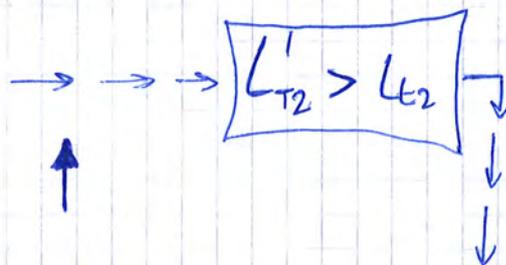


richius

$$L_v = \eta_{mt} (L_{t1} + L_{t2}) - \frac{L_c}{\eta_{mc}}$$

con surrisc.
ripetuti

$$L'_v = \eta_{mt} (L_{t1} + L'_{t2}) - \frac{L_c}{\eta_{mc}}$$



CICLO ADDIZIONALE: RENDIMENTO η_{dt}

$$\eta_{dt} = \eta_b \frac{\Delta L_v}{\Delta Q_1}$$

> 0 sempre

OWERO

$$\eta_g' > \eta_g$$

se

$$\eta_{dt} > \eta_g$$

rendimento globale con riscaldamento ripetuti

rendimento globale ciclo base

rendimento del ciclo addizionale

OK 2

$$\eta_g' = \eta_b \frac{L_0 + \Delta L_v}{Q_1 + \Delta Q_1}$$

$$= \frac{\eta_g \frac{Q_1}{\eta_b} + \eta_{dt} \frac{\Delta Q_1}{\eta_b}}{Q_1 + \Delta Q_1}$$

$$\eta_g' = \frac{\eta_g Q_1 + \eta_{dt} \Delta Q_1}{Q_1 + \Delta Q_1}$$

Il rendimento del ciclo con surriscaldamenti ripetuti è la media pesata dei rendimenti del ciclo base e del ciclo addizionale ove i pesi sono i rispettivi calori.

MA la SPESA (ΔQ_1) è sensibilmente

Perché $\Delta Q_1 = C_p (T_{3'} - T_{4'})$

diventando

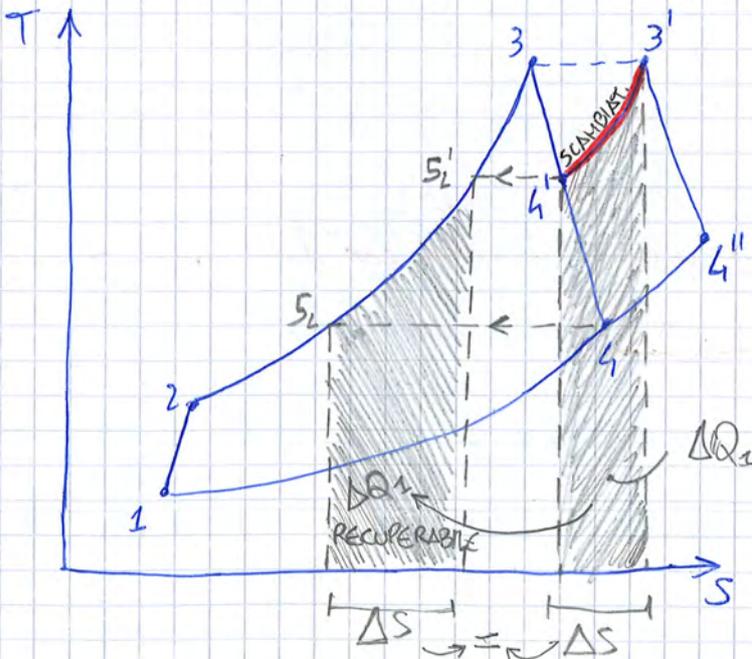
$\Delta Q_1' = C_p (T_{3''} - T_{4''})$

Quindi $m_{O_2} \uparrow$

ΔQ_1

Un'altra cosa (anticipa un po' la rigenerazione):

Sfruttiamo i gas di scarico dalla turbina



Però qui non si può quantificare quant'è la spesa. Dobbiamo fare ricorso ai ciclo ideale

Esercitazione 5

LEZ 22_3 (305)

Es Turbine a vapore
 $\eta = \eta_u$

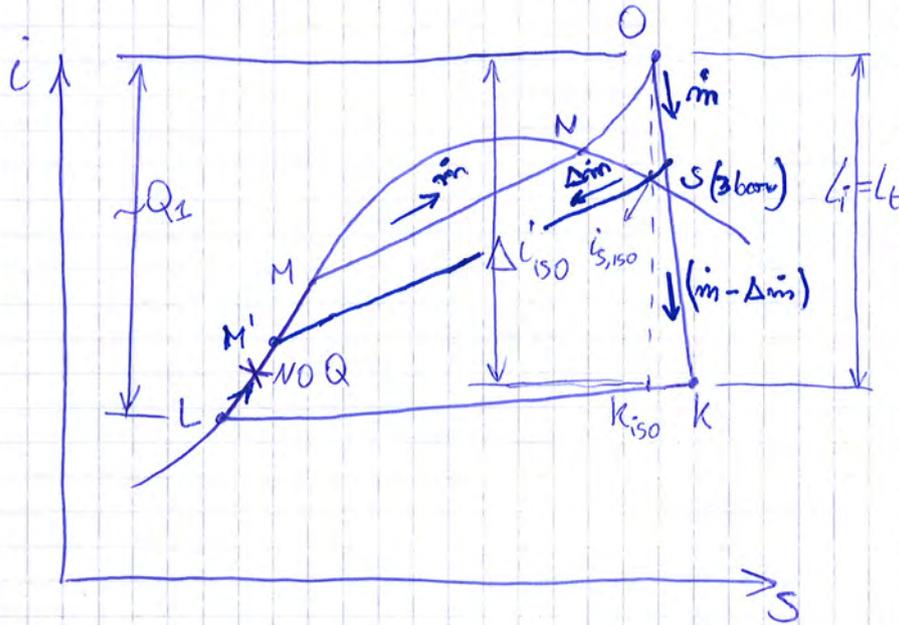
(alcuni simboli sono diversi)

DATI:

O: $P_0 = 100$ $T_0 = 550$

da Mollier $i_0 = 3500 \text{ kJ/kg}$

L: $i_L = 138 \text{ kJ/kg}$



$\eta_u \rightarrow L_i$

Dal Mollier si legge $i_{k150} = \underline{2060 \text{ kJ/kg}}$

$$\eta_g = \eta_b \frac{L_i}{Q_1} \cdot \eta_0$$

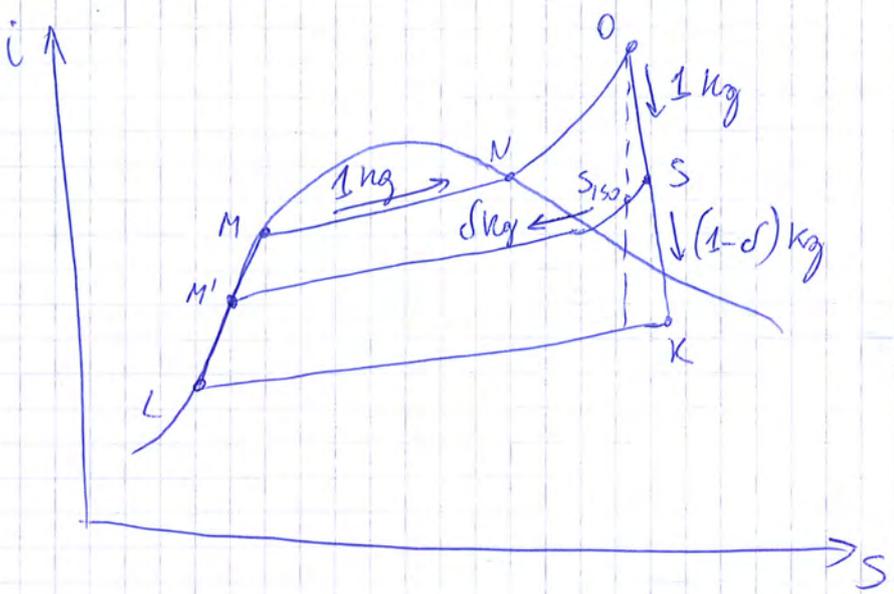
ASSUMIAMO

organico

$$L_t = \eta_\theta \Delta i_{150} = \eta_\theta \cdot (i_0 - i_{k150}) =$$

$$\eta_u = \frac{\eta_g}{\eta_b} = \frac{L_i}{Q_1} \eta_0 \Rightarrow \boxed{0,3358}$$

η_u con spilloamento?



$$\eta_o = \frac{\eta_g}{\eta_b} = \eta_o \frac{\text{Effetto Utile}}{\text{SPESA}}$$

$$= \eta_o \frac{Li^*}{Q_1^*} = \boxed{0,36} \quad (\text{prima era } 0,3358)$$

$$Q_1^* = \text{SPESA } M^* \text{ a } 0 \rightarrow Q_1^* = \frac{1 \text{ kg}}{i_o - i_M} = \boxed{2939} \text{ KJ/Kg}$$

↳ spesa di 1 kg che transita in cella

$$Li^* = 1 \text{ kg} (i_o - i_s) + (1-d)(i_s - i_K) = \boxed{1079,5} \text{ KJ/Kg}$$



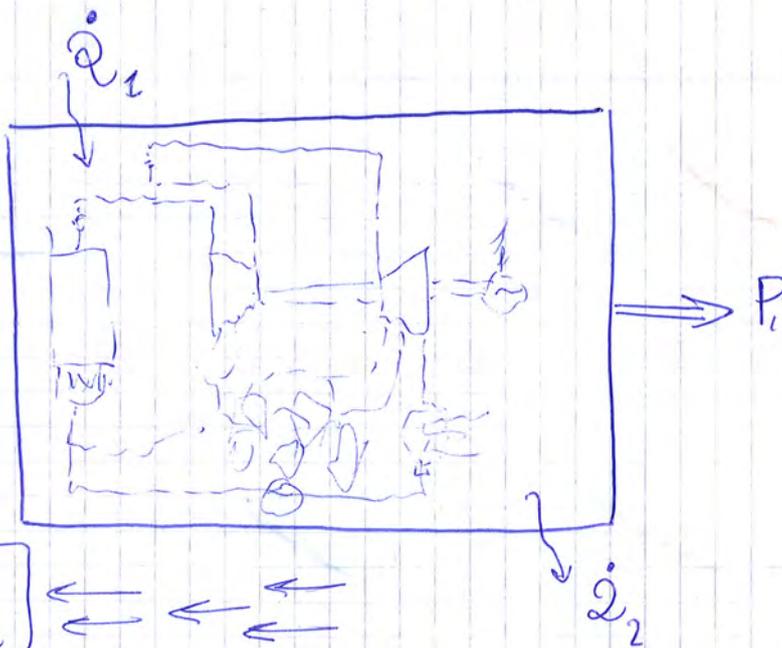
Dopo vari calcoli e letture sul Mellier :

$$i_p, i_k$$

$$L_{t1}, L_{t2}$$

Ma la P_i è un casino, perché non sappiamo come sono gli spillamenti e quindi ci mancano le ~~serie~~ serie portate.

Metodo: ci "regeneriamo" dall'impianto e mettiamo un unico V_c gigante



$$P_i = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2$$

$R=0$
 375 t/h $\dot{Q}_1 = 325 (i_o - i_r) + 340 (i_o - i_p) = 292 \text{ MW}$

$$\dot{Q}_2 = 270 (i_r - i_c) = 176 \text{ MW}$$

$$P_i = 118 \text{ MW}$$

Fine

311

→ senza RIGENERAZIONE

$$Q_1 = C_p (T_3 - T_2)$$

→ con RIGENERAZIONE

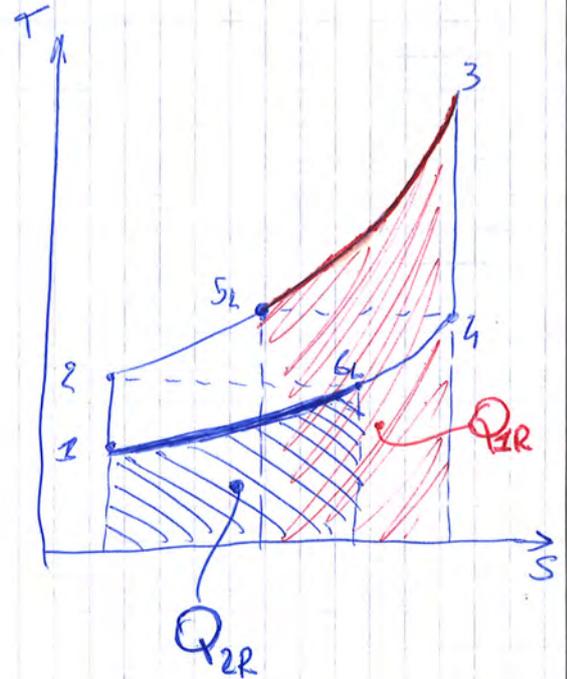
$$Q_{1R} = Q_1 - Q_r = C_p (T_3 - T_{5L})$$

→ senza RIG.

$$Q_2 = C_p (T_4 - T_1)$$

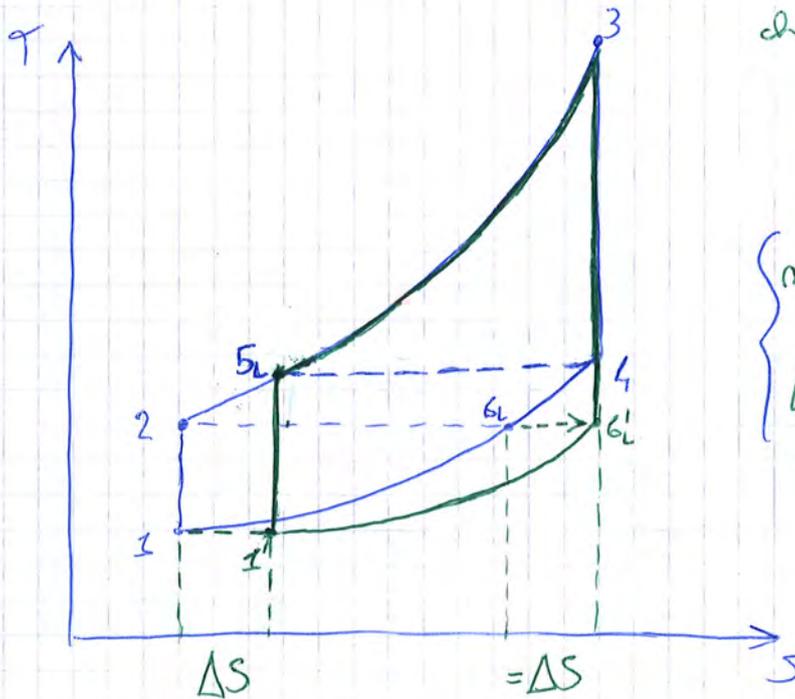
→ CON RIGEN.

$$Q_{2R} = Q_2 - Q_r = C_p (T_{6L} - T_1)$$



Per disegnare un ciclo EQUIVALENTE: da 6L traccio fino a 6L'. Faccio la stessa cosa da 1 a 1' (a patto che il ΔS sia il medesimo)

$$1-6L = 1'-6L' \quad (\text{PROPRIETA'})$$



$$\left. \begin{aligned} m_{\text{VERDE}} &= m_{\text{ID,R}} \\ L_{\text{VERDE}} &= L_{\text{I,R}} \end{aligned} \right\}$$

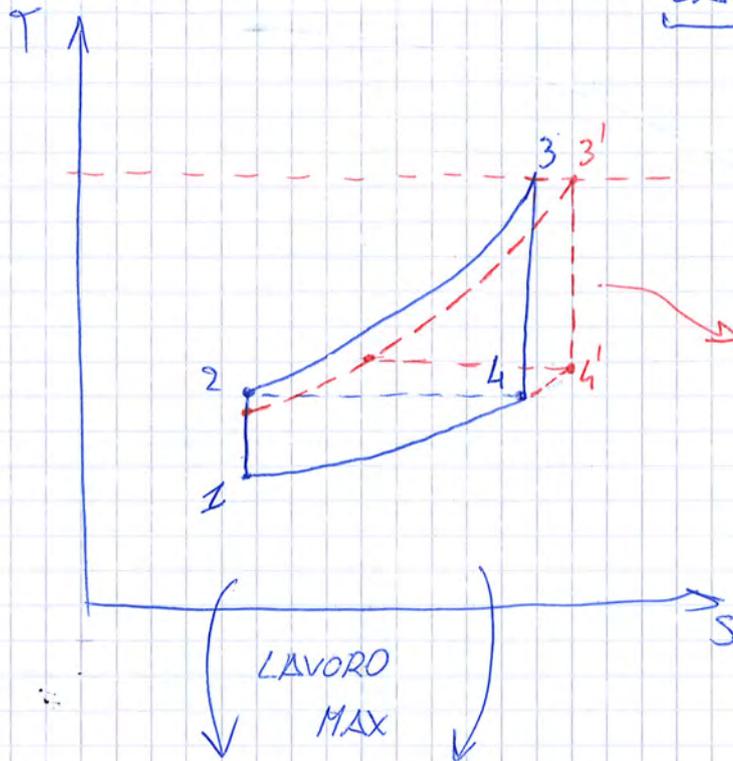
DIMOSTRAZIONE

$$\begin{aligned} Q_{1R} &= Q_{1eq} \\ Q_{2R} &= Q_{2eq} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_{1,eq} &= Q_{1,eq} - Q_{2,eq} \\ &= Q_{1R} - Q_{2R} = L_{I,R} \end{aligned}$$

La condizione limite per la RIGENERAZIONE è:

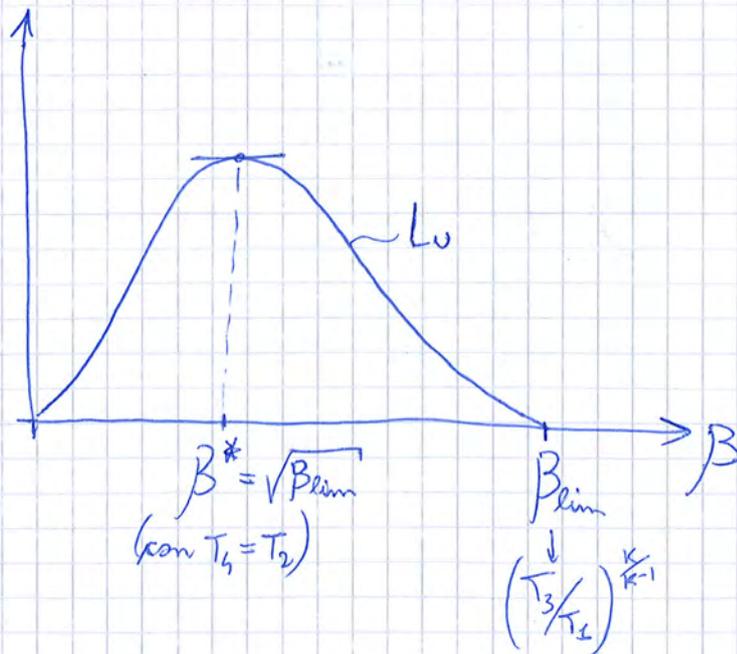
$(T_4 = T_2)$ → che però è anche la condizione di LAVORO MAX! pag (272)

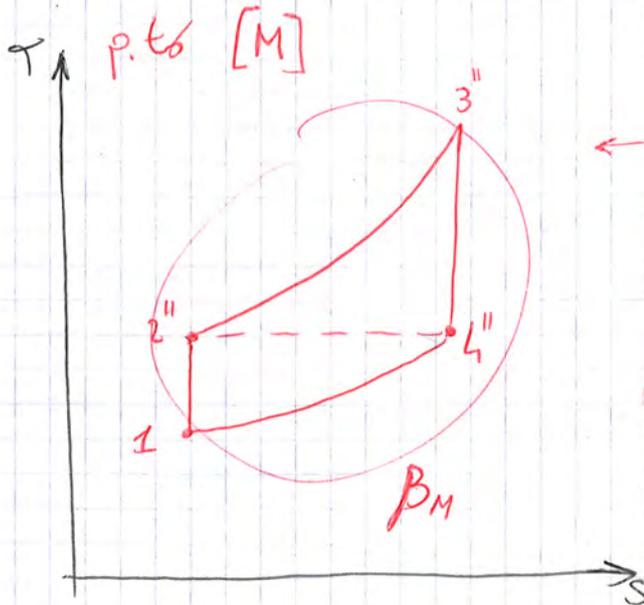


con $\beta^* = \sqrt{\beta_{lim}} = \sqrt{\left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}$

ho abbassato il β . La RIGENERAZ. è ancora FOX.

Viceversa se aumento β non si può più rigenerare.

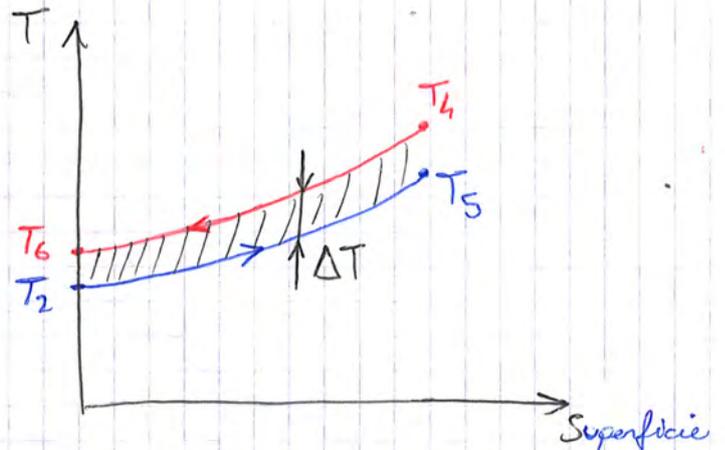
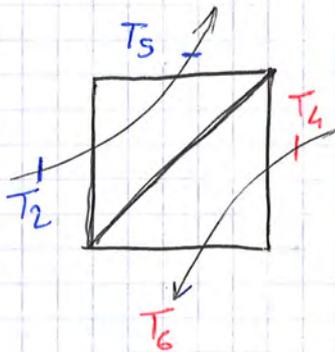




← NON C'È PIÙ RIGENERAZIONE
e in cui il η si calcola:

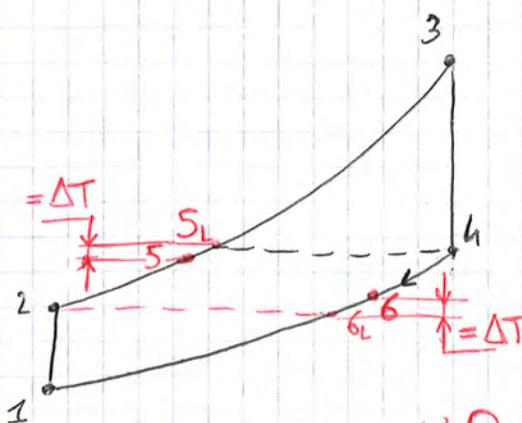
$$\eta = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

OK... ora introduciamo le perdite nello scambiatore
che rigenera:



Quel ΔT c'è solo perché abbiamo
introdotta le perdite allo scambiatore.
REALE
Cioè ora lo scambiatore è IDEALE.

(RIGENERAZ. LIMITE $\Delta T = 0$)
" " REALE $\Delta T > 0$)



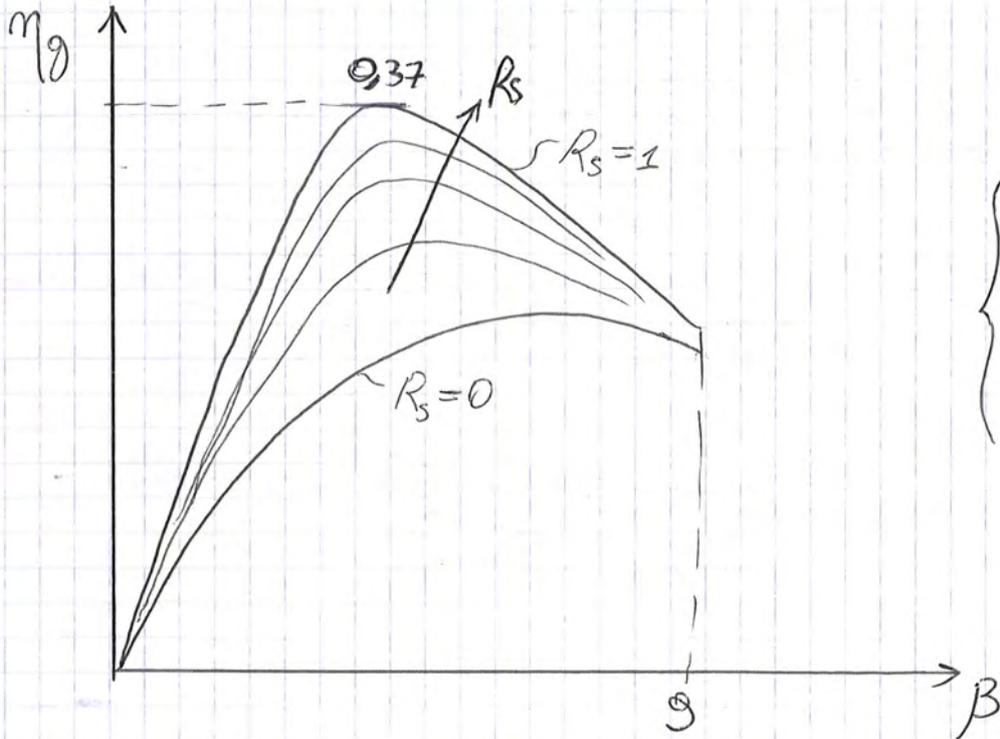
recupero limite $Q_{r,L} = c_p (T_{5L} - T_2)$

recupero reale $Q_r = c_p (T_5 - T_2) < Q_{r,L}$

Diagrammi: RENDIMENTI

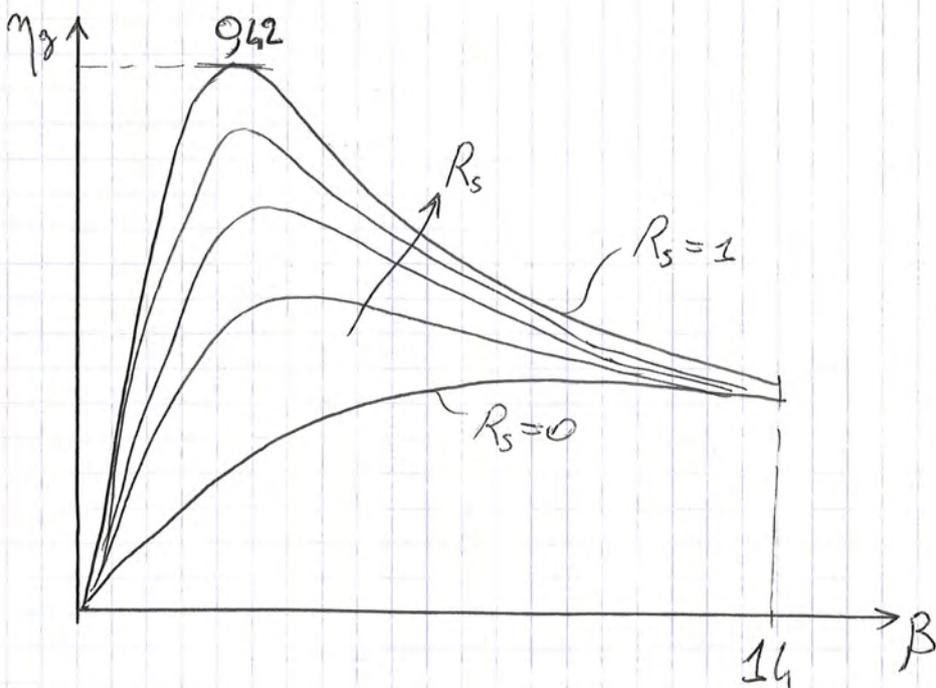
LEZ. 23_2

317



CICLO BASE REALE
CON
RIGENERAZIONE

NOTA:
 $R_s=0$ vuol dire
assenza di rigenera-
zione. NO SCAMBIAT.



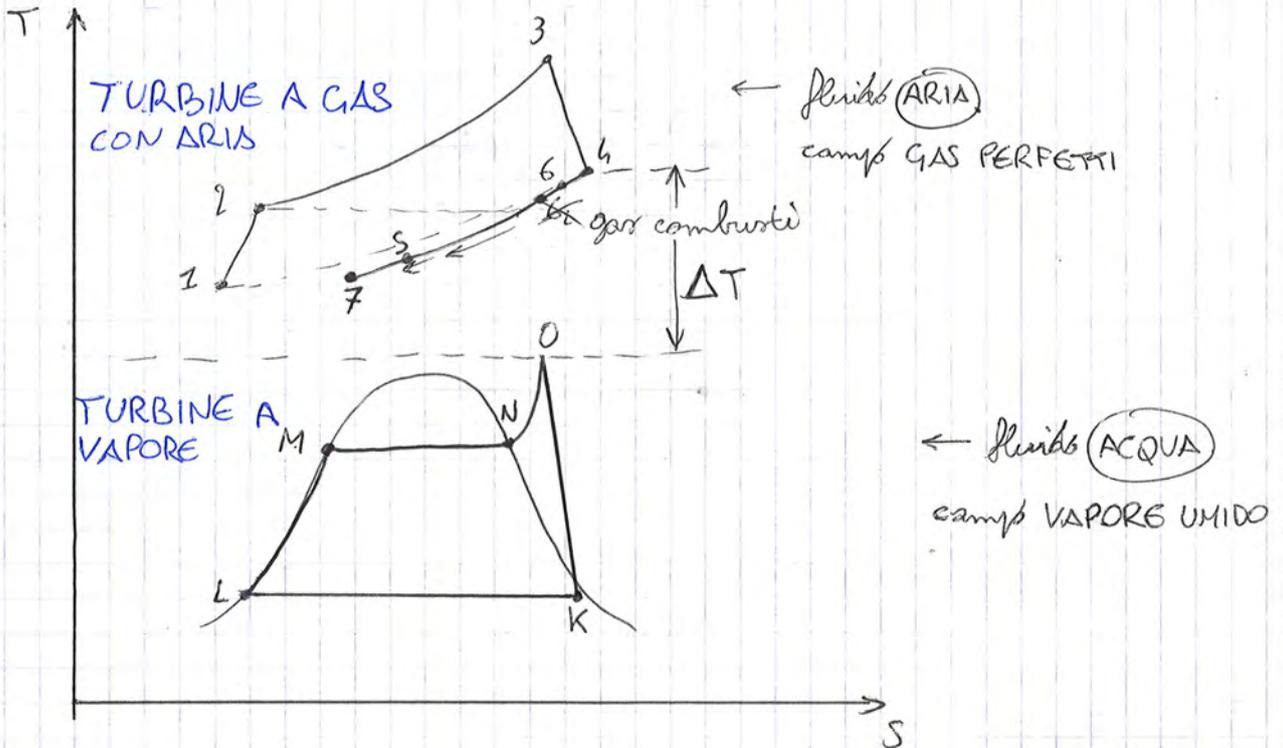
CICLO BASE REALE
CON
COMPRESS. INTEREF.
+
RIGENERAZIONE

CICLI COMBINATI

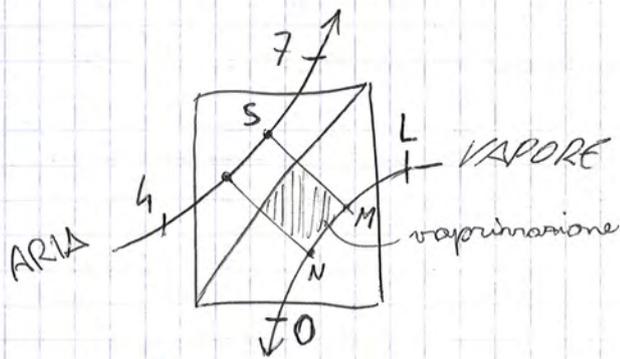
$$\eta = 9,55 \div 9,60$$

(319)

↳ stanno rappresentando la rigenerazione, nei grandi impianti.
 Sono quasi sempre cicli aperti



1) I gas combusti del primo ciclo, vanno a scaldare l'acqua da L a O nel ciclo a vapore. Scambiatore



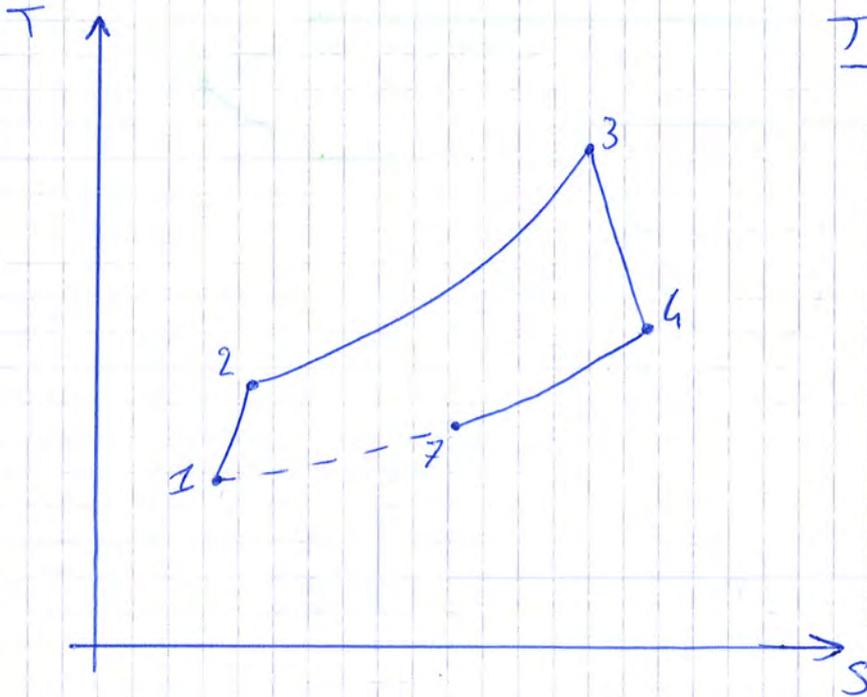
PUNTO CARATTERISTICO NELLO SCAMBIATORE:
 è S in cui $\Delta T_{MIN} (> 0 \text{ sempre})$

Fine

IMPIANTI A COGENERAZIONE

a GAS (prima erano impianti a nafta)

= con finalità diverse $\begin{cases} P_u \\ \dot{Q} \end{cases}$

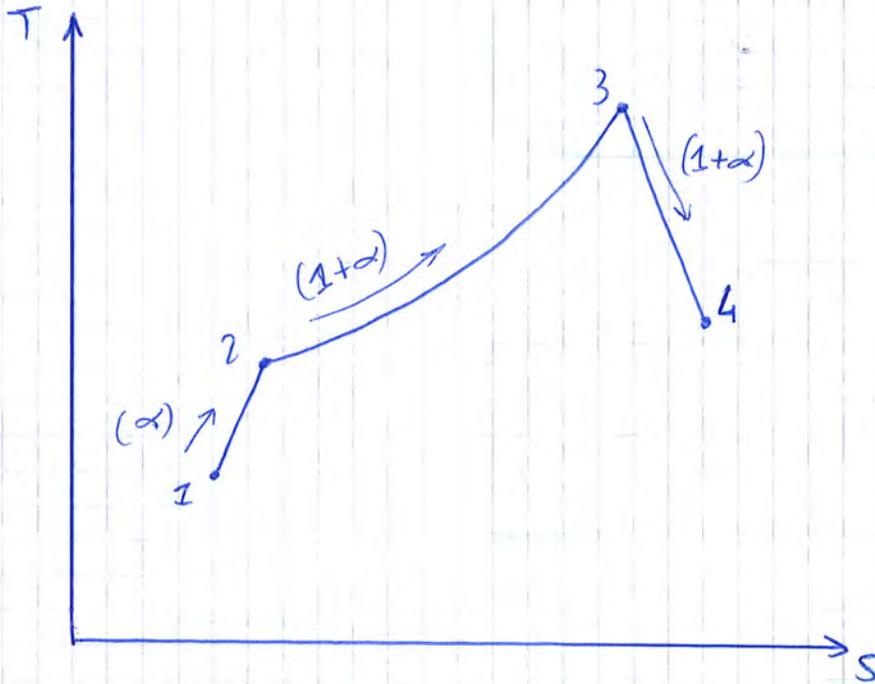


TELERISCALDAM.
di TORINO

$$\eta_g = \frac{P_u + \dot{Q}}{m_b H_{iPT_0}} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Definizione} \\ \text{rendimento globale} \end{array} \right\}$$

(T ambiente)

$$\eta'_g = \frac{P_u}{m_b H_{iPT_0} - \dot{Q}/m_b} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Definizione alternativa: al den. resto a togliere} \\ \text{la potenza termica che avrei dovuto spendere} \\ \text{(ma che non ho spento) per realizzare l'utente} \\ \text{termico.} \end{array} \right\}$$



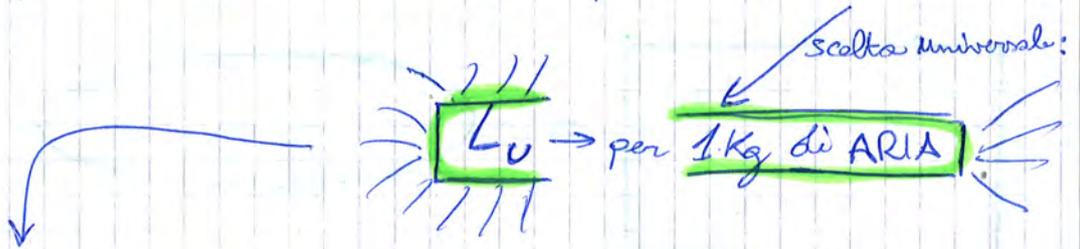
nel:

PORTATA VARIABILE

eh no, perché all'inizio nel compressore aspiri α kg di aria, poi nel combustore ci aggiungo 1 kg di carburante...

- a) Compressore: α [kg] di aria
- b) Combustore: $1+\alpha$ [kg] di miscela
- c) Turbine: $1+\alpha$ [kg] di miscela

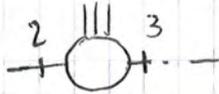
$L_u \rightarrow$ lavoro per unità di massa \rightarrow cal ma di quale massa (aria o carbur)?



- a) Compressore: $\alpha \xrightarrow{: \alpha} 1$ Kg aria
- b) Combustore: $(1+\alpha) \xrightarrow{: \alpha} \frac{1+\alpha}{\alpha}$ Kg di miscela $\Rightarrow \frac{1}{\alpha}$ Kg di CARBURANTE
SI AGGIUNGE: $\rightarrow +1$ Kg di ARIA
- c) Turbine: $(1+\alpha) \xrightarrow{: \alpha} \frac{1+\alpha}{\alpha}$ Kg di miscela $\Rightarrow \frac{1}{\alpha}$ Kg di CARBURANTE
 $\rightarrow +1$ Kg di ARIA

325

eq. di COMBUSTIONE



CI SAREBBE LA DISSOCIAZIONE. MA NON C'È PERCHÉ STIAMO SOTTO I 1800 K

$$\eta_b \frac{H_{iPT_2}}{1+\alpha} = C_p' (T_3 - T_2) + K (T_3 - T^*)^2 \quad (3)$$

C_p' medio nel campo di temperatura $(T_2 \div T_3)$ all'interno del combustore.

MA RICORDIAMOCI CHE VALE

$$H_{iPT_0} \approx H_{iPT_2}$$

ciò è pur essendo T_2 molto ma molto più alta della T_0 , il potere calorifico differisce di pochissimo (~0,5%)

dalla

$$(3) \rightarrow \frac{H_{iPT_0}}{\alpha} \approx \frac{H_{iPT_2}}{\alpha} = \frac{C_p' (T_3 - T_2)}{\eta_b} \cdot \frac{1+\alpha}{\alpha} \quad (4)$$

$$\eta_g \approx \frac{L_u}{C_p' (T_3 - T_2)} \cdot \frac{\alpha}{1+\alpha} \cdot \eta_b \quad (5)$$

$$(2) \cdot \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a} \text{ da } \eta_g = \frac{L_u}{\frac{H_{iPT_0}}{\alpha}} \text{ da cui la (5)}$$

$$\eta_g \approx \frac{L_u \eta_b}{C_p' (T_3 - T_2)} \quad (6)$$

con $\frac{\alpha}{1+\alpha} \approx 1$ (che è molto spesso vero)

$$L_u = \eta_b \cdot L_c \cdot \frac{H_{iPT_0}}{\alpha} \quad \alpha = 1$$

ma anche qui $L_u \rightarrow$ per 1 Kg di ARIA!

a) Compressore: α' $\xrightarrow{:\alpha'}$ 1 Kg aria

b) 1° Combustore: $(1+\alpha')$ $\xrightarrow{:\alpha'}$ $\frac{1+\alpha'}{\alpha'}$ Kg di gas combusti *(+ $\frac{1}{\alpha'}$ m₆)* SI AGGIUNGE

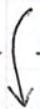
c) T1: $(1+\alpha')$ $\xrightarrow{:\alpha'}$ $\frac{1+\alpha'}{\alpha'}$ Kg di gas combusti

d) 2° Combustore: $(1+X''+\alpha')$ $\xrightarrow{:\alpha'}$ $\frac{1+X''+\alpha'}{\alpha'}$ Kg di gas combusti *(+ $\frac{X''}{\alpha'}$ m₆)* SI AGGIUNGE

e) T2: $(1+X''+\alpha')$ $\xrightarrow{:\alpha'}$ $\frac{1+X''+\alpha'}{\alpha'}$ Kg di gas combusti

Allora:

$$L_u = m_o \left[L_{t2} \left(\frac{1+\alpha'}{\alpha'} \right) + L_{t2} \left(\frac{1+X''+\alpha'}{\alpha'} \right) - L_c \right]$$



$$m_g = \frac{L_u}{\text{Spesa}}$$

↓
per ogni Kg di aria compressa

LEZ 24-2

per ogni 1 Kg di aria compressa \Rightarrow $\begin{cases} \frac{1}{\alpha'} \text{ Kg di carb. nel 1° combustore} \\ \frac{X''}{\alpha'} \text{ Kg di carb. nel 2° combustore} \end{cases}$

e quindi:

$$(2) \quad \eta_g = \frac{L_u}{\frac{H_{ipr0}}{\alpha'} + \frac{X''}{\alpha'} H_{ipr0}} \xrightarrow{\text{diventa}} \eta_g \approx \frac{L_u}{(5) + (6)} \quad (7)$$

$$H_{ipr0} \approx H_{ipr2} \approx H_{ipr4}$$

si considera $\frac{1+\alpha'}{\alpha'} \approx 1$ sia nella (5) sia nella (6) con $\frac{1+X''+\alpha'}{\alpha'} \approx 1$

$$\eta_g \approx \frac{L_u}{C_p'(T_3 - T_2) + C_p''(T_{3''} - T_{4'})}$$

X'' è quasi sempre ≈ 1 .

$L_u = p_{29} \cdot 327$ → anche lì trascureremo le masse ≈ 1

$$\eta_g = \frac{L_u \cdot \eta_b}{C_p'(T_3 - T_2) + C_p''(T_{3''} - T_{4'})}$$

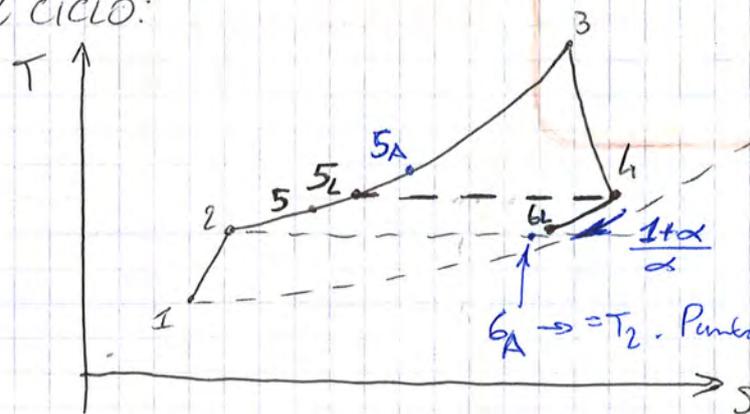
Per ciò l'errore non è così grande.

Pausa

RIGENERAZIONE CICLI APERTI

LEZ 24-3

IL CICLO:



"L": "LIMITE"
"A": "ASSURDO"

$$R_g = \frac{C_p(T_5 - T_2)}{?}$$

$6_A \rightarrow T_2$. Punto in cui ammetterei che i gas combusti cedano tutto il calore necessario per andare da 4 a 6A.

331

il p. to T_{GL} sarebbe:

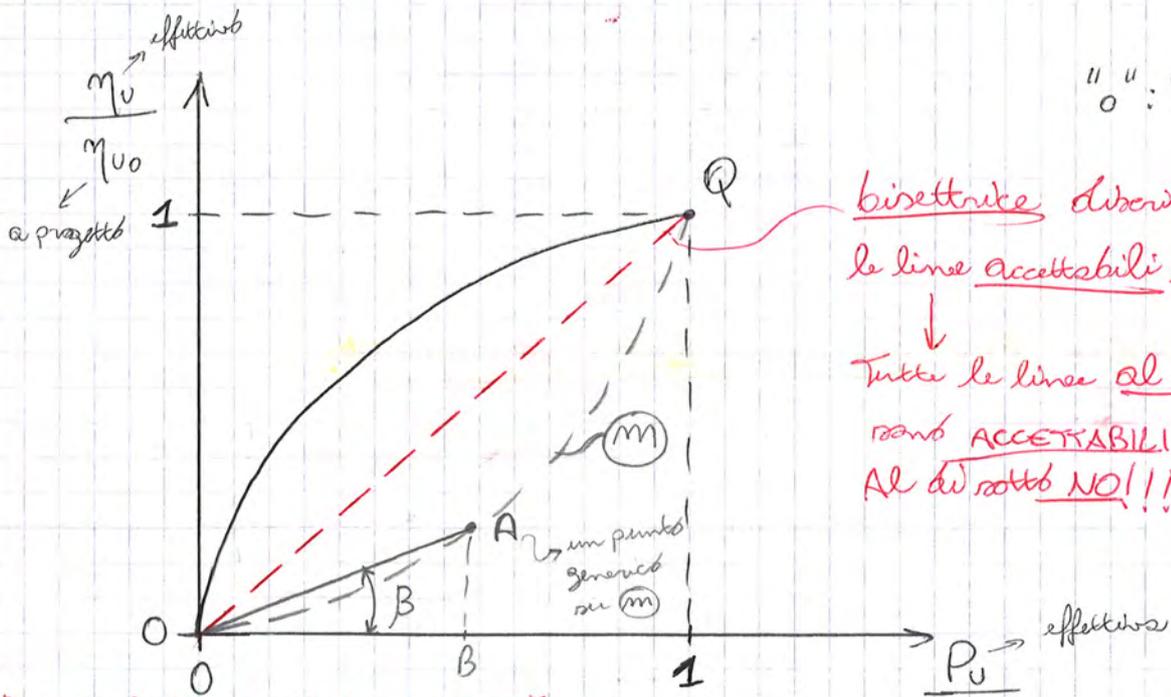
$$C_p (T_{sc} - T_2) = C'_p (T_4 - T_{GL}) \cdot \frac{1+\alpha}{\alpha}$$

la massa è un po' di più.

$$T_{GL} = T_4 + (T_2 - T_{sc}) \frac{\alpha}{1+\alpha}$$

REGOLAZIONE IMPIANTI A GAS

pag 216
ciclo a vapore



"o": "di progetto"

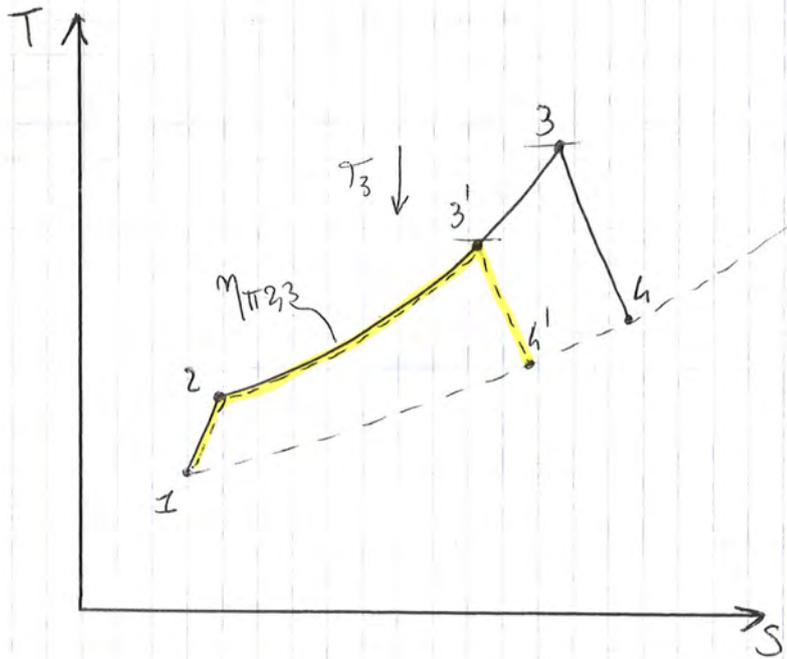
bisettrice discriminante tra le linee accettabili e non accettab.

Tutte le linee al di sopra sono ACCETTABILI.
Al di sotto NO!!!!!!!

DIMOSTRAZIONE INACCETTABILITÀ:

$$\tan \alpha = \frac{AB}{OB} \Rightarrow \frac{\frac{\eta_u}{\eta_{u0}}}{P_u/P_{u0}} \sim \frac{\eta_u}{P_u} = \frac{\eta_{u0}}{P_{u0}} \sim \frac{1}{\text{mb. Hipro}}$$

η_{u0} e P_{u0} COST DI PROGETTO η_{u0} e P_{u0} COST



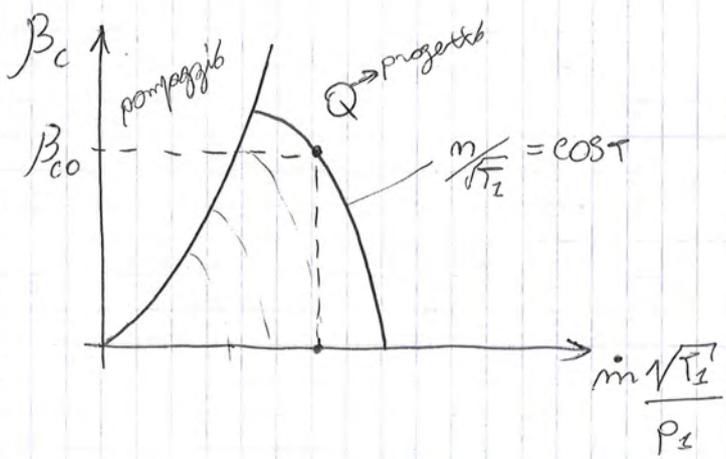
$\eta_{T2,3}$ rendimento pneumatico al combustore

- 1- Riducendo il carburante, come si adeguo l'impianto?
- 2- Come varia il rendimento?



! Riducendo il carburante si osserva sperimentalmente che il β_c varia, ma leggermente solo. Allora in prima approssimazione si può considerare l'ipotesi $\beta_c = COST$.

↳ poi lo correggeremo



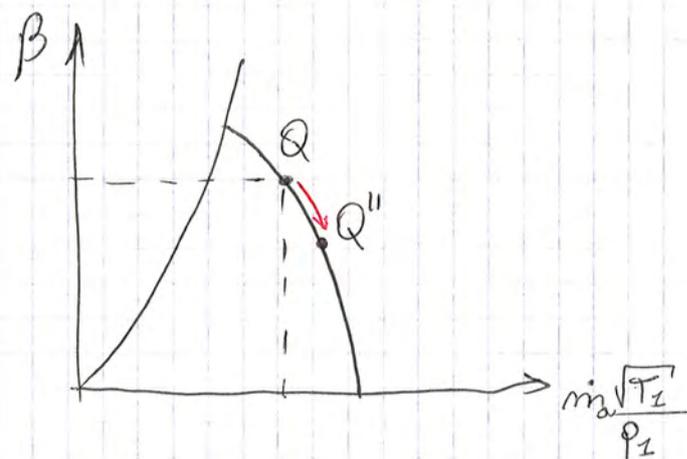
Dire che $\beta_c = COST \Rightarrow$ $\dot{m}_a = \dot{m}_c = COST = \dot{m}_{a0}$ (di progetto)

MA $\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_b} \rightarrow \downarrow$ $\alpha \uparrow$ la miscela tende a diventare POVERA.

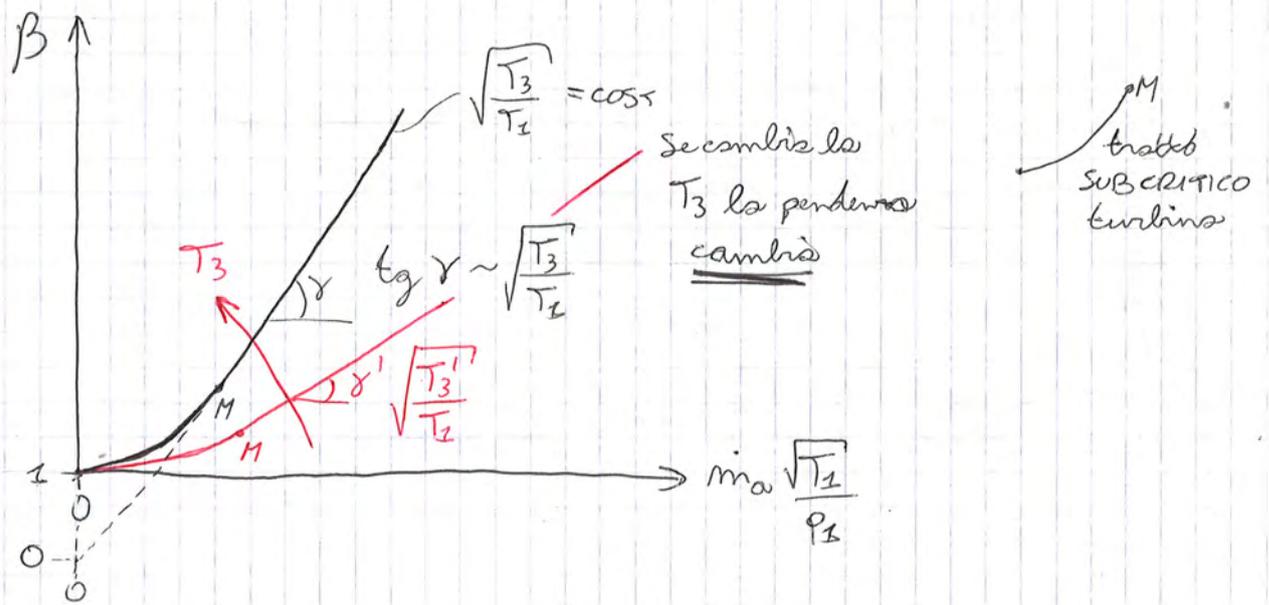
↓
ASSURDITÀ

↓
la 1^o approssimazione $\beta_c = \cos \alpha$ non è sostenibile perché
la turbina vorrebbe aumentare la ing. Ma ciò non è
consentito.

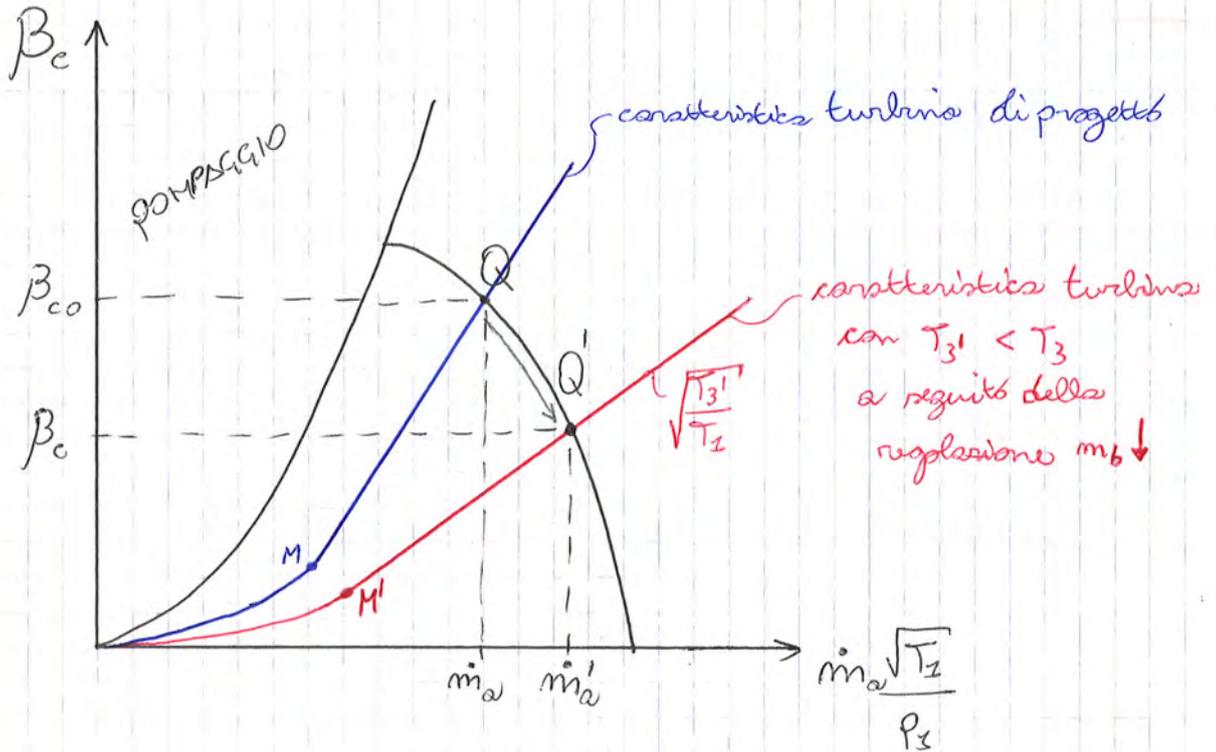
↓
L' impianto NON può rimanere in Q:



Come troviamo Q'' ? troviamo la caratteristica della turbina e la inseriamo lì in quel grafico per trovare il nuovo punto di funzionamento.



ABBINAMENTO CON CARATTERISTICA COMPRESS. (337)



La turbina si adagia: aumenta un po' anche la portata (dovuta a $T_3 \downarrow$) anche se $P_3 \downarrow$ e ciò farebbe diminuire la portata «Solo che tra $T_3 \downarrow$ e $P_3 \downarrow$ vince la $T_3 \downarrow$ ».

LEZ 24-4

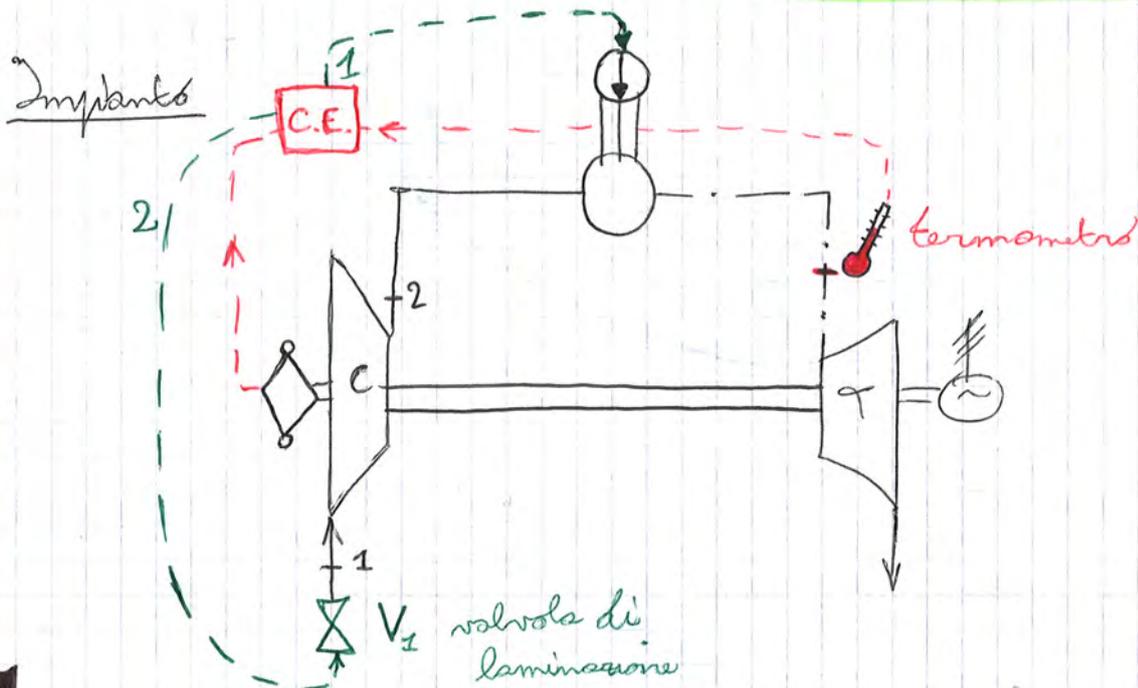
Però con alcuni interventi ad abbassare la P_u , come volevamo. (pag 332) ($P_c \downarrow, T_3 \downarrow$)

Principale CORREZIONE: a pag (333) si è detto che $m_{a0} = \text{cost}$ per cui si prende la formula:

$$P_u \neq m_{a0} L_u \quad m_{a0} L_u \downarrow \text{ di più e vince.}$$

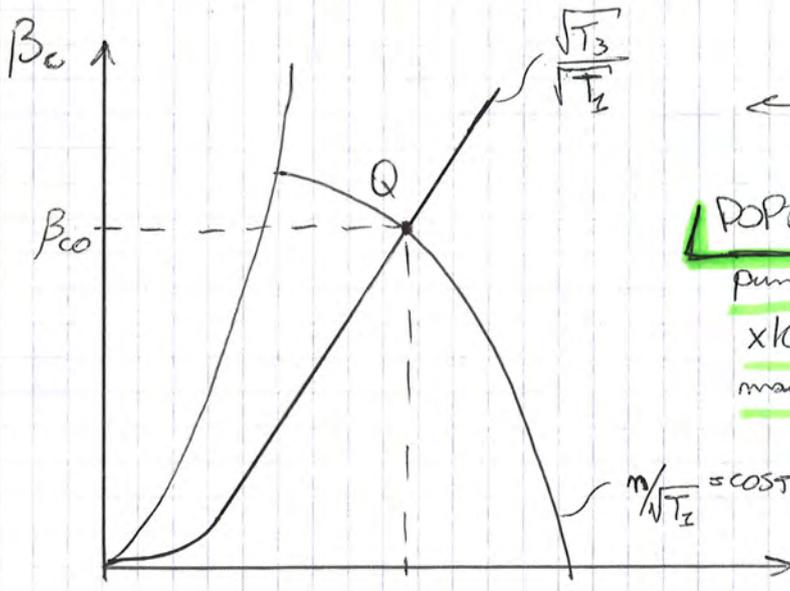
sale perché $P_c \downarrow$ (vedi grafico)

REGOLAZIONE PER RIDUZIONE DEL CARBURANTE E LAMINAZIONE



Il tentativo è di mantenere la $T_3 = \text{cost}$ anche dopo la diminuzione di carburante.

così da mantenere $\eta = \text{cost}$ (manco per sogno!)



← situazione di progetto.

DOPO REGOLAZIONE:

punto Q sempre!

×KE la Centralina Elettronica manterrà $T_3 = \text{cost}$.

per cui la curva della turbina NON CAMBIA.

$\beta_{c0} = \frac{P_2}{P_1}$ INIZIALMENTE \rightarrow $\beta_c = \beta_{c0}$ DOPO REGOLAZIONE \rightarrow $\beta_c = \frac{P_2'}{P_1'}$

\rightarrow cioè Q rimane quello, ma $P_1' < P_1$ perche laminiam. $P_2' < P_2$ come conseguenza.

341

e la P_0 ??

$$L_u = \eta_0 \left[L_t \frac{1+\alpha}{\alpha} - L_c \right]$$

NON VARIATO (vedi grafico pag 340)

↓ RIDOTTO

e quindi L_u ↓

$$P_u = \min(L_u) \quad \text{e quindi } P_u \downarrow \quad \text{SCOPO RAGGIUNTO}$$

Fine

e il η ?

LEZ. 25_1

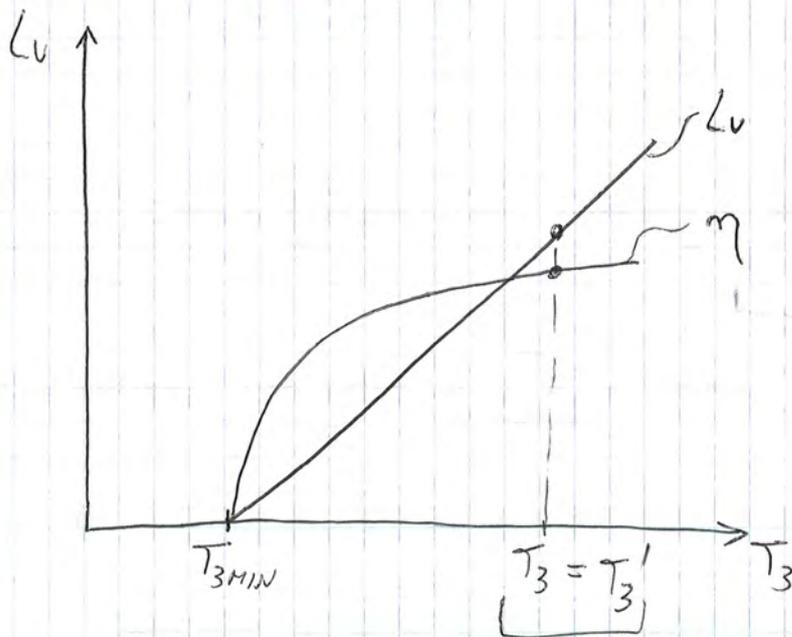
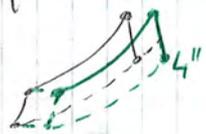


diagramma che compete al CICLO con $P_h = P_L$! ma qui $P_h \neq P_L$

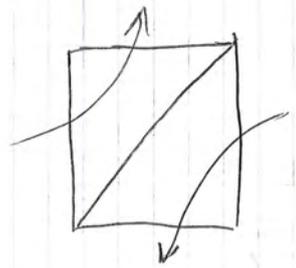
perché η dovrebbe scendere se $T_3 = T_3'$???

Solo se il ciclo fosse questo:



allora $\eta' = \eta$, e il grafico sarebbe quello sù.

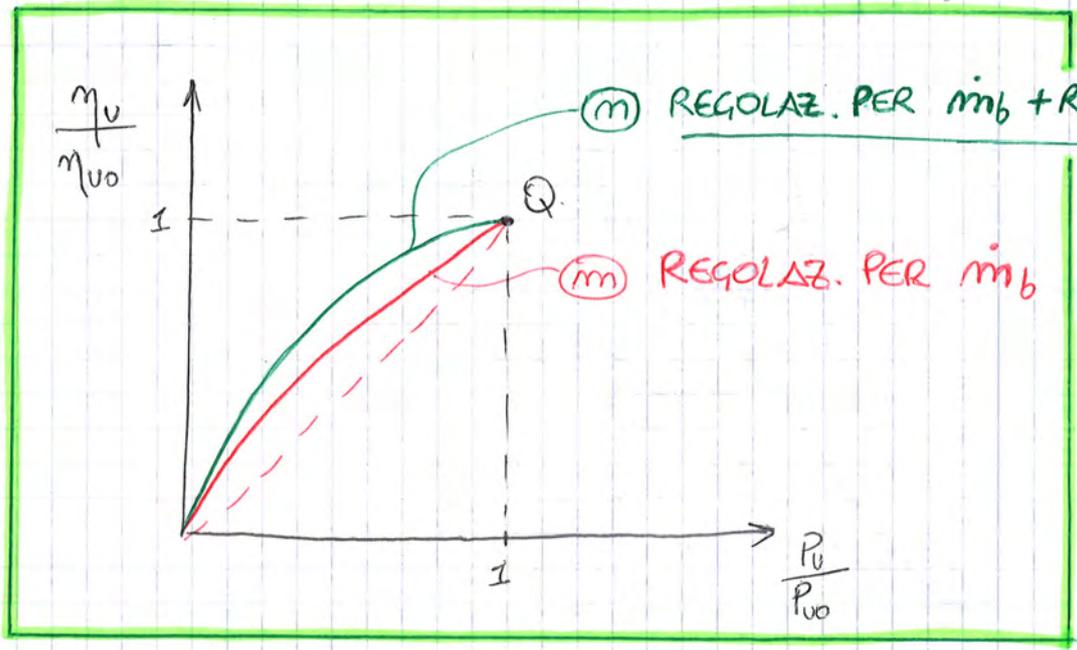
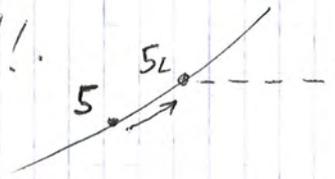
$R_s \uparrow$ e $\dot{m}_a \downarrow$ CONCEPTO!



$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta T_{medib}$
 calore scambiato
 superficie scambiatore

ΔT_{m} DIMINUISCE

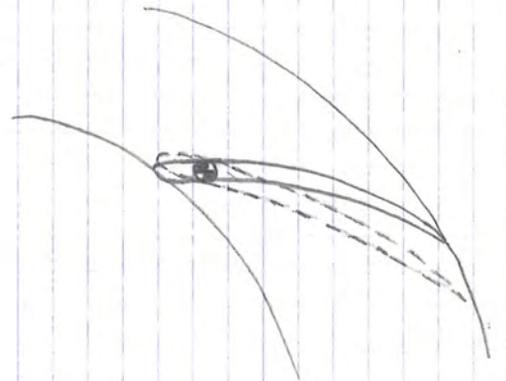
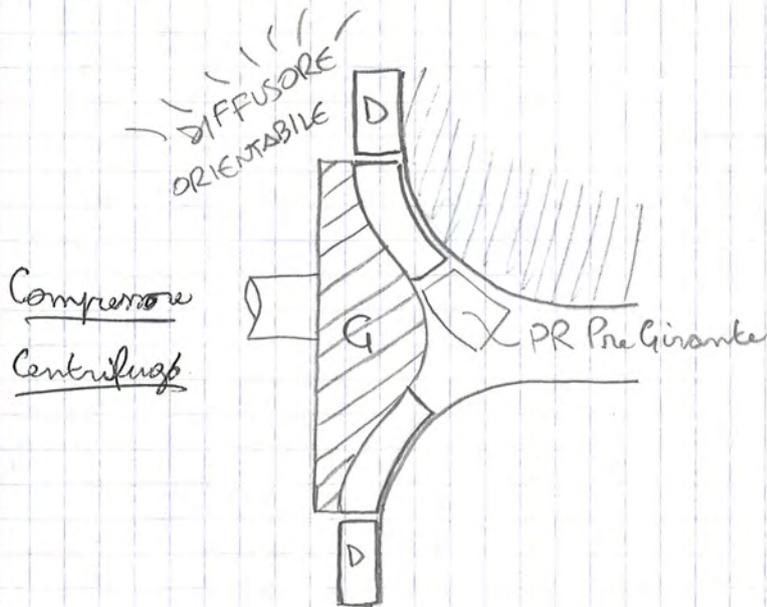
$R_s = \frac{c_p (T_s - T_2)}{c_p (T_{SL} - T_2)}$
 quando $\dot{m}_a \downarrow$, $R_s \rightarrow 1$
 perche $T_s \rightarrow T_{SL} !!$



345

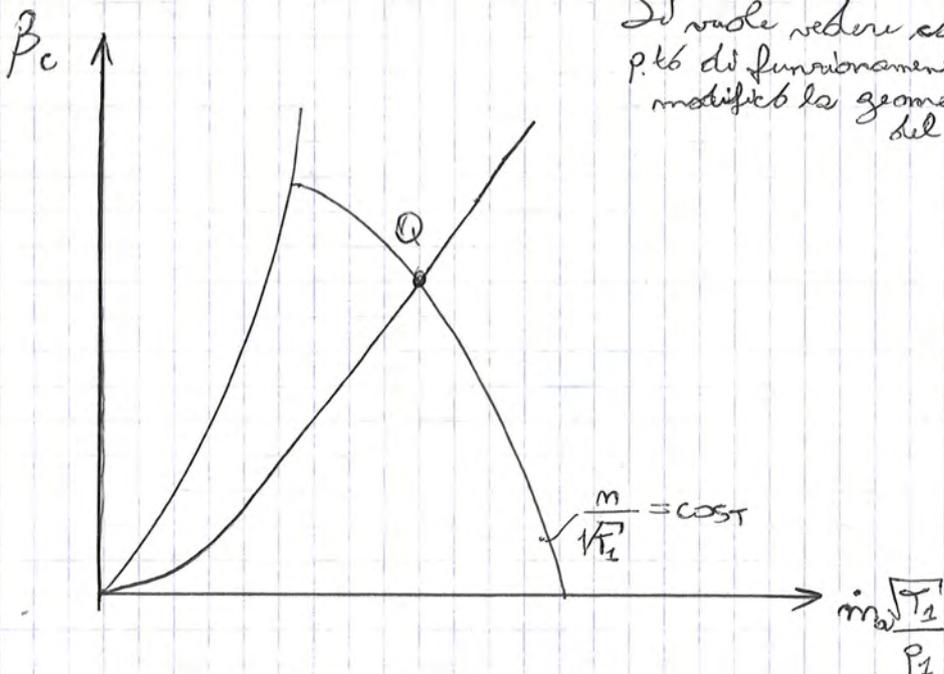
REGOLAZIONE PER COMPRESSORE GEOMETRIA VARIABILE

Sempre con l'intento di diminuire la m_6 e mantenere $\eta = \text{cost.}$

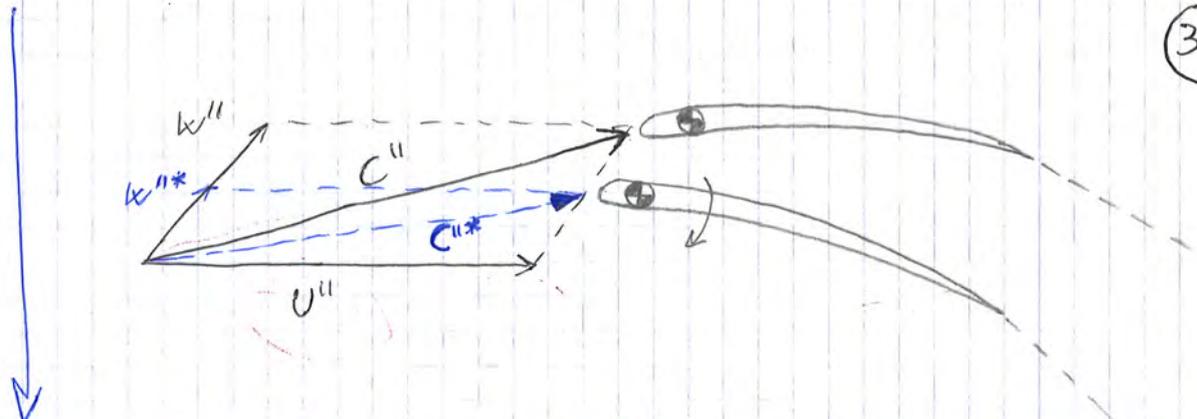


Compressore
Assiale

Si agisce sulla prima schiera di palette fisse.



Si vuole vedere come cambia il p.to di funzionamento Q quando modifichiamo la geometria delle palette del diffusore.



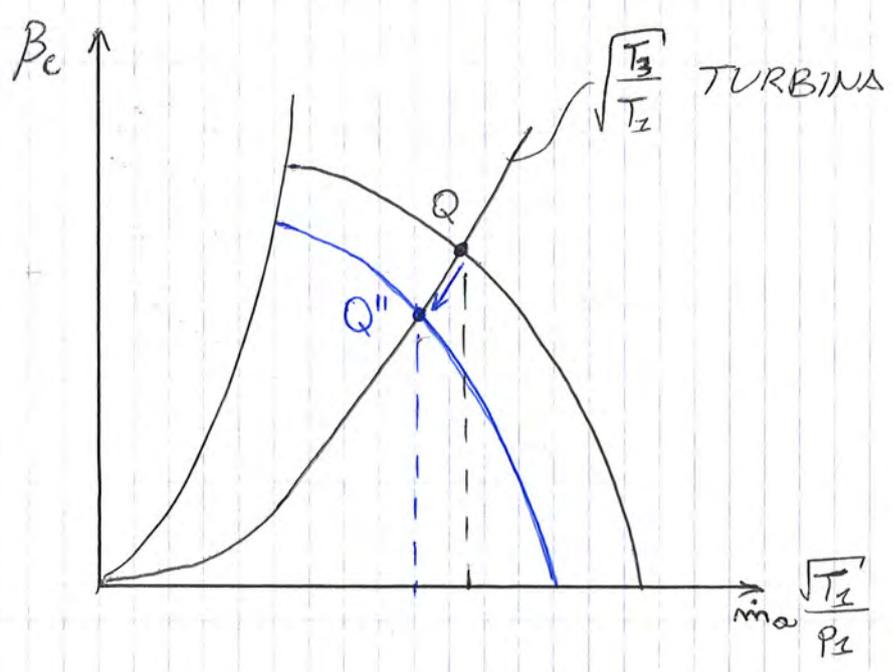
Per avere il p.to di minima perdita M' , bisogna ORIENTARE le palette, affinché l'angolo di attacco sia sempre quello corretto.

Come ultima conseguenza il β_c si sposta a curve più basse.

(Se K' si sposta a SX, anche nel diagramma β_c si sposta a SX e ciò vincola la curva β_c)

↳ come da intuito: orientando le palette esse tendono ad "avvicinarsi" fino alla condizione estrema di toccarsi, ciò chiederebbe la portata.
 Praticamente, più oriento le palette e sempre meno portata passa (ci si sposta a SX nel grafico)

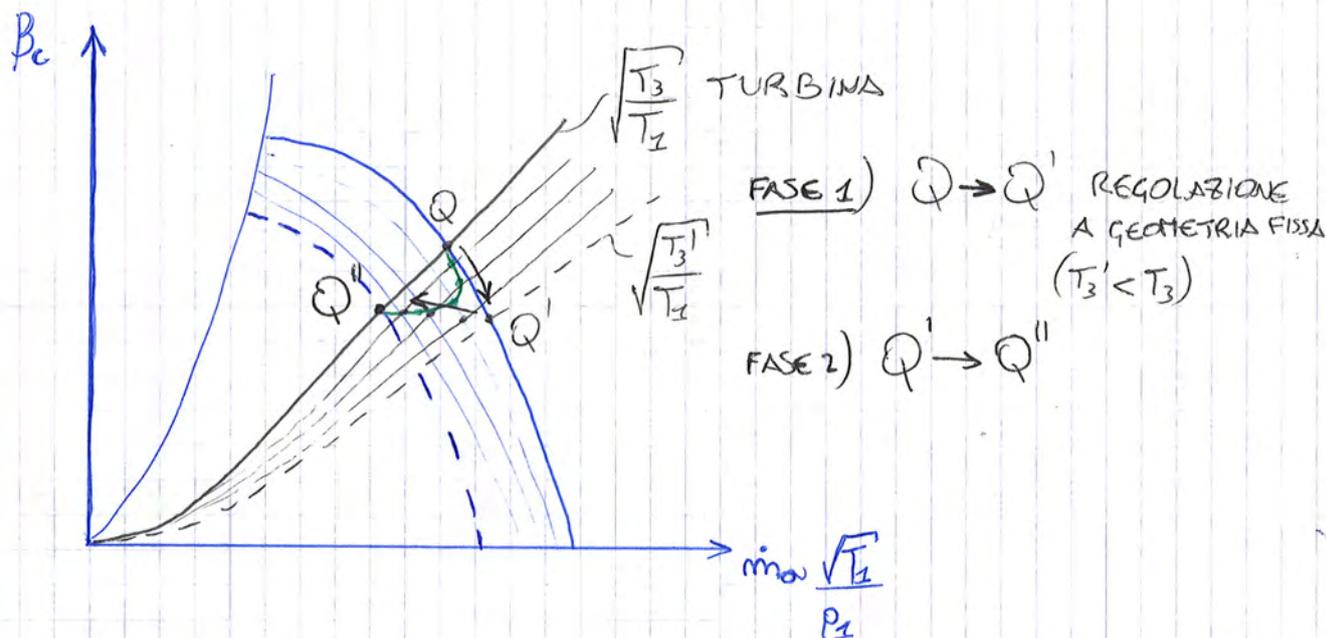
Bene: sovrapposizione curve caratteristiche



Studiamo il transitorio

- IPOTESI

- a) alta velocità nel comandare la pompa del m_b
- b) bassa velocità nell'orientare le palette del compressore.



FASE 1): la P_c deve scendere
 ↳ regolazione della m_b

FASE 2): il termometro sente una $T_3' < T_3$
 ↳ regolazione delle palette

Pausa

NOTA : la portata che transita nella T1 } $\dot{m}_{T1} = \dot{m}_{T2}$
DEVE essere uguale
 alla portata che transita nella T2

- 1) CONGRUITÀ DELLE PORTATE $\dot{m}_{T1} = \dot{m}_{T2}$
- 2) $P_c = P_{T1}$ (ovvio, per muovere il compressore)

→ supposta la T1 critica

$$1) \dot{m}_{T1} = K' A' \frac{P_{3'}}{\sqrt{T_{3'}}} = \dot{m}_{T2} = K'' A'' \frac{P_{3''}}{\sqrt{T_{3''}}} = K'' A'' \frac{P_{4'}}{\sqrt{T_{4'}}$$

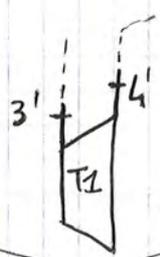
$$\frac{K'' A''}{K' A'} = \frac{P_{3'}}{P_{4'}} \sqrt{\frac{T_{4'}}{T_{3'}}$$

ma: $\frac{P_{3'}}{P_{4'}} = \left(\frac{T_{3'}}{T_{4'}}\right)^{\frac{m}{m-1}}$

$$\frac{K'' A''}{K' A'} = \left(\frac{T_{3'}}{T_{4'}}\right)^{\frac{m}{m-1} - \frac{1}{2}}$$

$$COST = \left(\frac{T_{3'}}{T_{4'}}\right)^{COST}$$

$$\frac{T_{3'}}{T_{4'}} = COST$$



Così, imponendo le portate uguali

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{T_{3'}}{T_{4'}} = COST \\ \frac{P_{3'}}{P_{4'}} = COST \end{array} \right. \rightarrow T_{4'} = T_{3'} \cdot \alpha \quad (1)$$

$(\alpha < 1)$

ne consegue: $\frac{P_{3'}}{P_{4'}} = COST$

$$\psi = \frac{L_c}{\frac{(U''')^2}{2}} = \text{cost}$$

$$\frac{L_c}{\frac{(\pi d'' \cdot m_c)^2}{2}} = \text{cost}$$

$$L_c \sim (m_c)^2 \text{ anzi } L_c \sim k_1 (m_c)^2$$

Riprendiamo l'uguaglianza delle potenze:

$$\left(\frac{1+\alpha}{\alpha}\right) \cdot C_p' \underbrace{(T_{3'} - T_{3'} \alpha)}_{T_{3'}(1-\alpha)} \cdot \eta_{mtr} = \frac{k_1 (m_c)^2}{\eta_{m,c}}$$

tutto dentro qua

$$T_{3'}(1-\alpha) = k_2 (m_c)^2 \quad (2)$$

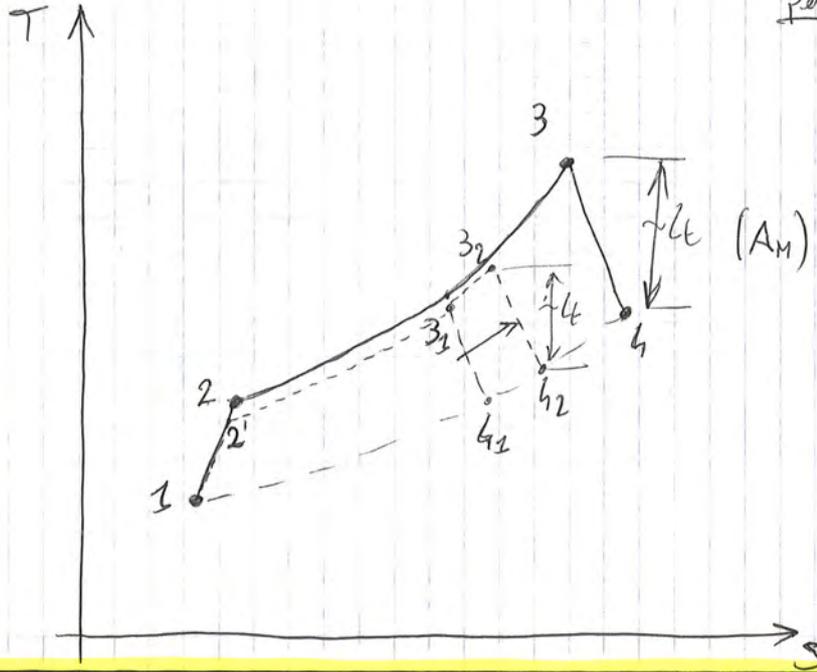
↑ ↑
 deve valere questa condizione
 lega la $T_{3'}$ con la velocità
 del compressore.

Bene, next step: Dove va a finire il punto di funzionamento?

$$(1) \left\{ \begin{array}{l} T_{4'} = T_{3'} \alpha \quad (\alpha < 1) \\ T_{3'}(1-\alpha) = k_2 (m_c)^2 \end{array} \right.$$

← tieni a mente queste!

Confrontiamo ora A' con A_M :



(A') 1 2 3₁ 4₁: regolazione per riduzione del conduttore (pag 333) e tutto sullo stesso asse.

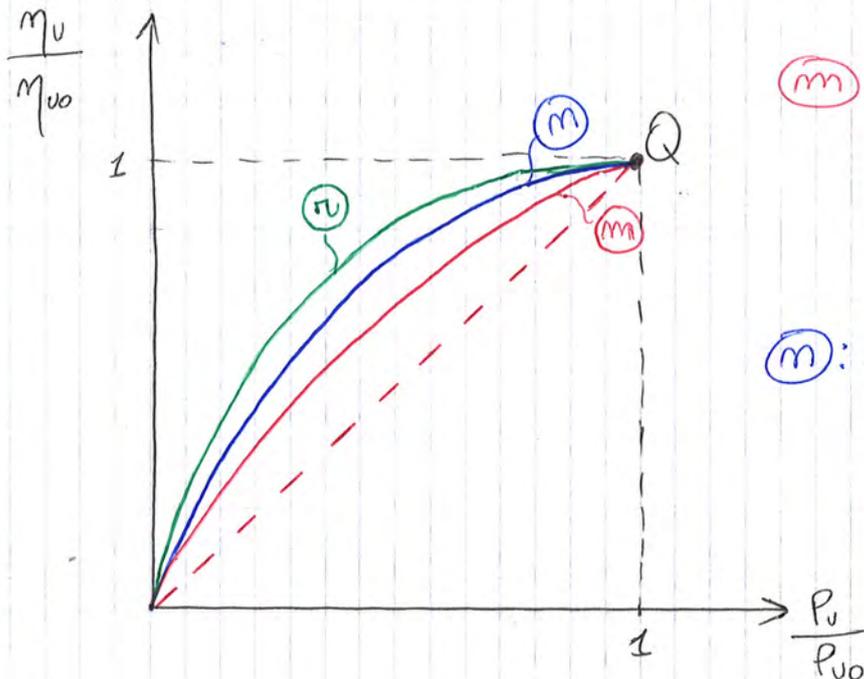
(A_M) 1 2 3₂ 4₂

Abbiamo $P_u \downarrow$ (diretto raggiunto)

Con questa regolazione si ha una $T_{3'}$ migliore della $T_{3'}$, quindi

η è migliore rispetto alla regolazione di A' .

« Facciamo un po' di calcoli »:

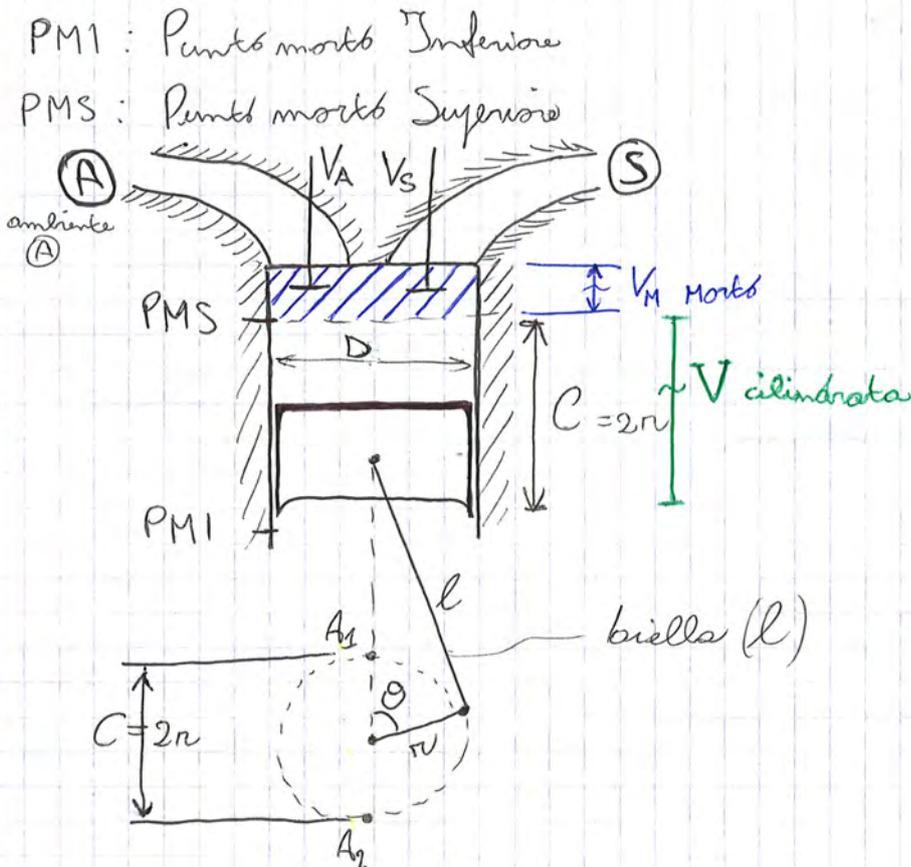


(m): regolazione solo $m_b \downarrow$ e tutto sullo stesso asse e tutto a $m_c = \text{cost}$ (A') (pag 333)

(m): regolazione di m_b dopo alberi, compressore che può variare m_c , mosso dalla T1

MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE INTERNA

LEZ. 25_3 (357)



V_A : Valvola d'Aspirazione

V_S : Valvola di Scarico

V_M : Volume Morto

r : raggio di manovella

C : corsa manovella

$V = \text{CILINDRATA}$

D : diametro

Quando $l \rightarrow \infty$ moto puramente sinusoidale
Quando $l \rightarrow r$ moto non sinusoidale

CILINDRATA

$$V = A_s \cdot C$$

Area Stantuffi

Corsa

$$= \frac{\pi D^2}{4} \cdot 2r$$

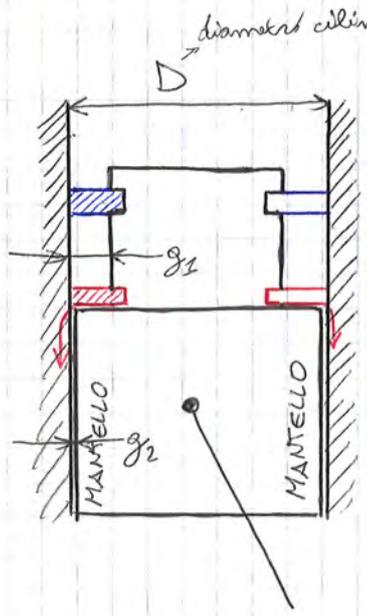
è il volume "spazzato" dallo stantuffo durante la sua corsa

È necessario lasciare un certo gioco tra lo stantuffo ed il cilindro, altrimenti alla minima dilatazione termica potrebbe grippare.



Bisogna però garantire la tenuta! → fasce elastiche! (segmenti)
 Essi limitano le perdite di massa al minimo.

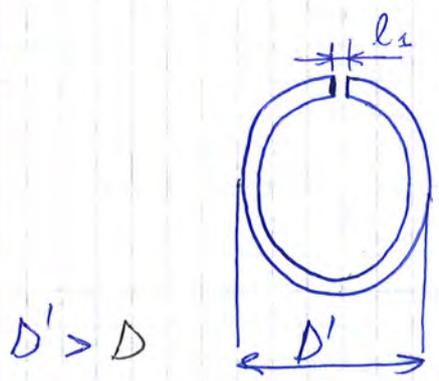
L'olio NON deve mai trafilare nella camera di combust. per cui si mette un **RASCHIA** OLIO il quale aspira tutto l'olio in eccesso quando è in discesa



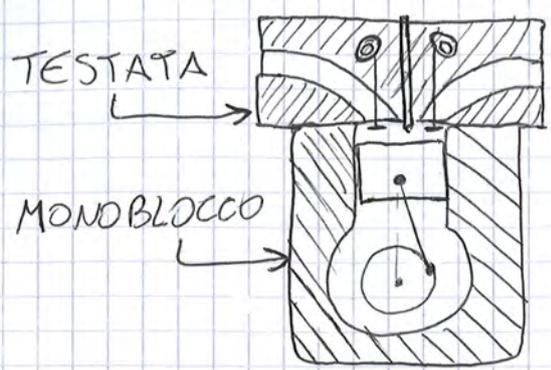
(g_1 gioco)
 (g_2 gioco minimo)
 La parte bassa fonde la guida, per questo ha il g_2 minimo, ma va opportunamente lubrificata.

Lo stantuffo viene fatto con 2 diametri, uno più grande in basso (tendente al D del cilindro) ed uno più stretto in alto per dargli più gioco possibile per dilatarsi quanto vuole.

Il SEGMENTO:



- ls non si annulla ^{deve} mai durante l'assemblaggio.
- Le fughe sono contenute perché il segmento tenderà ad allargarsi, annullando di fatto il gioco. Purtroppo però avremo sicuramente fughe nel punto dell'intaglio del segmento. Ci dobbiamo rassegnare.
- Quando l'anello (o gli anelli) sono nuovi la tenuta è ben assicurata su tutta la circonferenza tranne che in corrispondenza del taglio va beh.



CLASSIFICAZIONE MOTORI IN BASE AL TIPO DI ACCENSIONE

- a) Motori ad ACCENSIONE COMANDATA (Ottob)
- b) Motori ad ACCENSIONE PER COMPRESSIONE (Diesel)
(ad' ACCENSIONE SPONTANEA)

a) Motori ad' ACCENSIONE COMANDATA (Ottob)

Utilizzano carburanti a bassa reattività ottenuti per distillazione del petrolio:

ciò permette il "lavoro" di ~~mischiare~~ miscelare aria e carburante (benzina per esempio) ~~in~~ in camera di combustione prima che avvenga la combustione.

tutta la fase di compressione può tranquillamente avvenire con aria e carburante insieme.



① rale di $T \uparrow$ (anche perché massa molto piccola)

① rale di pochissimo di $\rho \approx \cos \gamma$ perché il volumetto si dilata ma ha uno spazio relativamente "enorme".

INIZIA LA COMBUSTIONE:

è con la T alta che la miscela si accende $\nabla \nabla \nabla$
 $0 \ 0 \ 0$

Lo strato ② riceve dallo strato ① del calore $\Rightarrow T_{②} \uparrow$

Se Q ricevuto riesce a far salire la temperatura di ② a livello abbastanza elevato da permettere la combustione \rightarrow allora ② brucerà!

e così via PROPAGAZIONE DI FIAMMA!

[la prima combustione avviene per la scintilla (azione esterna)
 Da lì in poi è il Q ceduto (azione interna) da uno strato all'altro che deve essere sufficientemente elevato e veloce!]

\hookrightarrow nel più breve tempo possibile.

L'ideale sarebbe avere una combustione a $V = \cos \gamma$ (con il pistone al PMS) e una propagazione di fiamma infinitamente veloce.

Ma ciò non è possibile fare: ci si "accontenta" di avere una combustione a cavallo del PMS (50% e 50% più o meno)

Come si evita la Detonazione?

LIMITANDO IL RAPPORTO DI COMPRESS.

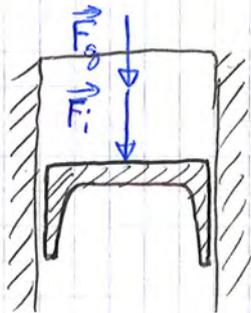
VINCOLO
MOTORI
OTTO

$\epsilon = \frac{V + V_M}{V_M} = 8 \div 10$!! (la mia GSXR 750 12,5:1)
MAX

altrimenti detona!!!!

Nei motori Diesel non si deve necessariamente rispettare il vincolo del $\epsilon = 8 \div 10$, ma altro vincolo: la P_{MAX} !!!

\vec{F}_{gors}



$\vec{F} + \vec{F}_i = 0$
esterna Finerzia

$\vec{F} = \vec{F}_g + \vec{F}_M + \vec{F}_b$

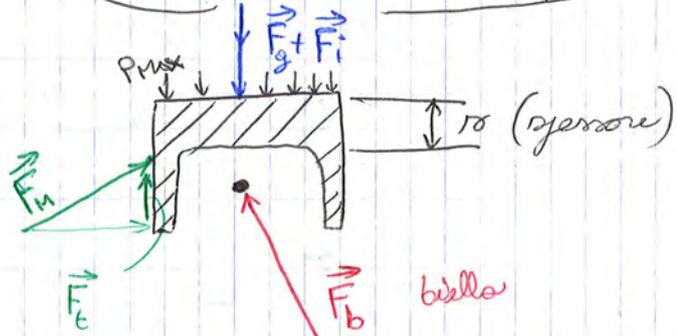
$\vec{F}_i = - (m_s) a_s$

"s": stantuffo

Nei Diesel

bisogna minimizzare la massa dello stantuffo

"Mantello"



tangenziali (attrito)

Perdite per attrito

Il ragionamento si porta a dire: per limitare la F_t bisogna limitare la m_s (quindi la \vec{F}_i) quindi limitare r_0 , quindi limitare \vec{F}_g ovvero la P_{MAX} Fine

367

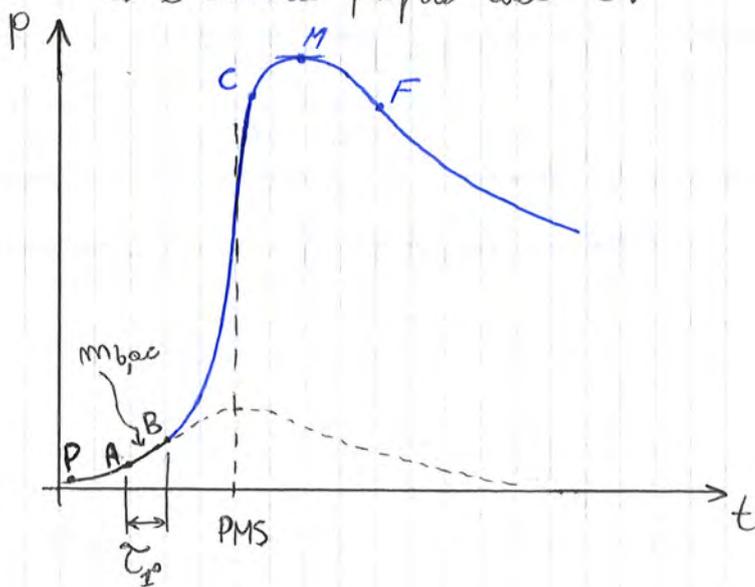
- quando il τ_{fis} predomina sul τ_{ch} , cioè $\tau_{fis} \gg \tau_{ch}$, allora la qualità del carburante \rightarrow MOLTO BUONA.

Viceversa se $\tau_{fis} \approx \tau_{ch}$ la qualità del carburante \rightarrow SCARSA

Anomalie di combustione: (Diesel)

- a) RUMOROSITÀ (forte)

\hookrightarrow è dovuta proprio dal τ .



----- curva in assenza di RUMOROSITÀ.

Sarebbe la curva di pressione se (e solo se) le goccioline bruciarono in sequenza ordinata rispetto al momento di iniezione e tutte con il medesimo tempo di ritardo τ .

----- curva reale

----- curva a campana simmetrica quasi perfetta: \times Ke "quasi"! perché sarebbe perfettamente simmetrica in assenza di fughe (attraverso gli anelli elastici) e di scambi termici (con le pareti). Ma ovviamente non è così.

p.to P: partenza compressione

p.to A: iniezione della 1° goccia

p.to B: combustione della 1° goccia

} nel tempo τ tra A e B si è iniettata una certa massa di goccioline $m_{b,ac}$ (accumulate)

p.to C: punto in cui si raggiunge il tempo minimo τ .

p.to M: punto di pressione massima (l'espansione del pistone bilancia la sovrappressione ^{di ulteriori goccioline})

p.to F: punto di fine iniezione

↓
 Negli anni 50' ÷ 60' i motori Diesel erano rumorosissimi.
 Poi verso il 1975 il problema fu risolto (o quasi) facendo in modo
 che il tempo τ della 1^o goccia fosse già il più basso possibile (artificio
 meccanici)

VINCOLO
 MOTORI
 DIESEL

P_{MAX}

Se si va oltre la P_{MAX} → aumentando gli attriti

↓
 η_m ↓ meccanico

Se τ_{fisso} dipende → $T e P$ in camera di combustione

dipendono anche da $\epsilon = \frac{V + V_H}{V_H}$ RAPP. DI COMPRESSIONE

Se $\epsilon \uparrow$
 ↘ $T e P \uparrow$
 ↘ $\tau \downarrow$ come spesso voluto!

Avremo allo scarico una certa quantità di miscela fresca

aspetto **NEGATIVO** per il η perché il sistema spesa energia per comprimere quella miscela fresca

ma siamo costretti a prolungare il lavaggio

al fine di essere sicuri di fare un lavaggio ben fatto (cioè espellere completamente i gas combusti)

MA per i motori OTTO (benzina) 2T, si usa miscela (aria + carbur.) per fare il lavaggio

Per cui in passato si accettava di sprecare un po' di CARBURANTE il quale veniva così scaricato in ambiente \rightarrow doppio danno energetico e ambientale)

piccoli motori 50cc \rightarrow è ancora così.

medi/grandi motori $> 50cc \rightarrow$ INIEZIONE: il lavaggio inizia con solo aria e solo alla fine si immette carburante, quando la luce \odot è quasi coperta dal pistone.

$$\left. \begin{aligned} \text{NUMERO CICLI} \\ m_c = \frac{M}{2} \quad \text{per } i \ 4T \\ \text{NUMERO CICLI} \\ m_c = M \quad \text{per } i \ 2T \end{aligned} \right\}$$

NUMERO CICLI

$$m_c = \frac{M}{m} \quad \left(\begin{aligned} m=1 \text{ per } 2T \\ m=2 \text{ per } 4T \end{aligned} \right)$$

$$P_i = (L_{i,ciclo}) \cdot m_c$$

potenza indicata

$$P_i = L_{i,ciclo} \cdot \frac{M}{m}$$

giri/ro. !!

Un passato furono fatti anche motori a **(6T)**, cioè con due cose supplementari dopo l'espulsione.

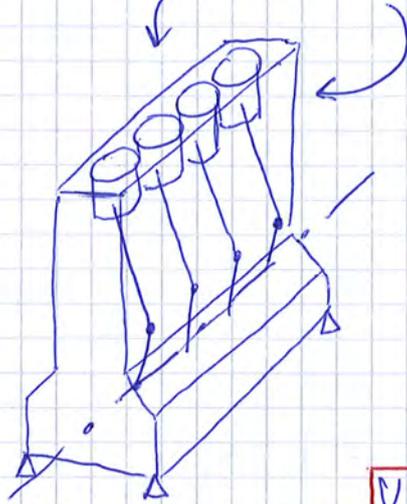
- 1 ASPIRAZIONE
- 2 COMPRESSIONE
- 3 COMBUSTIONE
- 4 ESPULSIONE
- 5 ESPULSIONE
- 6 ESPULSIONE

Si faceva entrare aria fresca dalla valvola di **(A)** per ben due volte e si ripeteva di fatto l'espulsione per due volte: così facendo quasi tutto il gas comburosto veniva espulso, cosa che invece rimaneva un po' di ossidato in tutto lo spazio morto dei 4T

EFFETTO BENEFICO: maggiore q.ty aria fresca al momento della combustione → maggiore q.ty di combustibile → $P_i \uparrow$

ALBERO A GOMITI (crankshaft)

Motore con cilindri tutti sullo stesso piano
CILINDRI IN LINEA



!!! **MAI** avere le manovelle tutte allineate !!!

VIBRAZIONI

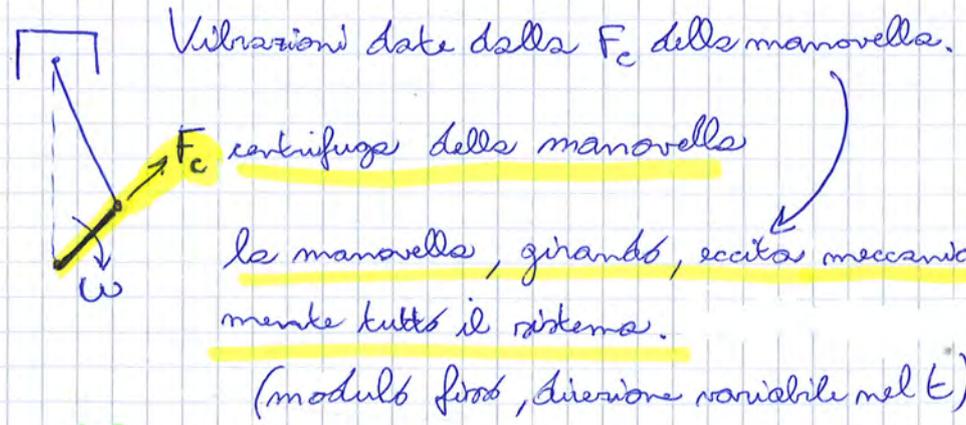
MOMENTO MOTORE

Coppia!

(da limitare il più possibile). (da regolarizzare il più possibile)

VIBRAZIONI indotte sui supporti motore e quindi all'intera vettura

LA PIÙ GRAVE
 (come entità)

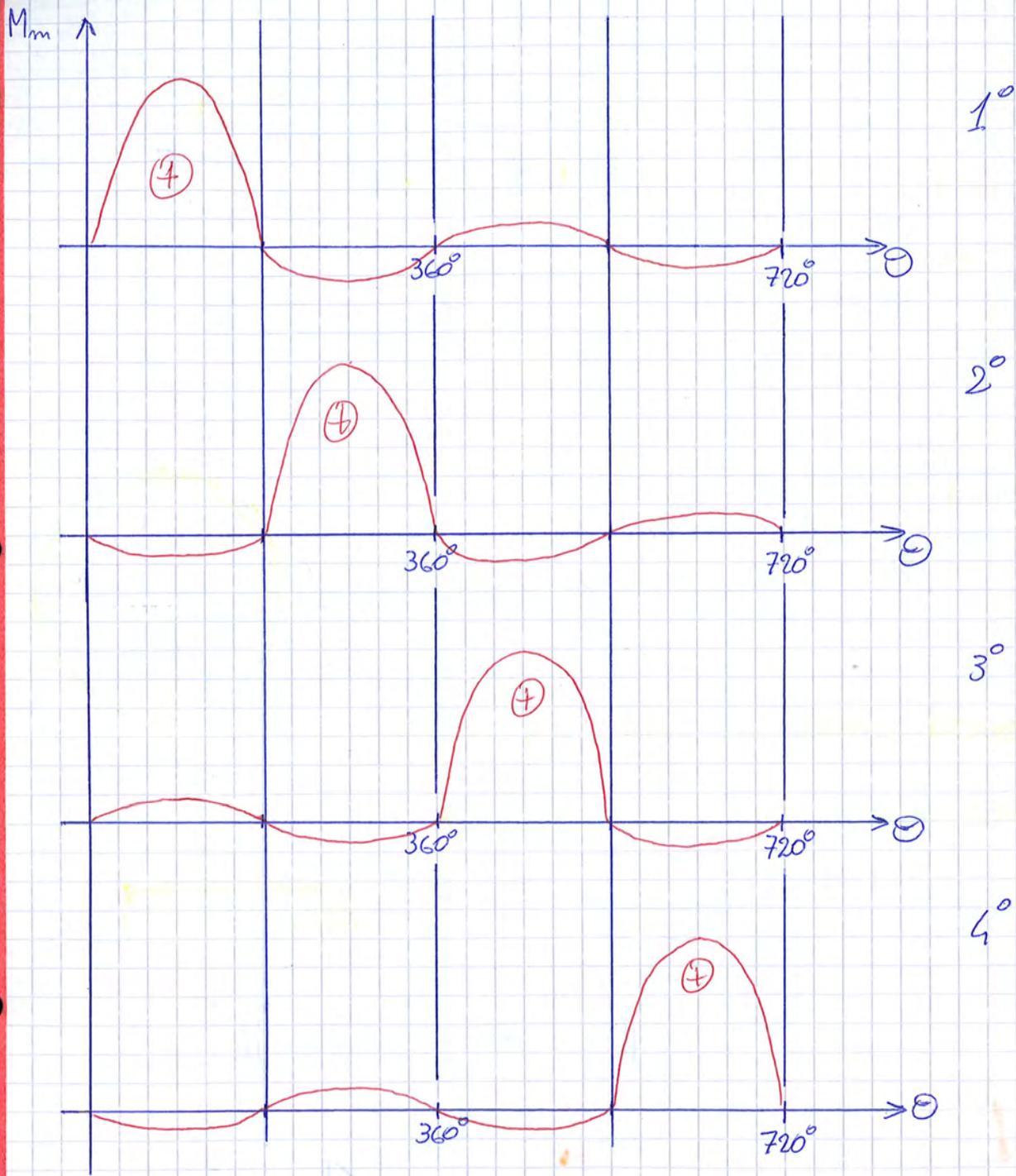


LA MENO GRAVE
 (come entità)



Vibrazioni date dalla $F_{INERZIA}$ dello stantuffo
 (Modulo variabile nel t, stessa direzione)

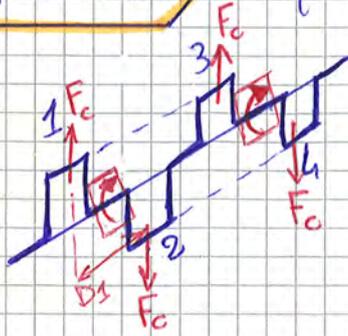
377



Questo sfasamento a 180° è molto soddisfacente se 3 cilindri in row.
 Per i 2 cilindri invece richiede un'analisi più approfondita.

Perché invece non si disprende le manovelle così?

4 CIL - LINEA $\Delta\varphi = 180^\circ$



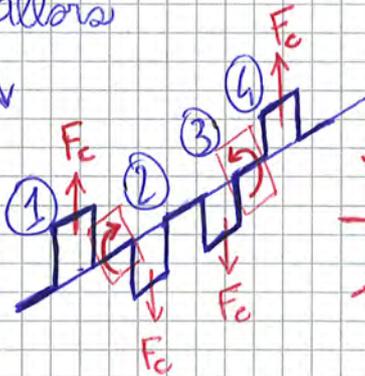
- Regolarizza il Mm ✓
- NON limita le vibrazioni ✗
 >> dovute alle F_c ✗

Risultante delle $F_c = 0$ (buono)

Momento della risultante delle $F_c \neq 0$ (Vibrazioni)

$$M = F_c \cdot D_1$$

allora

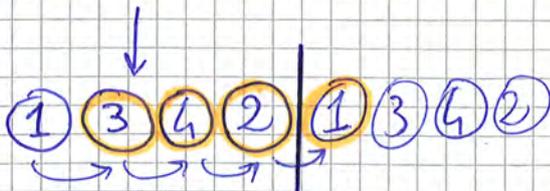


Risultato delle $F_c = 0$ (buono)

Momento delle risultante delle $F_c = 0$ (✓)

ORDINE DI ACCENSIONE:

si vuole evitare di "accendere" due cilindri adiacenti perché ciò aumenterebbe la temperatura.

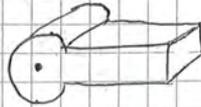


Ma è INEVITABILE accendere cilindri adiacenti, si si sovraccaricano.

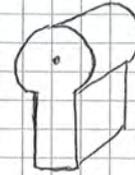
Next: SCHEMI DEI MOTORI PLURICILINDRICI



CIL. IN LINEA
"DIRITTO"

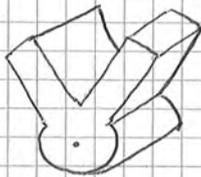


CIL. IN LINEA
"CORICATO"



CIL. IN LINEA
"INVERTITO"

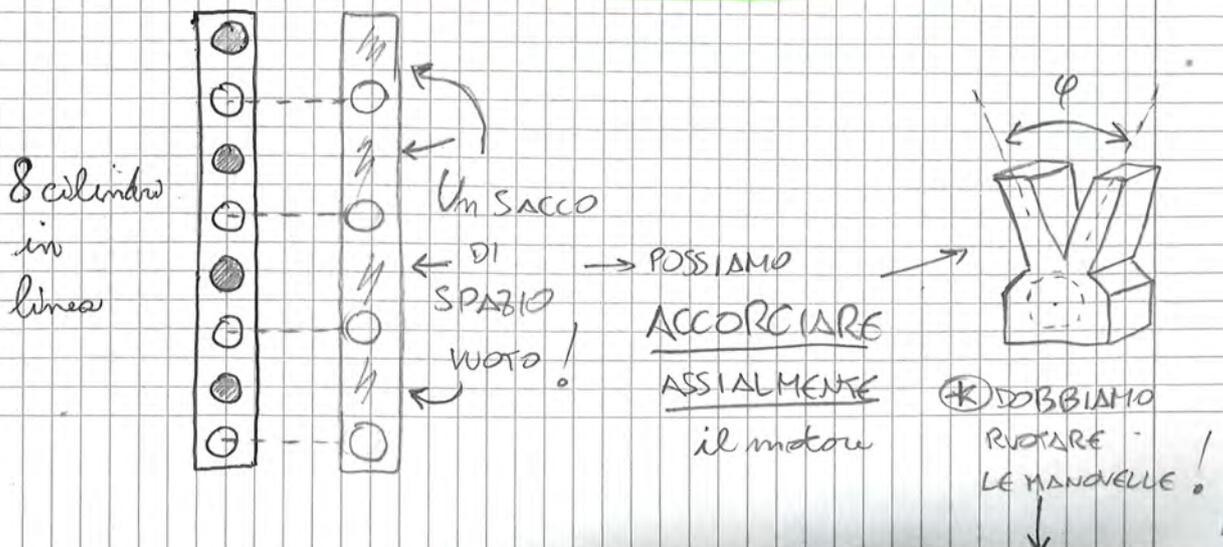
(tipico dei velivoli)



CIL. A V

Perché dividere in più piani i cilindri (motori a V)?

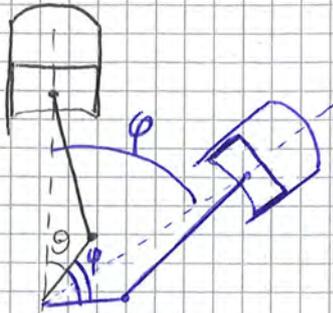
questione di INGOMBRO ASSIALE!



ATTENZIONE: altrimenti sfalzerò i piani dei cilindri di un angolo φ .

per non alterare

l'andamento del M_m bisogna ruotare rigidamente



In questo modo si hanno:

- le stesse pressioni (in camera di con)
- M_m è esattamente lo stesso

Se M_m era buono, rimaneva buono.

("buono" = molto regolare)

Infatti, si studia l'albero a gomiti a partire dalla configurazione cilindri in linea → dopo si ruota rigidamente i cilindri.

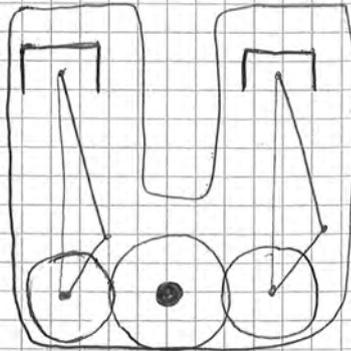
Ma di quanto?

(altrimenti interferenza geometrica)

Dipende dal bisogno dell'utente (comunque non meno di $25 \div 30^\circ$)

→ Si può fare ancora una cosa per accoppiare ulteriormente il motore e aumentare le pressioni

Schemi ad "U"

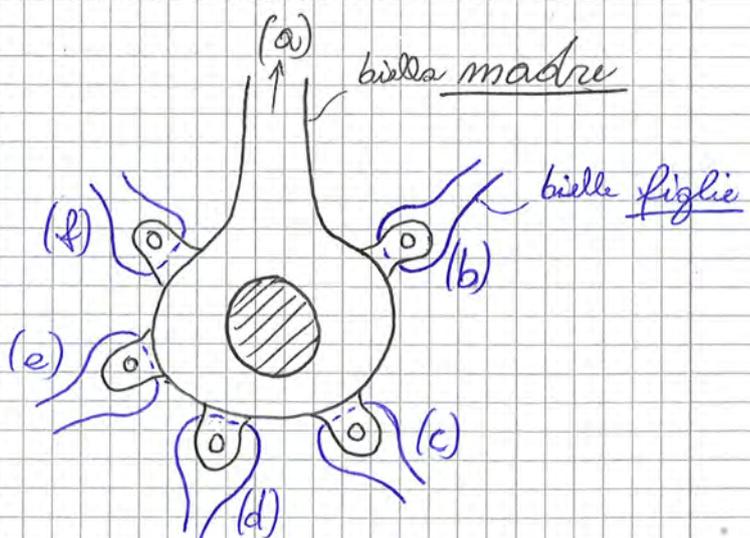
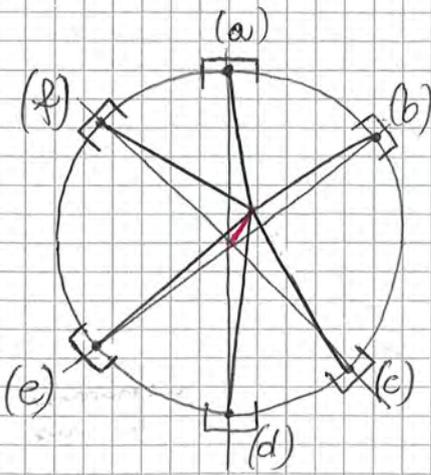


3 alberi a gomiti
di cui 1 principale
mossa da ruote dentate
↓
perdite organiche

MOTORI A STELLA

→ carriarmati, aeronautica

esempio a 6 cilindri. Non si può fare 1 unica manovella per tutti i 6 cilindri → IMPOSSIBILE

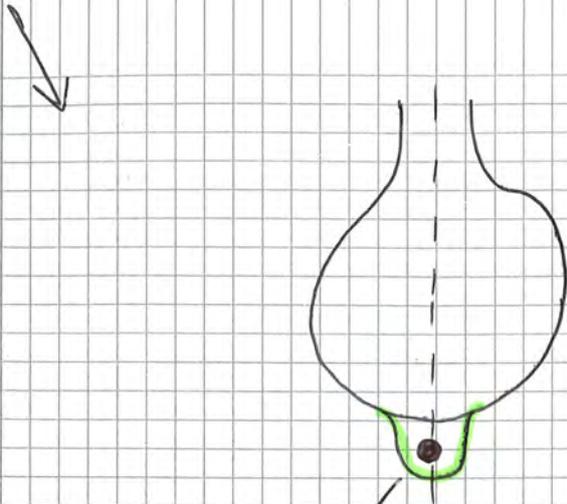


Il sistema biella-manovella lo si fa
SOLO per 1 CILINDRO (biella madre)

↳ poi si realizzano delle protuberanze sulla biella madre da cui si impegnano le bielle figlie.

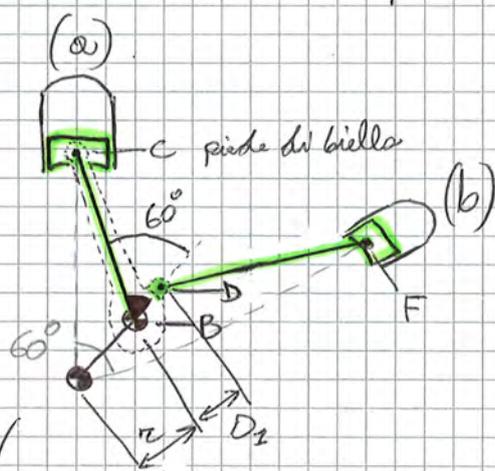
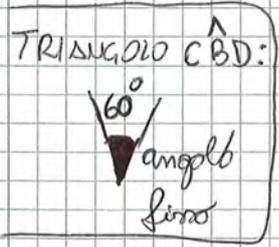
Il moto sarà quello tipico biella-manovella per il cilindro (a), sarà invece un po' diverso per tutti gli altri cilindri.

Facile la lubrificazione, Facile il raffreddamento. TOP ↑. ↓ Fine

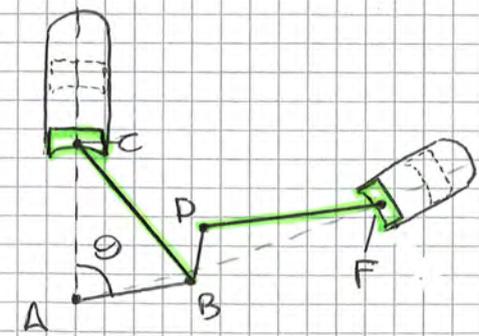


per questa, la C (corsa) è la stessa della biella madre.

Per te gli altri è molto più complicato:



dopo un istante t

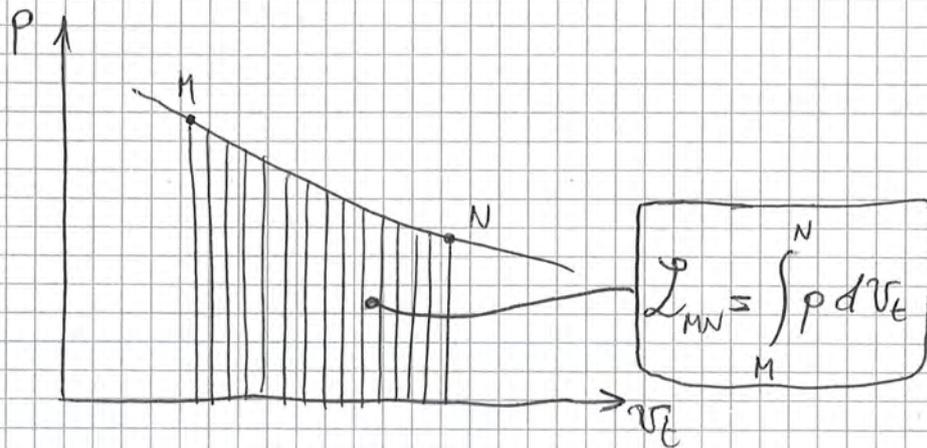


Ci vogliono calcoli più approfonditi per stabilire esattamente PMS e PMI → insomma alla fine si può dire che le cilindrate sono certamente confrontabile ma diverse.

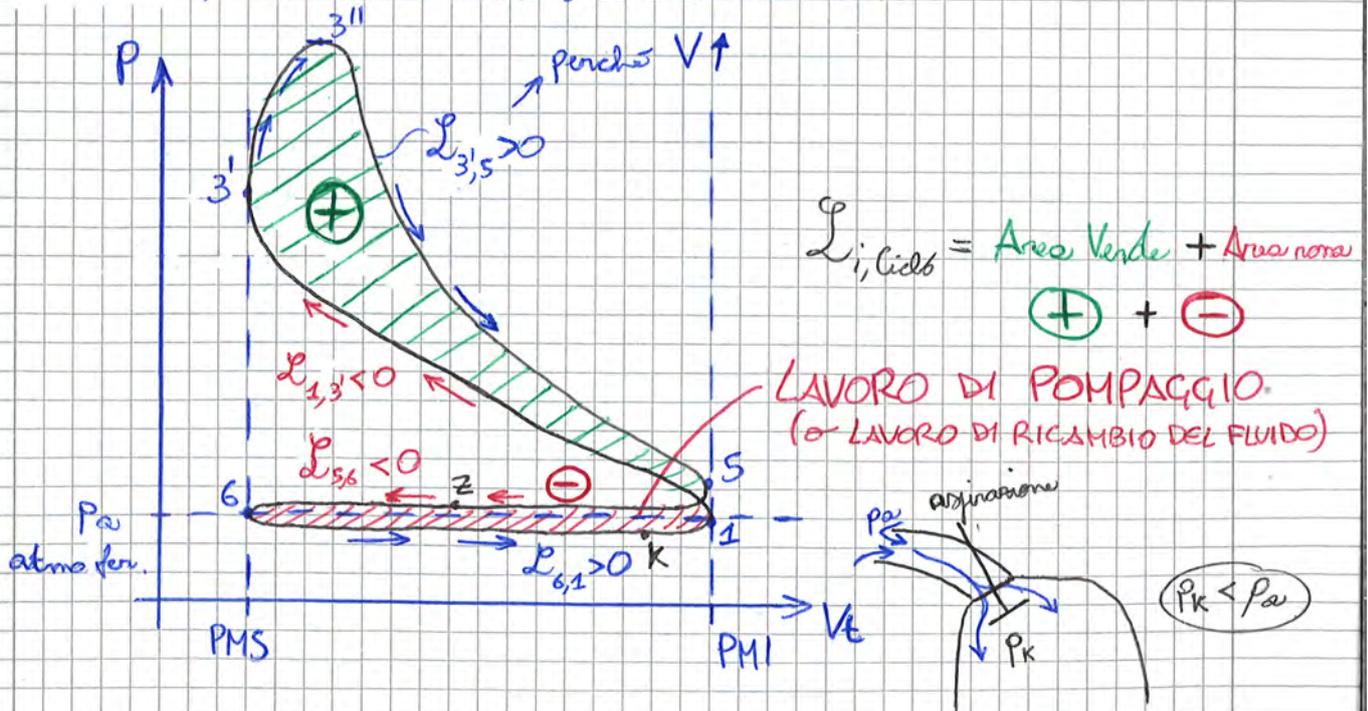
$$F_s = p \cdot A_s$$

$$dL_{A,B}^p = F_s \cdot dx = p (A_s dx)$$

$$dL_{AB}^p = p dV_E$$



Torniamo al nostro motore Otto:



$P_k < P_{atm}$: perdite di pressione dovute a 3 fattori:

- 1) accelerazione del fluido (da fermo a X m/s)
- 2) perdite distribuite lungo il condotto d'aspirazione
- 3) perdite locali in corrispondenza della valvola

termodinamico

organico: attriti e accessori

$$\eta_u = \eta_i \cdot \eta_o$$

(credo) NO

$$\eta_i = \frac{L_{i,ciclo}}{L_{i,ciclo,MAX}}$$

391

$$P_i = L_{i,ciclo} \cdot i \cdot m_c$$

indicata
termodinamica

m° cilindri

m° cicli / E

$$\eta_o = \frac{L_{o,ciclo}}{L_{i,ciclo}} = \frac{L_{i,ciclo} - L_{v,ciclo}}{L_{i,ciclo}} = 1 - \frac{L_{v,ciclo}}{L_{i,ciclo}}$$

(1)

$$P_i = L_{i,ciclo} \cdot i \cdot \frac{m}{m}$$

giri / s

1 per 2T
2 per 4T

pag 373

Se si dettes che solo una parte del $L_{i,ciclo}$ va all'intente, l'altra $L_{v,ciclo}$ viene spesa per ATTRITI e ACCESSORI

$$L_{u,ciclo} = L_{i,ciclo} - L_{v,ciclo}$$

termodinamico

attriti e accessori (spesa)

$L_{v,ciclo}$: lavoro per marcia a vuoto (= senza combustione)

$$P_v = L_{v,ciclo} \cdot i \cdot \frac{m}{m}$$

marcia a "vuoto"

(2)

(3) = (1) - (2)

$$P_u = P_i - P_v$$

$$P_u = L_{u,ciclo} \cdot i \cdot \frac{m}{m}$$

(3)

CICLI LIMITE

Def: è un ciclo fatto nelle migliori condizioni potenzialmente realizzabili, compatibilmente con le leggi della Fisica e della chimica.

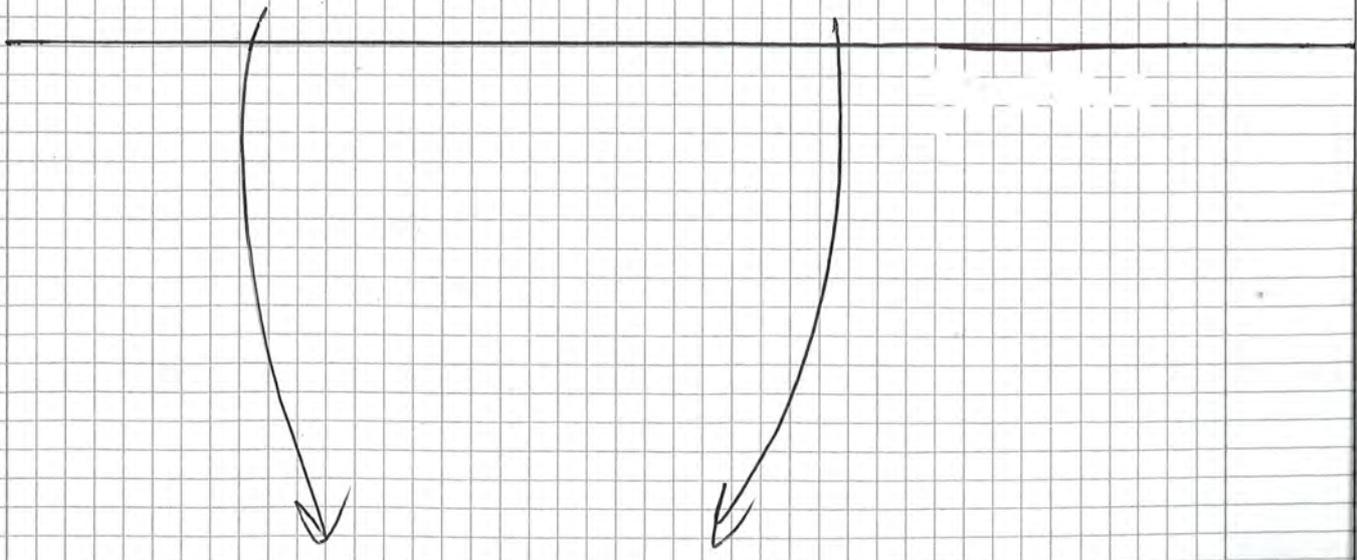
potrebbe ad avere il max η realizzabile realmente.

quello con L di attrito $\rightarrow 0$
e con DISSOCIAZIONE NULLA

rpm del motore lento lento lento

Perché c'è dissociazione?
perché $T > 1850 K$.
Ma se do il tempo ai gas di ricomporre...

così facendo:
- "annullo" le perdite alle valvole e ai condotti
- do il tempo ai gas di RI-ASSOCIARSI in fase di espansione



Cominciamo a chiederci: qual è il motore migliore fra i due?

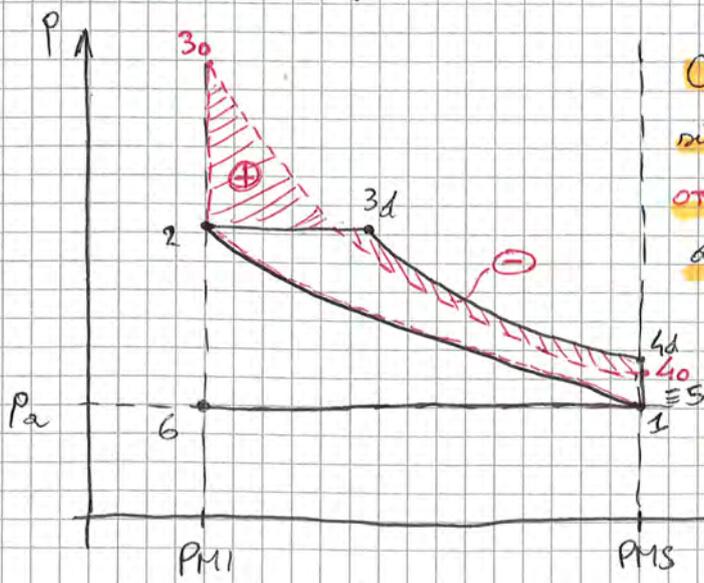
! Sei giornali di legge: il Diesel ha rendimento maggiore

Il Prof. NO! A parità di condizioni è quello Otto con rendim. magg.

(rapporto di compress.)
 → a parità di E ! : se prendiamo due motori con stesso E allora quello Otto ha $\eta >$.

Purtroppo però, mentre quello Otto siamo costretti a limitarlo come E per via della detonazione, quelli Diesel possono godere del "lusso" di andare molto più in alto come E , e quindi hanno $\eta >$.

→ ma intrinsecamente (ovvero termodinamicamente) è quello Otto ad avere η più elevato:



"o" = Otto
CONFRONTO A PARITÀ DI E :
 si dimostra che la linea di espansione Otto va al di sotto della espansione del Diesel. $\downarrow 4_o < 4_d \downarrow$
 Questo ci dice che i gas allo scarico sono più FREDDI: siamo riusciti a trasformare l'energia chimica del

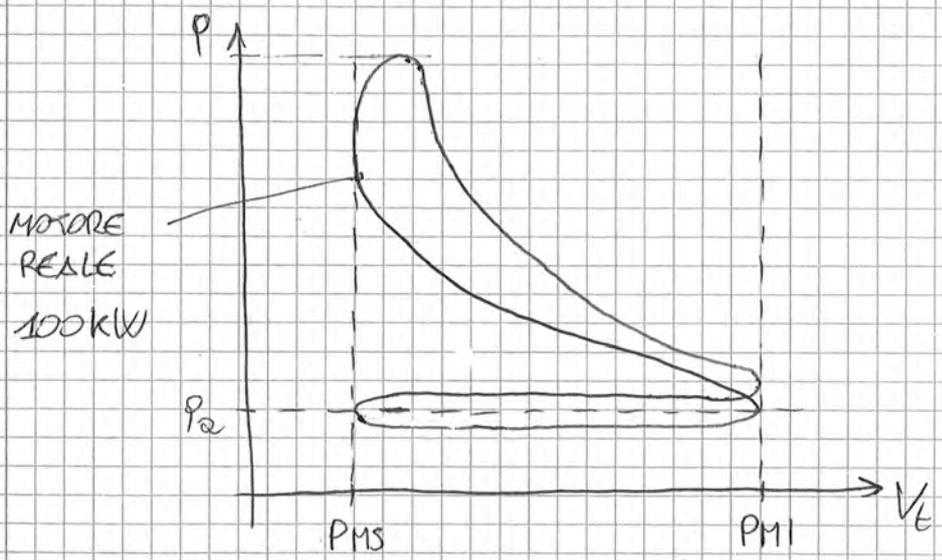
combustibile in lavoro, più di quanto siamo riusciti col Diesel. = A parità di energia chimica otteniamo più lavoro ($\eta \uparrow$)

$$[100 \text{ kW}] P_i = L_{i,ciclo} \cdot i \cdot \frac{M}{m} \leftarrow \text{motore reale}$$

↑ n° cilindri
 $\frac{100 \text{ giri}}{10} (= 6'000 \text{ rpm})$
 $\frac{M}{m} \rightarrow 2 (4T)$

$$P_i = L_{i,ciclo} \cdot i \cdot \frac{M}{m} \leftarrow \text{motore limite}$$

$\uparrow 100 \times L_{i,ciclo}$
 $\uparrow 0,1 \text{ giri} (= 6 \text{ rpm})$



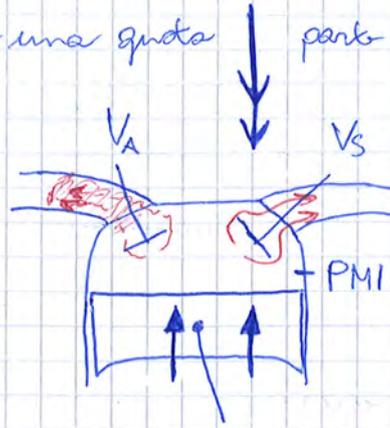
MOTORE LIMITE 100 kW → riduciamo m ad $\frac{1}{1000}$ del motore reale, al fine di avere L_{um} alle valvole & condotti e dare il tempo di risacchiaratura alla miscela, ma quindi dobbiamo aumentare di 100 volte $L_{i,ciclo}$!

UNO MODO: aumentare di 100 volte la cilindrata

V
Non un motore abnorme!
 l'intento NON ce lo accetta. → eccò perché non si fanno i cicli limite.

Pausa □

Si tollera di avere una quota parte di gas combusti risalenti al condotto di aspirazione.



399

ASPIRAZIONE

Come dei buoni motori per ferro (li vedremo fra poco)

25°÷50° prima del PMI viene data l'accensione, e inizia così la combustione. Essa termina 15°÷30° dopo il PMI.

Combustione

$\left. \begin{array}{l} \textcircled{\frac{2}{3}} \text{ prima del PMI} \\ \textcircled{\frac{1}{3}} \text{ dopo il PMI} \end{array} \right\} \text{Perché} \rightarrow$



Velocità di spostamento della fiamma

Per andare dalla scintilla al p.c.s più lontano occorrono 2÷3 ms, e in quel tempo la manovella fa 40°÷50°.

È quindi quando facciamo iniziare la combustione?

50% prima e 50% dopo

Per avere il η più alto possibile si fa $\frac{2}{3}$ prima e $\frac{1}{3}$ dopo. Così facendo, si compensa il fatto che nei primi istanti dopo

Combustione

la scintilla il fronte di fiamma si piccolo e cresce man mano.

In questo modo potremmo dire che la combustione avviene il 50% prima e il 50% dopo.

al punto M: alla velocità

applicando $F = m \vec{a}$

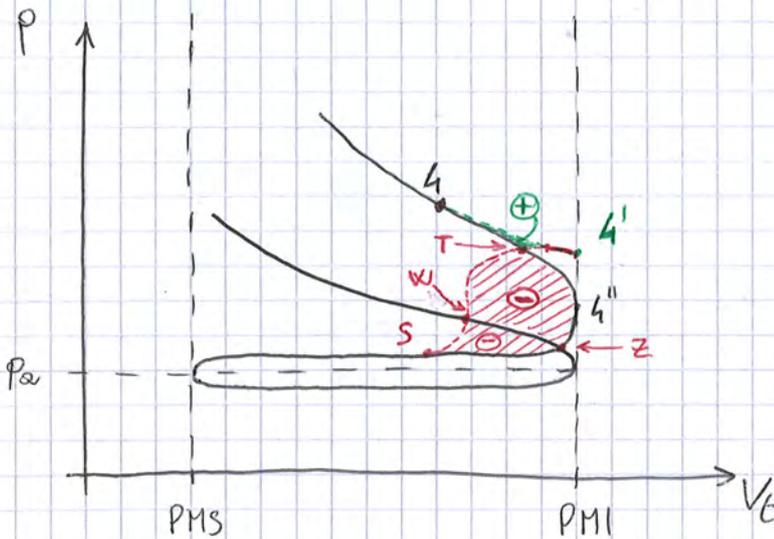
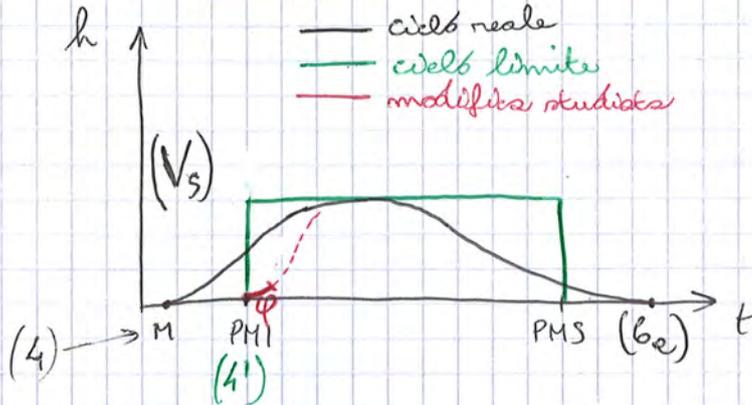
forza finita

acc. finita

ma $v_M = 0 \text{ m/s}$

$\frac{dh}{dt} = 0$ tangente orizzontale

OK ... ora immaginiamo di aprire in $4'$ (punto φ): al PMI

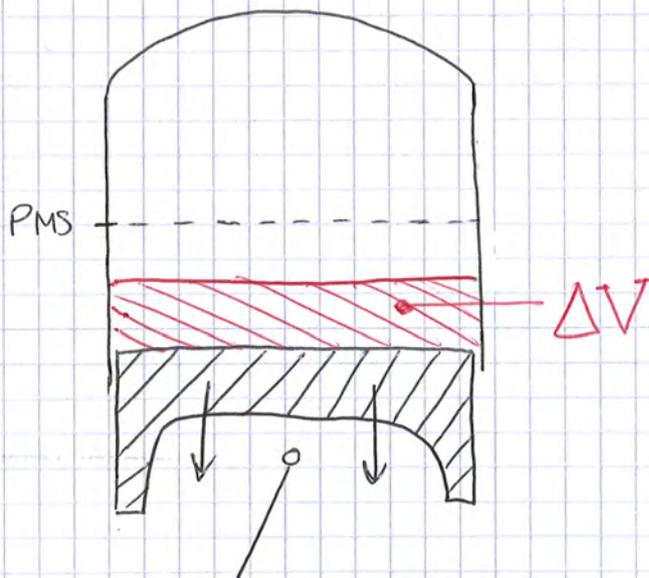
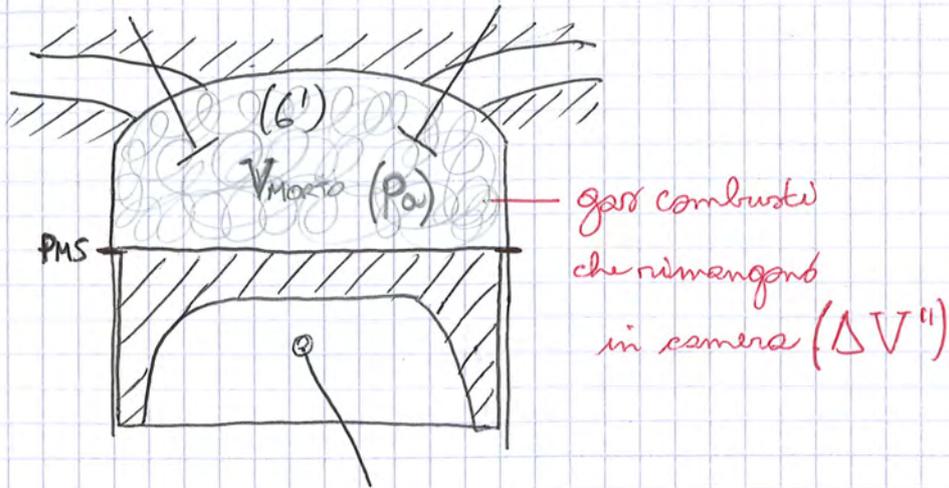


Se inizieremo l'alzata della V_s nel punto $\varphi (\equiv 4')$, nella fase iniziale la V_s è praticamente ancora chiusa perciò si ripercorre indietro la curva di pressione ($p \uparrow$) poi finalmente inizia lo scorie spontaneo dei gas fino a S tutto questo col pistone che ha iniziato la risalita verso il PMS: lavoro di POMPAGGIO (negativo).

\rightarrow area $4 4' T \rightarrow \oplus \mathcal{L} \uparrow$
 area $T W Z \rightarrow \ominus \mathcal{L} \downarrow$
 area $W S Z \rightarrow \ominus \mathcal{L} \downarrow$
 \cong aree uguali

BILANCIO area $T W Z \rightarrow \mathcal{L} \downarrow \downarrow$ dimostrato che non ha senso aprire V_s nel PMI.

Sperimentalmente si fissa una W del motore e si cerca l'anticipo della V_s



$$\Delta V = \Delta V^I + \Delta V^{II} + \Delta V^{III}$$

gas combusti che rientrano dall'aspirazione

gas combusti che rimangono in camera di combust.

gas combusti che rientrano dallo scamb.

Significa che solo una frazione della cilindrata pari a

quò essere occupata da miscela fresca.

$$V - \Delta V \rightarrow m_a \cong (V - \Delta V) \rho_1$$

COEFF. DI RIEMPIMENTO λ_v

$$\lambda_v = \frac{m_a}{m_{a,ref}} = \frac{m_a}{V \cdot \rho_a} \quad [0; 1]$$

↳ perfetta aspirazione
 ↳ pessima aspirazione

fino al punto 1

$$\lambda_{v1'} = \frac{m_{a1'}}{m_{a,ref}} = \frac{(V - \Delta V) \rho_{1'}}{V \cdot \rho_a}$$

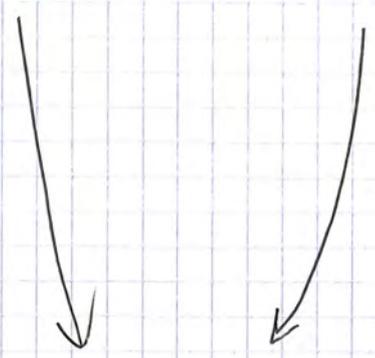
pag (404)
 pag (402)

fino al punto 1'

Permette di fare confronti tra motori anche molto diversi fra loro.

NOTA: λ_v può anche essere > 1 !! quando, ad'esempio, si cerca un design che induca fenomeni di risonanza del fluido nel condotto d'aspirazione, i quali non solo compensano le perdite di aria per colpi di ΔV e $\rho_{1'}$ ma addirittura immettono più aria di quella di riferimento.

OK... ora immaginiamo di aprire la V_a esattamente al PMS



Ma l'aspetto (negativo) più importante è
 che anticipando l'apertura della V_a abbiamo
 un V_M occupato dai gas combusti,
 se invece apriamo la V_a al PMS avremo $V_{M'} > V_M$!

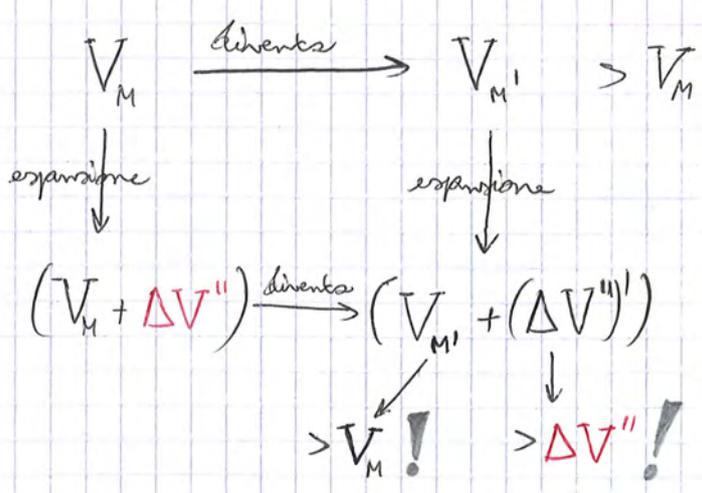
e quindi meno m_a che
 entra!

Inoltre consideriamo l'effetto di espansione:

$V_{M'}$ è a p_a (vedi grafico)

tali gas combusti devono ancora espandersi fino a p_i !

per cui ancora meno m_a entrante



Iniziando a chiudere la V_2 in modo da averla 100% chiusa al PMI.

Si crea una depressione dovuta a una "ostruzione" maggiore che fa passare una quantità d'aria sempre minore.

Avrò così una minore quantità d'aria aspirata ed una conseguente diminuzione della P_0 .

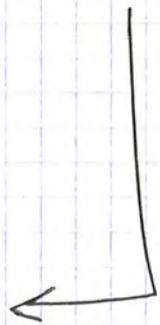
$$m_{a1'} = (V - \Delta V) P_{1'}$$

↓ diventa

$$P_{1''} < P_{1'}$$

⇓

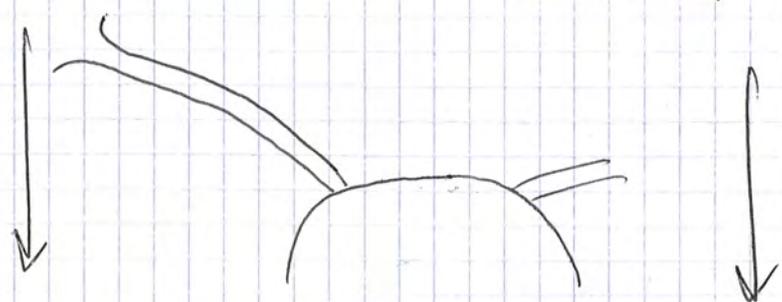
$$m_{a1''} < m_{a1'}$$



ma basterebbero $10^\circ - 20^\circ$ per evitare questo problema. (se forse incompressibile l'aria.)

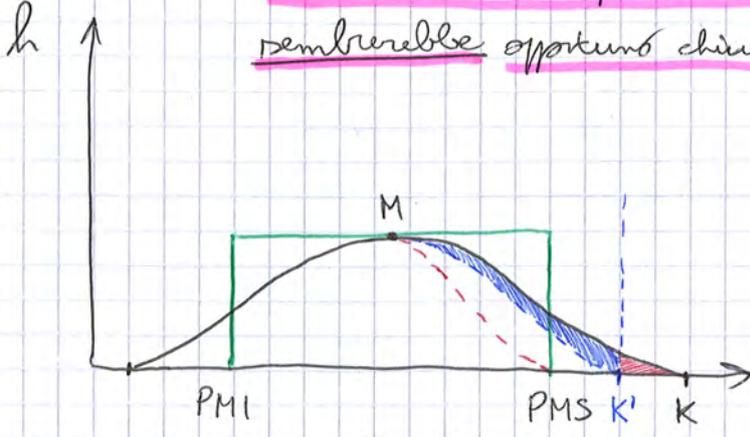
Allora perché insistiamo $45^\circ - 70^\circ$??

fenomeno **DINAMICO** che avviene sempre sempre nel condotto d'aspirazione



LEZ 29-2 (411)

Allora in base a questo il p.to K (chiusura 100% della V_a) sembrerebbe opportuno chiudere quando $W=0$ (K')

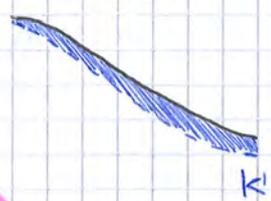


e perché allora teniamo aperto oltre ($in K$)?

È vero che una certa quantità di aria risale il condotto d'aspirazione



ma la legge dell'abozzo K è più "alta" di quella K'



e ciò fa entrare più aria

NOTA:

Ottimizzazione del p.to K fatta in fase sperimentale ad una ben definita W del motore!

perché a tale W , il motore induce una ben determinata velocità dell'aria (W)

se W è bassa $\rightarrow W=0$ in meno tempo (= in meno Θ)

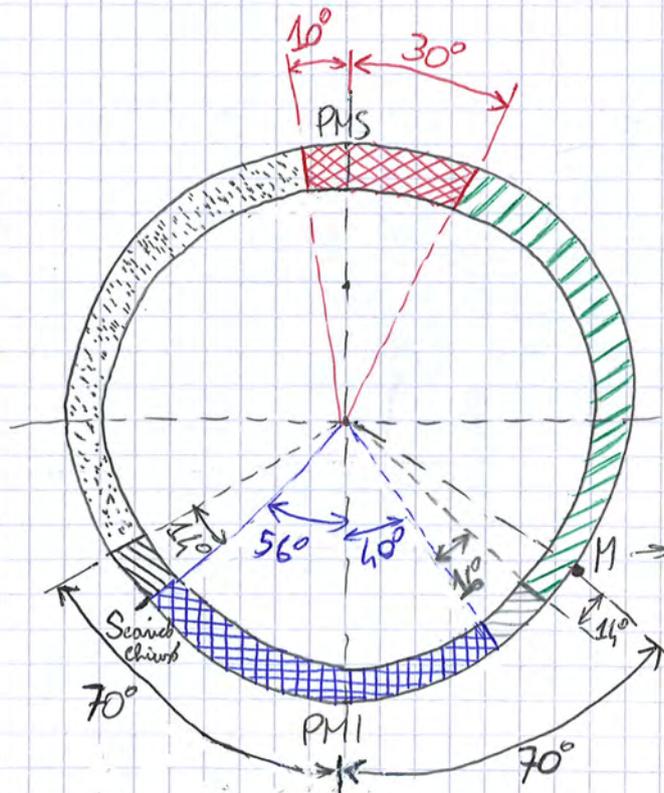
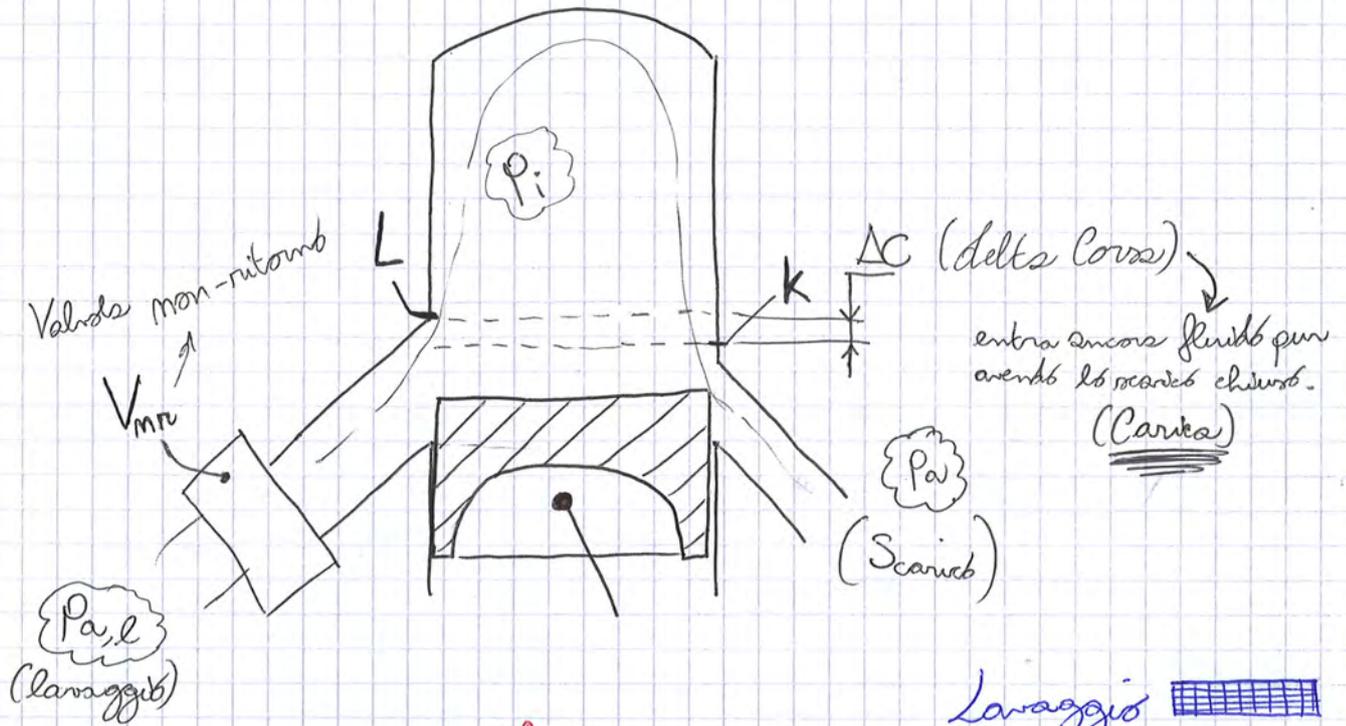
se W è alta $\rightarrow W=0$ in più tempo (= in più Θ)

esempio $W=6000$ rpm sperimentale \rightarrow 3000 rpm: alla fine si arriva una $m_a <$ (RIFIUTO ALL'ASPIRAZIONE)

\rightarrow 5000 rpm: alla fine si arriva la m_a max. (ma stiamo "rinunciando" a fare "meglio") ($W > 0$)
 anche $= 0$

2T

LEZ 30.1 (413)



- Lavaggio
- Carica entra della miscela fresca
- Compressione
- Immissione
- Espansione
- Scarico

Si "scopre" la luce di Lavaggio ma non capita nulla perché V_{mru} chiuso.

2T - Diesel

Se però introduciamo una Valvola rotativa:

(415)

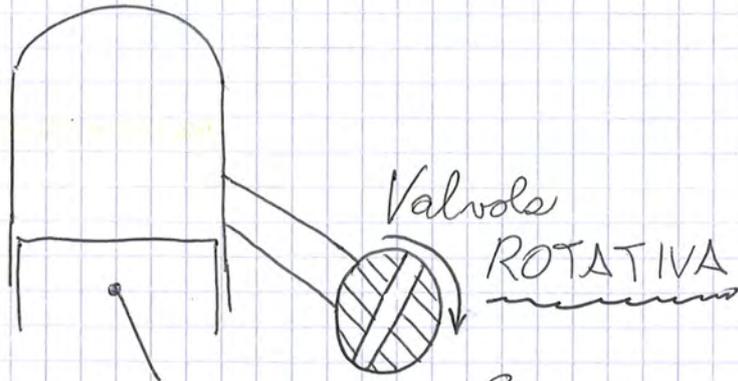
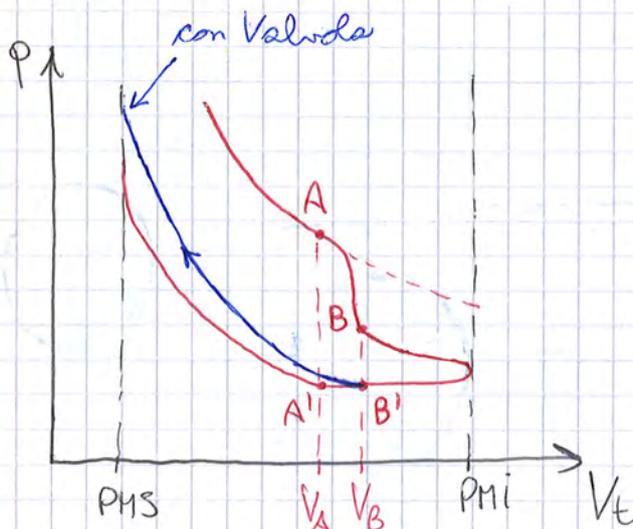


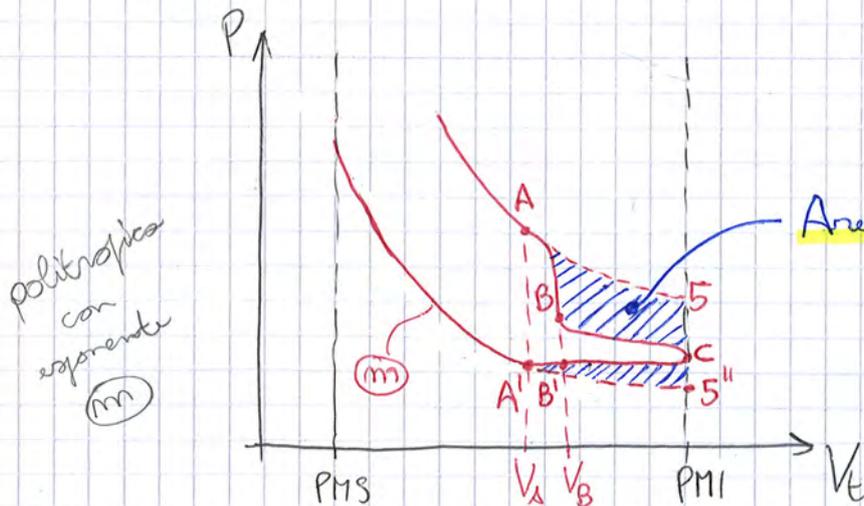
Grafico:



Chiudo lo scarico in $(B' \rightarrow A')$ così da evitare qualsiasi perdita di miscela fresca (= tutto ciò che è entrato rimane dentro)

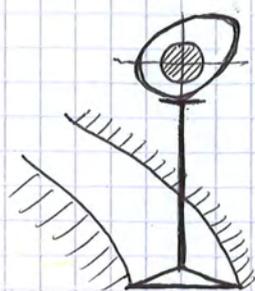
La compressione inizia prima (in B' anziché in A')

• Il LAVAGGIO "costo", vediamo cosa perdiamo:



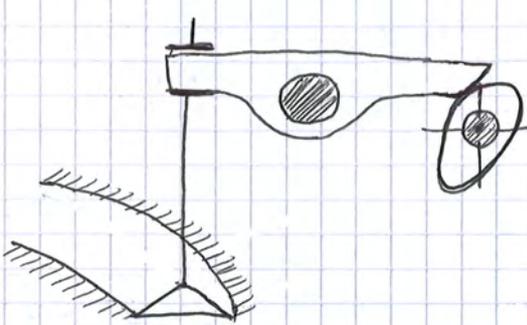
Area del ciclo che viene persa per via del ricambio del fluido (lavaggio)

MODI DI COMANDO VALVOLE

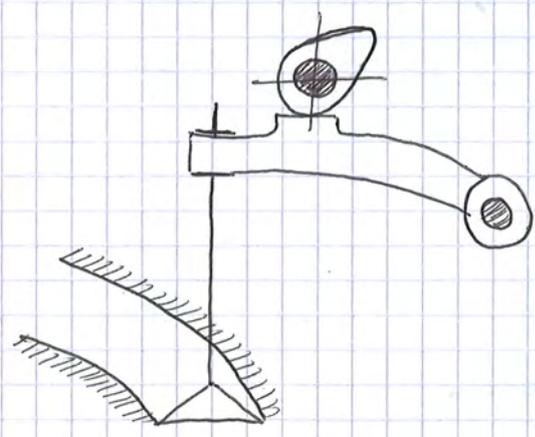


• ALBERO A CAMME
IN TESTA
(DIRETTO)

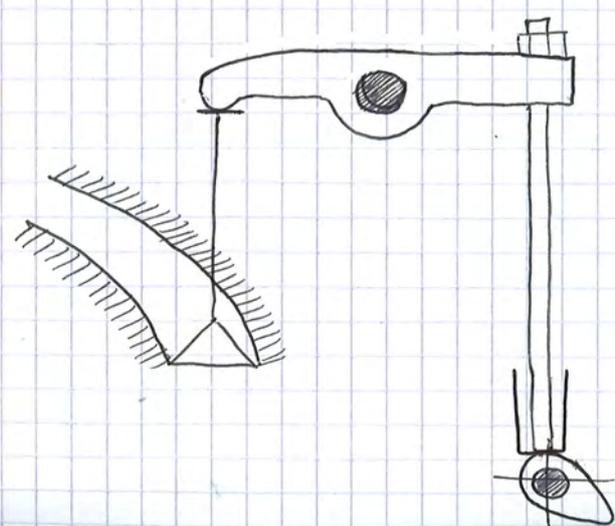
(7 DIFFUSO)



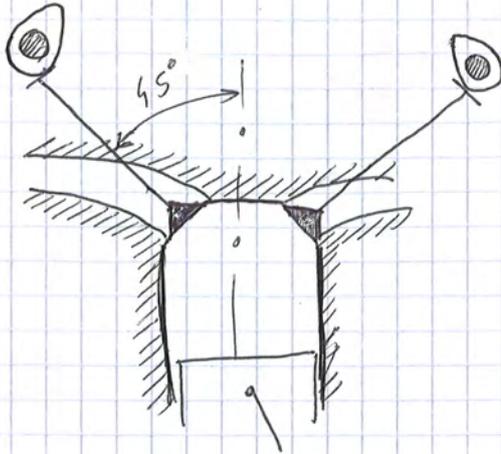
• COMANDO INDIRETTO
A BILANCERE



• COMANDO INDIRETTO
A DITO



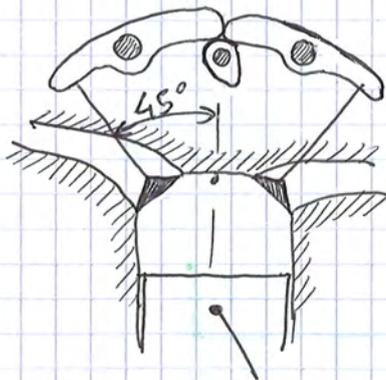
• COMANDO INDIRETTO
AD ASTA E BILANCERE



• DOPPIO ALBERO A CAMME
IN TESTA

VANTAGGIO: aumento luce di passaggio
delle valvole
 $\lambda_v \uparrow$

SVANTAGGIO: doppio albero a camme in testa



• A UN ALBERO A CAMME IN TESTA
E BILANCERI

— ○

FORMULE

LEZ 30-23 (421)

Sempre valida

$$P_u = \eta_u \dot{m}_b H_i$$

$H_i = H_{iPT0} \rightarrow$ Tambiente!

$i = n^{\circ}$ cilindri

varie forme scritte

$m_b =$ massa per ciclo per cilindro

$$\dot{m}_b = m_b \cdot n_c \cdot i$$

$$= m_b \cdot i \cdot \frac{n}{m}$$

$n \begin{cases} 1 \text{ per } 2T \\ 2 \text{ per } 4T \end{cases}$

$$P_u = \eta_u \cdot m_b \cdot i \cdot \frac{n}{m} \cdot H_i$$

Oppure

$$P_u = \dot{Q}_{u,ciclo} \cdot i \cdot \frac{n}{m}$$

$$\dot{Q}_{u,ciclo} = \eta_u m_b H_i$$

Oppure un altro "filone" di ragionamento:

$m_b \rightarrow \dot{Q}_{u,max} = m_b H_i$ ma non siamo capaci di sfruttare tutto

quindi

$$\dot{Q}_{u,ciclo} = \eta_u m_b H_i$$

$$P_u = \eta_u \cdot \frac{\lambda_v V \rho_a}{\alpha} \cdot i \frac{m}{m} H_i$$

$$P_u = \eta_u \frac{\lambda_v H_i}{\alpha v_a} \cdot i V \frac{m}{m}$$

$$\rho_a = \frac{1}{v_a} \quad \text{volume massico } m^3/kg$$

LAVORO, DEFINIZIONI:

$L_{u,cicli}$: *spesa utile che va all'utente, per ciclo per cilindro*

$L_{i,cicli}$: *lavoro indicato, per ciclo per cilindro*

$L_{v,cicli}$: *lavoro per manovre a vuoto, per ciclo per cilindro (attriti ecc.)*

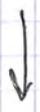
$$L_{i,cicli} = \oint p dV_e$$

$$L_{u,cicli} = L_{i,cicli} - L_{v,cicli}$$

$$\eta_o = \frac{L_{u,cicli}}{L_{i,cicli}} \quad \text{rendimento organico}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_u = L_{u,cicli} \cdot i \frac{m}{m} \\ P_i = L_{i,cicli} \cdot i \frac{m}{m} \\ P_v = L_{v,cicli} \cdot i \frac{m}{m} \end{array} \right.$$

Ma che c'è "dietro" alla P_{me} ?



$$P_u = \underbrace{P_{me} V i}_{\text{pag 424}} \cdot \frac{m}{m} = \underbrace{\eta_u m_b \cdot i \cdot \frac{m}{m}}_{\text{pag 421}} \cdot H_i$$

$$P_{me} = \eta_u \frac{m_b}{V} \cdot H_i \quad \text{COST}$$

$P_{me} \uparrow$ se $\eta_u \uparrow$

capacità di sfruttare bene il carburante

$P_{me} \uparrow$ se $\frac{m_b}{V} \uparrow$

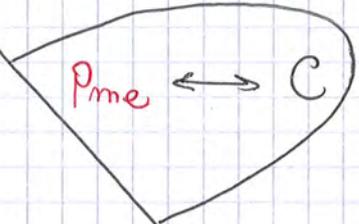
capacità di immettere più carburante per ogni singolo cc.

= capacità di immettere più **ARIA**

La P_{me} , come il η_u , sarà utile per confrontare motori diversi

$$P_u = C \cdot \frac{2\pi}{m} = P_{me} V i \frac{m}{m}$$

(pag 424)



$$C \cdot 2\pi m = P_{me} V i \quad \Rightarrow \quad P_{me} = \frac{C \cdot 2\pi}{V i}$$

1° $C \propto P_{me}$

2° $C \propto P_{me} V i$

Un'altra elaborazione della P_{me} :

(427)

$$P_{me} = \overbrace{\eta_v \frac{\dot{m}_b}{V} H_i}^{\text{pag (425)}} = \eta_v \frac{\lambda_v H_i \cancel{V} \cancel{t}}{\alpha \cancel{V}}$$

$$P_{me} = \eta_v \frac{\lambda_v H_i}{\alpha v_a}$$

↓ Un altro modo per ricavarla:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_u = \eta_v \frac{\lambda_v H_i}{\alpha v_a} i \frac{m}{m} \cdot V \quad \text{pag (423)} \\ P_u = P_{me} i V \frac{m}{m} \quad \text{pag (424)} \end{array} \right. \longrightarrow P_{me} = \eta_v \frac{\lambda_v H_i}{\alpha v_a}$$

CONSUMO SPECIFICO DI CARBURANTE:

$$\eta_b = \frac{\text{Carburante}}{\text{Energia ottenuta}}$$

$$\eta_b = \frac{\dot{m}_b}{P_u} = \frac{\dot{m}_b}{\eta_v \dot{m}_b H_i}$$

$$\eta_b = \frac{1}{\eta_v H_i}$$

Infine:

$$V = \pi \frac{d^2}{4} \cdot c \quad \left(d \sim \frac{1}{m} \quad c \sim \frac{1}{m} \right) \quad \text{quindi} \quad V \sim \frac{1}{m^3}$$

(429)

Cilindrata inversamente
proporzionale al 3 del giri

RISPOSTE alle domande:

1) Per data V , come si può far salire P_u ? → aumento (i)

Esempio:

$$\left. \begin{aligned} i^* &= 4 \text{ cilindri} \\ V^* &= 0,5 \text{ l} \end{aligned} \right\} i^* V^* = 2.0 \text{ l (2000cc)}$$

*: "di progetto"

$$P_u^* = 70 \text{ kW}$$

$$m^* = 5500 \text{ giri/min}$$

$$P_u = \frac{P_{ime}}{m} \cdot i^* \cdot V^* \cdot m \rightarrow P_u \sim m$$

pag (424)

COST IPOTESI

$P_u \sim m$. cioè basta far salire m
e salire la P_u .

quindi da pagare

$$m = 2m^* \rightarrow P_u = 2P_u^* = 140 \text{ kW}$$

invece questo motore aveva: c^* d^* e $V^* = 95 \text{ l}$

Adesso questo motore avrà: $c \sim \frac{1}{m}$ $d \sim \frac{1}{m}$ $V \sim \frac{1}{m^3}$

$$c = \frac{c^*}{2} \quad d = \frac{d^*}{2} \quad V = \frac{V^*}{8}$$

ma $i^* V^* = \text{COST}$ (cioè sempre 2000cc)

431

2) Per fissata P_v , come si può far scendere il prodotto $i \cdot V$?

$$P_v = \frac{P_{me}}{m} \cdot i \cdot V \cdot m = \text{cost}$$

Si aumenta (m) e scende la Cilindrata

$$i \cdot V \sim \frac{1}{m}$$

a parità di P_v , se raddoppio la m si dimezza la cilindrata.

Es. $m = 2m^*$ raddoppio la velocità

$$i \cdot V = \frac{i^* \cdot V^*}{2} = 1000 \text{ cc}$$

$$c = \frac{c^*}{2}$$

$$d = \frac{d^*}{2}$$

$$V = \frac{V^*}{8}$$

$$i = i^* \cdot 4 = 16$$

$$i = i^* \cdot \left(\frac{m}{m^*}\right)^2$$

Analiticamente

$$i \cdot V \sim \frac{1}{m}$$

$$\frac{i \cdot V}{i^* \cdot V^*} = \frac{m^*}{m}$$

$$\left(V = V^* \left(\frac{m^*}{m}\right)^3\right)$$

$$i \cdot V = i^* \cdot V^* \frac{m^*}{m}$$

$$i \cdot V^* \left(\frac{m^*}{m}\right)^3 = i^* \cdot V^* \left(\frac{m^*}{m}\right)$$

$$i = i^* \left(\frac{m}{m^*}\right)^2 \rightarrow i = i^* \left(\frac{2m^*}{m^*}\right)^2 \rightarrow i = i^* \cdot 4 = 16$$

Fine

633

$$P_U = \eta_o \dot{m}_v (i_o - i_k) = 0,97 \cdot 27,77 \cdot (3424 - 2763) = 17,82 \text{ MW}$$

$$100 \text{ t/h} \Rightarrow 100 \cdot \frac{1000}{3600} = \frac{100 \cdot 1000}{3600} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 27,77 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

\dot{m}_b ?

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_v \cdot Q_1 = \dot{m}_v (i_o - i_{l1}) = 27,77 (3424 - 793) =$$

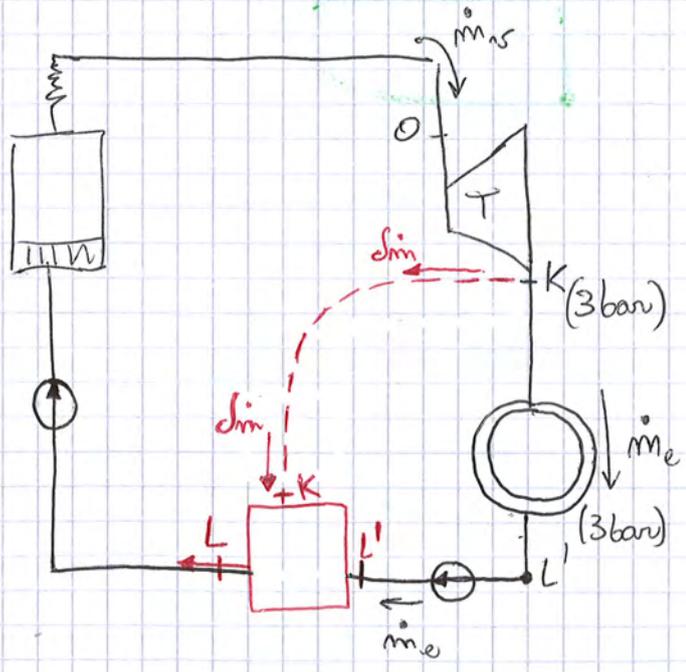
$$i_{l1} = 793 \text{ kJ/kg Mollier}$$

86,97 MW

(ERRATO)

$$\eta_b = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_b H_i} \rightarrow \dot{m}_b = \frac{\dot{Q}_1}{\eta_b H_i} = 2,56 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

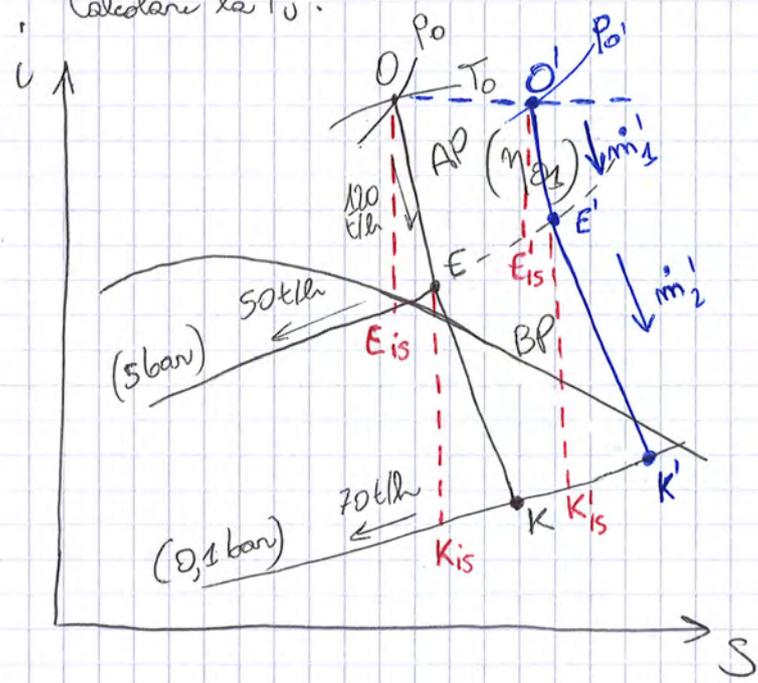
2° parte:



Es 1) Es 7

Impianto a recupero PARZIALE (vapore)

2° parte: si limita il vapore a monte della AP fino alla $P_{01} = 40 \text{ bar}$,
 E' reimpia alla stessa pressione di E (xkto l'utenza vuole $p = \text{cost}$)
 e poi le turbine rimangono critiche $m \sim \sqrt{\frac{P_0^0}{v_0^0}}$
 Calcolare la P_{01} .



la portata estratta
 $\neq \text{cost!}$
 Cambia! non:
 $m_1' - m_2'$

$$\begin{cases} i_0 = 3428 \text{ KJ/kg} & \text{dal Mollier} \\ i_{Eis} = 2780 \text{ KJ/kg} & \text{" "} \end{cases}$$

$$\rightarrow i_E = i_0 - \eta_{\theta 1} (i_0 - i_{Eis}) = 2910 \text{ KJ/kg}$$

$$\begin{cases} i_{Kis} = 2280 \text{ KJ/kg} & \text{dal Mollier} \\ i_K = i_E - \eta_{\theta 2} (i_E - i_{Kis}) = 2393 \text{ KJ/kg} \end{cases}$$

437

$$i_0' = i_0 = 3428 \text{ KJ/Kg}$$

$$i_{E'} = i_0' - \eta_{01} (i_0' - i_{E'is}) = 2977 \text{ KJ/Kg}$$

$$v_{E'} = 0,465 \text{ m}^3/\text{Kg} \text{ dal Mollier}$$

$$i_{K'is} = 2320 \text{ KJ/Kg} \text{ dal Mollier}$$

$$i_{K'} = i_{E'} - \eta_{02} (i_{E'} - i_{K'is}) = 2438 \text{ KJ/Kg}$$

da E' si scende fino alla p_K e si legge i_{K'is}

$$\dot{m}_2^* \sim \sqrt{\frac{p_{E'}}{v_{E'}^0}}$$

$$\dot{m}_2' \sim \sqrt{\frac{p_{E'}}{v_{E'}^0}}$$

$p_{E'} = p_E$ (imposto dal testo dell'esercizio)

$$\dot{m}_2' = \dot{m}_2^* \sqrt{\frac{v_{E'}^0}{v_{E'}^0}} = 67,3 \text{ t/h}$$

$$\dot{m}_E^* = 120 - 70 = 50 \text{ t/h}$$

$$\dot{m}_{E'} = 80 - 67,3 = 12,7 \text{ t/h}$$

La portata estratta è diminuita

$$P_U' = \eta_0 \left[\dot{m}_2' (i_0' - i_{E'}) + \dot{m}_2' (i_{E'} - i_{K'}) \right] = 19,5 \text{ MW}$$

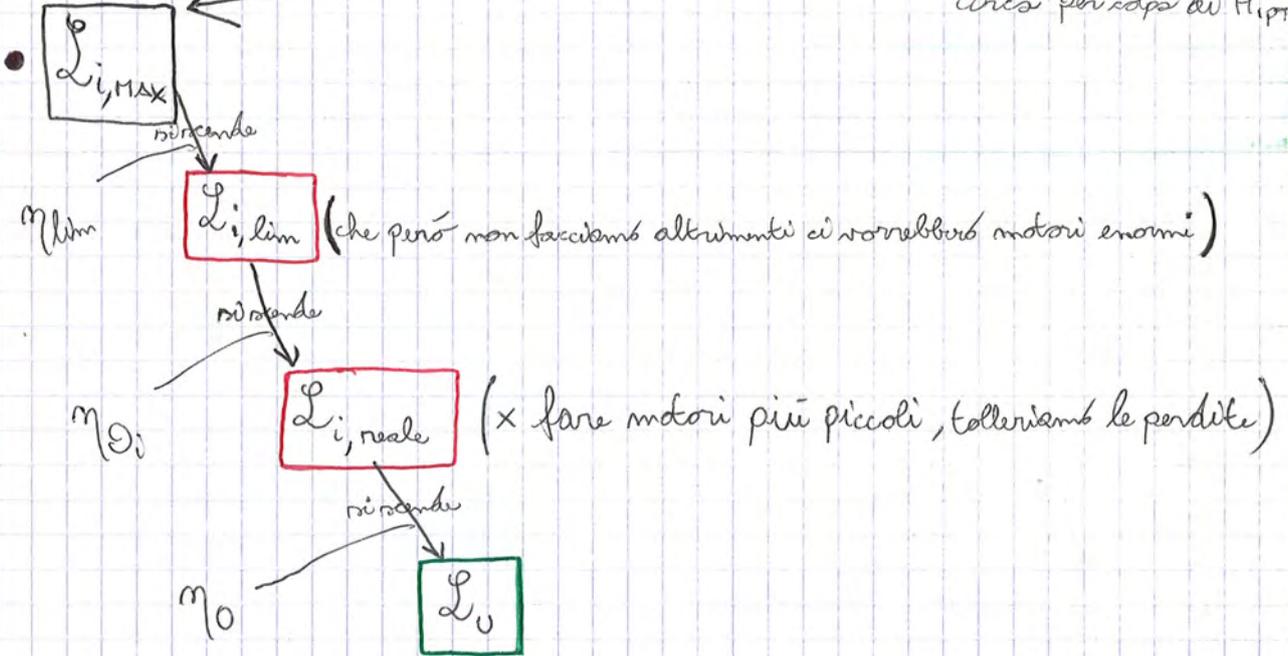
in Kg/s!! in Kg/s!!

Fine

ANALISI DEI RENDIMENTI

Da una motoria m_b H_{ipr0} , si può avere un $L_{i,MAX} \cong m_b H_{ipr0}$

↓
circa per colpa di H_{ipr0}



$$\eta_{lim} = \frac{L_{i,lim}}{L_{i,MAX}} \sim 0,95 \quad \underline{\text{RENDIMENTO LIMITE}}$$

$$\eta_{\theta i} = \frac{L_{i,reale}}{L_{i,lim}}$$

$$\eta_0 = \frac{L_u}{L_{i,reale}} = 1 - \frac{P_v}{P_i} \quad \underline{\text{RENDIMENTO ORGANICO}}$$

441

$$\eta_{lim} = \frac{L_{i,lim}}{L_{i,max}} \quad \sim 0,5$$

← NON SI RIESCE A SFRUTTARE TUTTO IL m_p Hipto

CAUSE:

1) Il tipo di ciclo limite che scegliamo (OTTO o DIESEL?)

2) Proprietà del fluido (fisiche e chimiche)

→ $C_p = C_p(T)$ e $C_v = C_v(T)$

→ $C'_p = C'_p(T)$ e $C'_v = C'_v(T)$

← combustione gas combusti

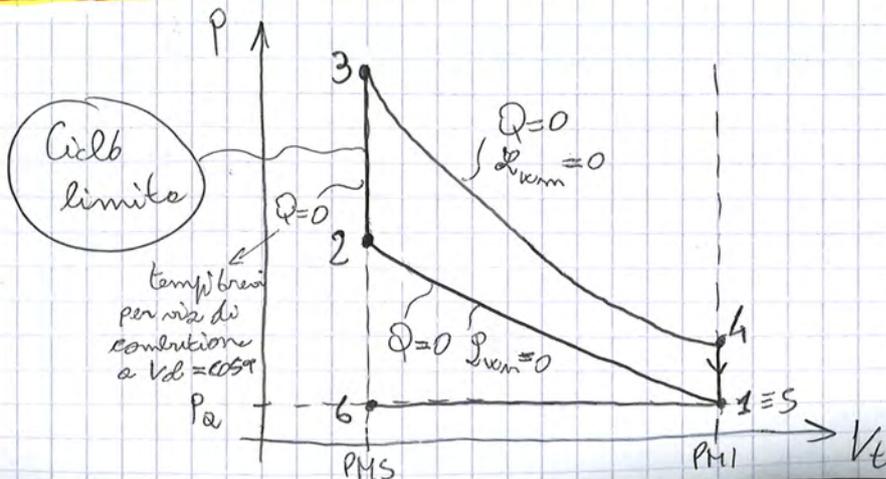
→ $R \rightarrow R'$

3) $\epsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}}$ RAPPORTO DI COMPRESSIONE

4) DISSOCIAZIONE (1850K)

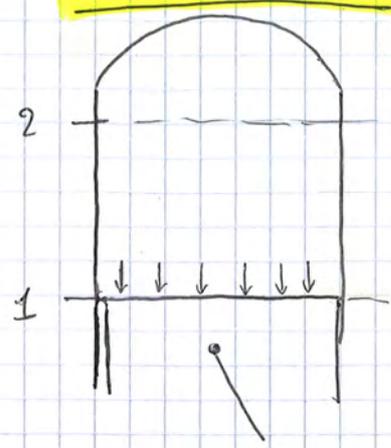
« Congelamento delle reazioni » Prof. Fenard

CALCOLO DI η_{lim} PER MOTORI OTTO (esatto) $\alpha \geq \alpha_{ST}$



443

COMPRESSIONE 1:2



mass. motrici

1° PR-TERMO → Lagrangiana (Sostanziale)

$$Q = L_{fs} + \underbrace{\Delta U_t + \Delta U_{ch}}_{\Delta U^*} + \Delta E_{c,w,gr}$$

da 1:2 :

$$\begin{cases} \Delta U_{ch} = 0 \\ Q = 0 \\ \Delta E_{c,w,gr} = 0 \end{cases}$$

$$0 = L_{fs,1,2} + \Delta U_{t,1,2}$$

$$L_{fs,1,2} = -\Delta U_{t,1,2}$$

($C_{v,medie}$)

$$L_{fs,1,2} = -C_{vm} (T_2 - T_1)$$

(1) $L_{fs,1,2} = C_{vm} (T_1 - T_2) < 0!$ giusto

CALCOLO DI η_{lim} PER MOTORI OTTO (semplificato) $\alpha \geq \alpha_{ST}$

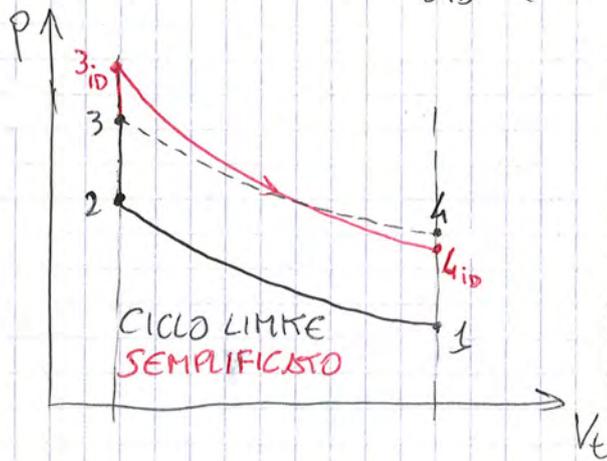
Approssimazioni:

1) $C_v = \text{cost}$
(reagenti)

$C'_v = \text{cost}$
(prodotti) = no $f(T)$

2) Comb ideale: 2-3 combustione completa del carburante ^{NO DISSOCIAZIONE}
(nel ciclo limite non accade)

da cui calcolerò una $T_{3id} (> T_{3(nob)})$ (o meglio, accade ma alla fine in 4.)



↳ la T_3 è ^{con} dissociazione. la dissociazione abbassa la temp.

*NOTE: non dimenticato ma l'andamento è quello.

Quindi:

$$\eta_{lim} = \frac{\text{Effetto Utile}}{\text{Spesa}} = \frac{L_{fs3,4} + L_{fs4,2}}{m_b \text{ Hipro}}$$

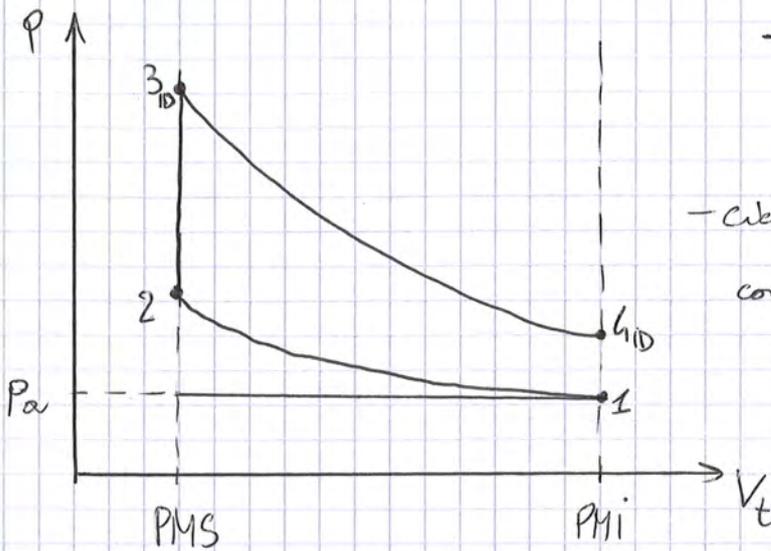
$$\eta_{lim} = \frac{L_{fs3,4} + L_{fs4,2}}{\frac{1}{1+\alpha+\alpha'} \text{ Hipro}}$$

$$\eta_{lim} \cong \frac{C'_v (T_{3id} - T_{4id}) - C_v (T_2 - T_1)}{\text{Hipro} (1+\alpha+\alpha')}$$

- ~ perché:
- 1) C_v e $C'_v = \text{cost}(T)$
 - 2) NO DISSOCIAZIONE

$\text{Hipro} \cong \text{HivT}_2$ un'altra approssimazione!
Errore ~1%

LEZ 33.1 (447)



Ciclo limite "SEMPLIFICATO"

- ciclo aperto, isolato termicamente, combustione interna

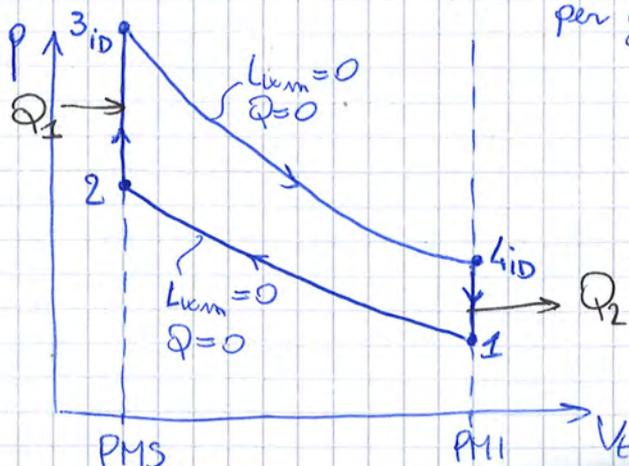
$$\eta_{lim} \approx \frac{C'_v (T_{3id} - T_2) - C'_v (T_{4id} - T_1)}{C'_v (T_{3id} - T_2)}$$

Interpretazione di quel rendimento?



è il rendimento approssimato di quel ciclo limite "semplificato"?

↓ ↓ ↓
CICLO AUSILIARIO



Si pensa di prendere 1 kg di gas combusti (4id) e di farli fare un ciclo chiuso passando per gli stessi punti del ciclo limite semplificato

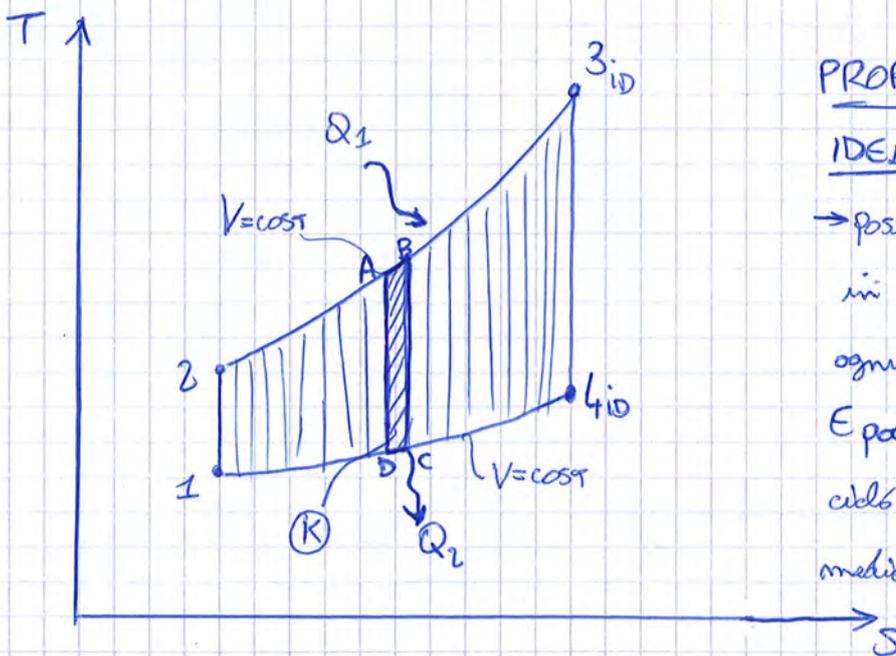
$$\begin{cases} Q_1 = C'_v (T_{3id} - T_2) \\ Q_2 = C'_v (T_{4id} - T_1) \end{cases}$$

- fornendo però calore Q_1 (x kg non ci sarebbe combustione)
- e cedendo calore Q_2

Perché introdurre questo ciclo ausiliario?



perché è un ciclo ideale chiuso, possiamo usufruire di tutte le prerogative dei cicli ideali ...
 ... alla fine farò tutti i calcoli su questo ciclo ausiliario

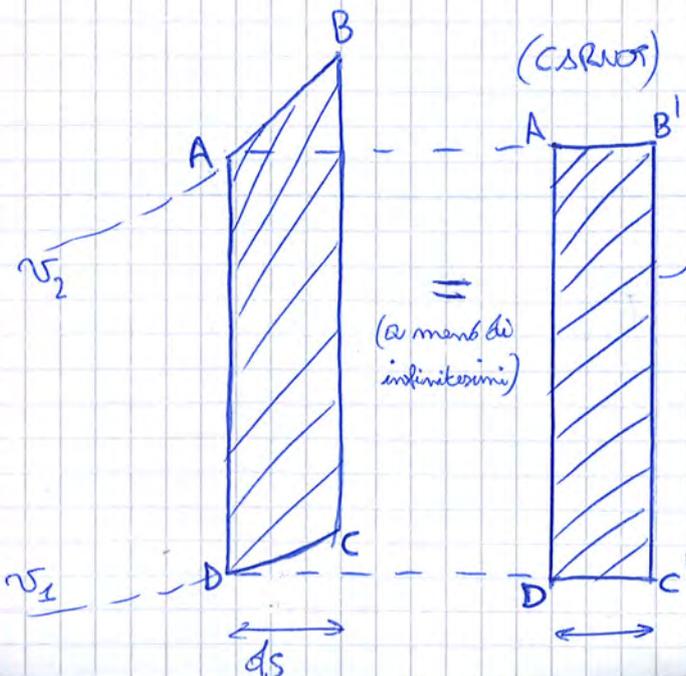


PROPRIETÀ del ciclo

IDENDE:

→ posso suddividere il ciclo in tanti cicli elementari ognuno col proprio rendim. E poi calcolare il η del ciclo complessivo come media pesata dei singoli

rendimenti elementari
(pag 188)



CARNOT

$$\eta_K = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = 1 - \frac{T_D}{T_A}$$

allora posso scrivere:

$$\frac{T_A}{T_D} = \left(\frac{\gamma_D}{\gamma_A}\right)^{K-1} \quad (T \cdot V)^{K-1} = \text{cost}$$

$$\frac{T_A}{T_D} = \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2}\right)^{K-1}$$

Oppure un altro metodo
+ analitico

$$\eta_{lim} \approx \eta_a = \frac{C_v(T_{3id} - T_2) - C_v(T_{4id} - T_1)}{C_v(T_{3id} - T_2)}$$

$$\eta_{lim} \approx \eta_a = 1 - \frac{(T_{4id} - T_1)}{(T_{3id} - T_2)}$$

$$= 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{\left(\frac{T_{4id}}{T_2} - 1\right)}{\left(\frac{T_{3id}}{T_2} - 1\right)}$$

= 1 (per ciclo ideale chiuso, da linee 2a2 dello stato tipo $T_1 T_{3id} = T_2 T_{4id}$)

$$\eta_{lim} \approx \eta_a = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\eta_{lim} \approx \eta_a = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

per $\alpha \geq \alpha_{st}$

$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}$
 $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$
 $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_{MIN}}{V_{MAX}}\right)^{k-1}$
 $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{1}{\epsilon}\right)^{k-1}$

CALCOLO DI η_{lim} PER MOTORI OTTO (semplificato) $\alpha \leq \alpha_{ST}$

Approssimazioni:

1) $C_v = \text{cost}$
(reagenti)

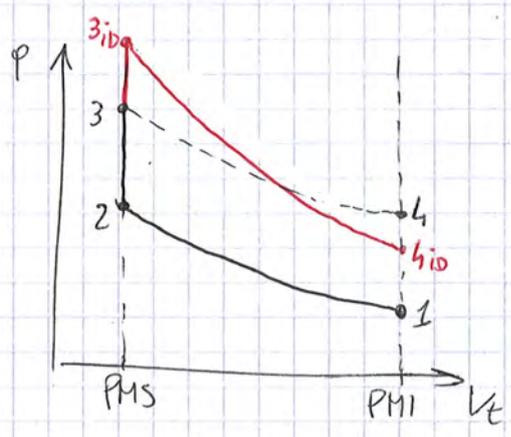
$C'_v = \text{cost}$
(prodotti)

= no $f(T)$

$C_v \cong C'_v$

2) $\eta_{ipr0} \cong \eta_{ivr2}$

3) **DISSOCIAZIONE NULLA**



$$\eta_{lim} \cong \frac{C'_v (T_{3id} - T_2) - C'_v (T_{4id} - T_1)}{\frac{\alpha_{ST}}{\alpha} C'_v (T_{3id} - T_2)}$$

SEMPLIFICATO

$\alpha \leq \alpha_{ST}$

OTTO

$$\eta_{lim} \cong \frac{\alpha}{\alpha_{ST}} \frac{C'_v (T_{3id} - T_2) - C'_v (T_{4id} - T_1)}{C'_v (T_{3id} - T_2)}$$

Ecco, ora tu -introduco un CICLO AUSILIARIO:

$$\eta_a = \frac{C'_v (T_{3id} - T_2) - C'_v (T_{4id} - T_1)}{C'_v (T_{3id} - T_2)}$$

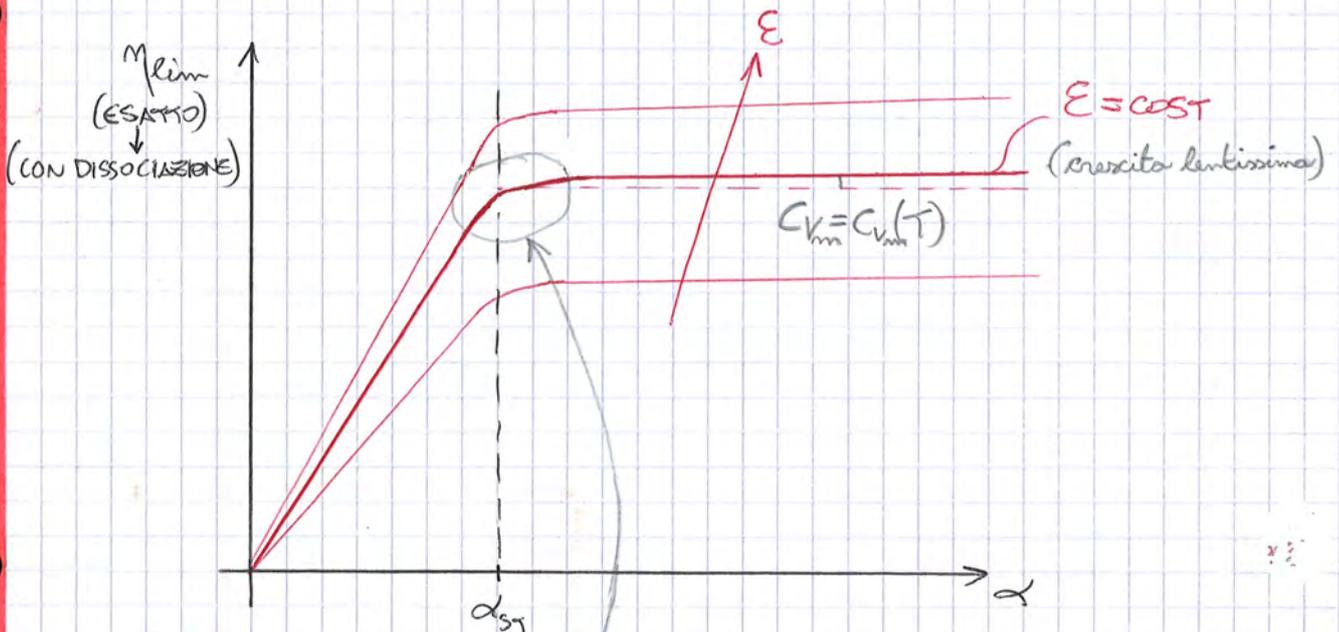
$\eta_{lim} \cong \frac{\alpha}{\alpha_{ST}} \eta_a$

COMMENTO: nel campo di miscela ricca $\alpha \leq \alpha_{ST}$, il η_{lim} è UNA FRAZIONE del rendim. ausiliario

Ora ci chiediamo: ma quanto sono "precisi" quei diagrammi?

Teniamo presente che nella realtà i C_v sono diversi tra reagenti e prodotti, sono diversi in $f(T)$, e poi c'è DISSOCIAZIONE!

allora qualcuno ha fatto i calcoli esatti e i diagrammi corrispondenti sono questi:



EFFETTO DELLA DISSOCIAZIONE

COME SI CALCOLANO QUELLE CURVE:

SE $\alpha < \alpha_{ST}$

$$\left(\frac{\alpha}{\alpha_{ST}}\right) \frac{H_{ipT_2}}{1 + \alpha + \alpha'} = C'_{vm} (T_3 - T_2) + K (T_3 - T_2)^2$$

SE $\alpha > \alpha_{ST}$

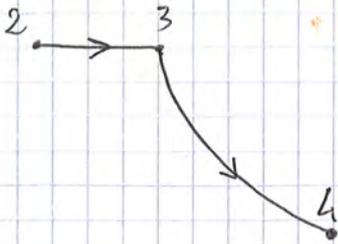
$$\left(\frac{\alpha}{\alpha_{ST}}\right) \frac{H_{ipT_2}}{1 + \alpha + \alpha'} = C'_{vm} (T_{3id} - T_2)$$

T_{3id}
(NO DISSOCIAZIONE)
 T_{3REALE}
(DISSOCIAZIONE)
1850K

PS: sotto i 1850K le curve coincidono perché non c'è α DISSOCIAZIONE POSSIBILE

(457)

ESPANSIONE 2-3 + 3-4



$$L_{fs,2,3} = p_2 (v_3 - v_2) \quad (3)$$

$$L_{fs,3,4} = C'_{vm} (T_3 - T_4) - \Delta U_{ch,3,4} \quad (4)$$

ΔU_{ch}
 < 0
 > 0

ΔU_{ch}
 c'è SOLO
 IN CONDIZIONI
 DI DISSOCIAZIONE
 ($T > 1850K$)

$$\eta_{lim}^{ESAPPO} = \frac{L_{fs,1,2} + L_{fs,2,3} + L_{fs,3,4}}{\frac{1}{1+\alpha'} H_{ipTO}}$$

ESAPPO
 $\alpha \geq \alpha_{ST}$
DIESEL

m_b (1kg di miscela)

CALCOLO DI η_{lim} PER MOTORI DIESEL (Semplificato) $\alpha \geq \alpha_{ST}$

Approssimazioni:

1) $C_p = \text{cost}$
 (reagenti)

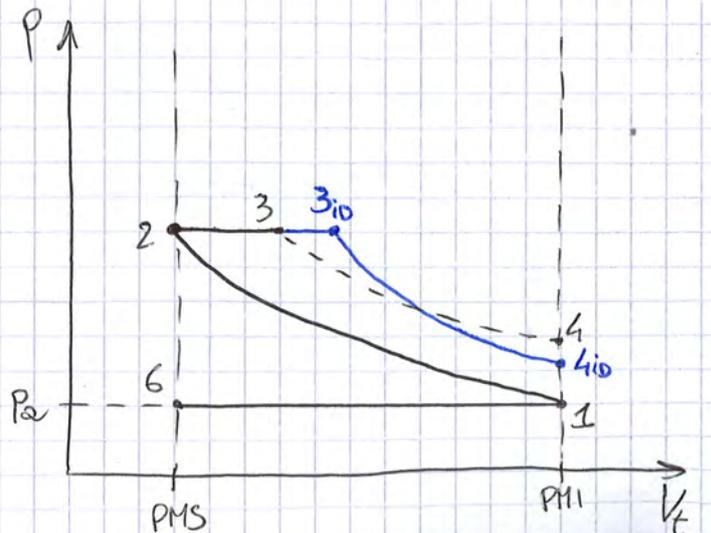
$C'_p = \text{cost}$
 (prodotti)

$= m_0 f(\tau)$

$C_p \cong C'_p$ $C_v \cong C'_v$

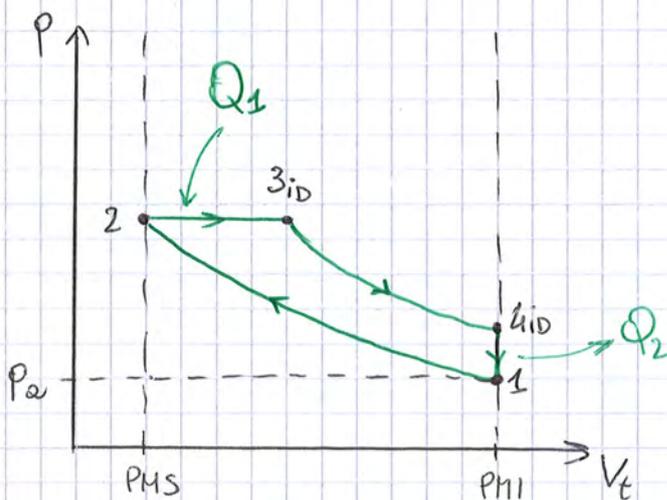
2) $H_{ipTO} \cong H_{ipT2}$

3) **DISSOCIAZIONE NULLA**



Adesso ancora è di aiuto il CICLO AUSILIARIO:

Si prende 1 kg di gas combusti, e li si fa percorrere un ciclo chiuso passando per gli stessi punti del ciclo limite semplificato (ideale)



$$Q_1 = C_p'(T_{3id} - T_2) \text{ fornito}$$

$$Q_2 = C_v'(T_{4id} - T_1) \text{ ceduto}$$

Due cicli sono forzatamente diversi perché:

}	η_{lim}	- COMBUSTIONE SÌ	- COMBUSTIONE NO	}	η_a
		- CALORI NO	- CALORI SÌ		
		- CICLO APERTO	- CICLO CHIUSO (e ideale)		

Però numericamente i due η sono uguali:

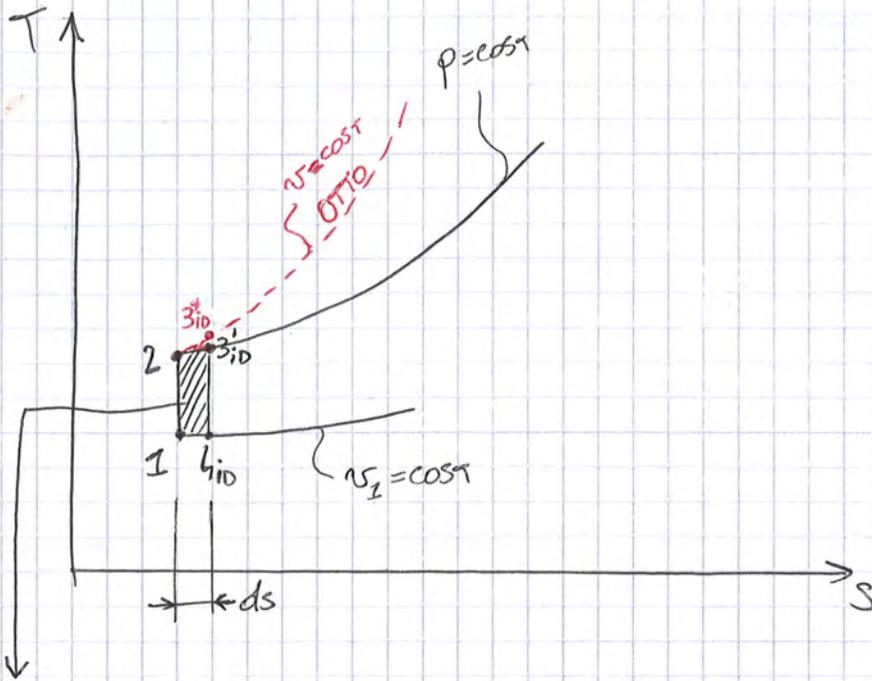
$$\eta_a = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

$$\eta_a = \frac{C_p'(T_{3id} - T_2) - C_v'(T_{4id} - T_1)}{C_p'(T_{3id} - T_2)} = \eta_{lim}$$

$$\eta_a = \eta_{lim}$$

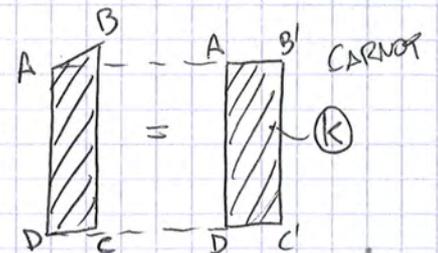
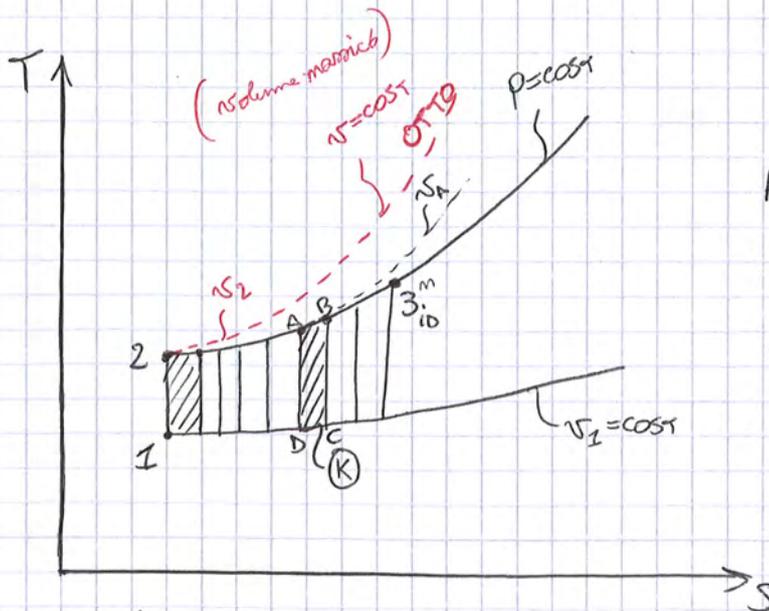
461

Graphics T-s per gli OTTO a pag 469



$$(\alpha \geq \alpha_{st}) \quad \eta_{lim,1}^{DIESEL} \cong 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \underbrace{f(\tau')}_{=1} = \eta_{lim}^{OTTO} \quad \text{pag 454}$$

Già, per $\tau' \rightarrow 1$ nel diesel, $\eta_{lim}^{DIESEL} \cong \eta_{lim}^{OTTO}$ perche' vedi grafico:
 a mano di infinitesimi, il ciclo infinitesimo diesel $\bar{v} = \alpha$ quello OTTO (3_{10}^*).



$$\eta_{lim,1} \cong 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

$$\eta_{lim,k} = 1 - \frac{T_{MIN}}{T_{MAX}} = 1 - \frac{T_D}{T_A} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{v_D}{v_A}\right)^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\epsilon_k^{k-1}} < \eta_{lim,1}$$

STOP!

$\left. \begin{array}{l} \rightarrow v_D = v_1 \\ \rightarrow v_A > v_2 \end{array} \right\} \epsilon_k = \frac{v_D}{v_A} < \epsilon_1$

Scegliamo di fare il confronto a **parità di calore fornito**:

(463)

$$((Q_{1Q}^O = Q_{1Q}^D))$$

$$E = \text{cost}$$

l'eq. di combustione ^{OTTO} ricorda \bar{e} : $\frac{H_{ipVT_2}}{1+\alpha+\alpha'} = C'_V (T_{3iD}^O - T_2) \rightarrow = Q_{1,Q}^O$

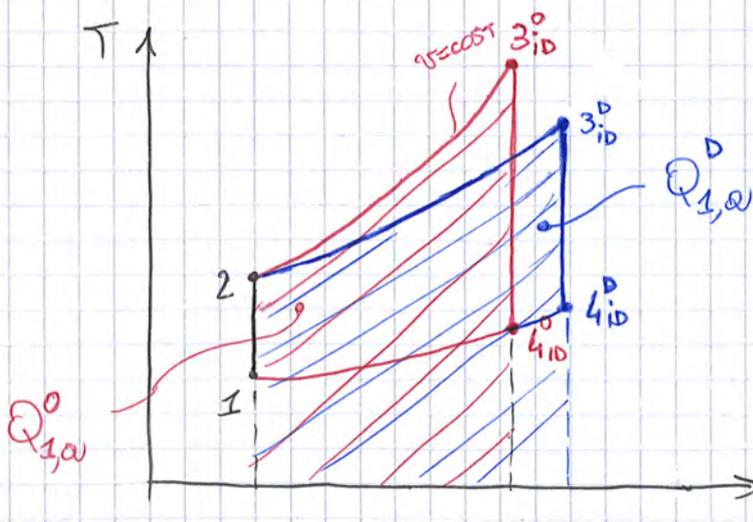
l'eq. di combustione ^{DIESEL} ricorda \bar{e} : $\frac{H_{ipVT_2}}{1+\alpha+\alpha'} = C'_p (T_{3iD}^D - T_2) \rightarrow = Q_{1,Q}^D$

poiché a parità di calore fornito, sto usando la stessa densità α

$$Q_{1,Q}^O = Q_{1,Q}^D \Rightarrow \alpha^O = \alpha^D$$

Si sta immettendo la stessa quantità di carburante

andremo a vedere quanto lavoro sarà erogato dai due motori



$$\rightarrow Q_{1,Q}^O = Q_{1,Q}^D$$

Ora vediamo qual è quello con il Q_2 più piccolo:

$$\text{OTTO: } Q_{2,Q}^O$$

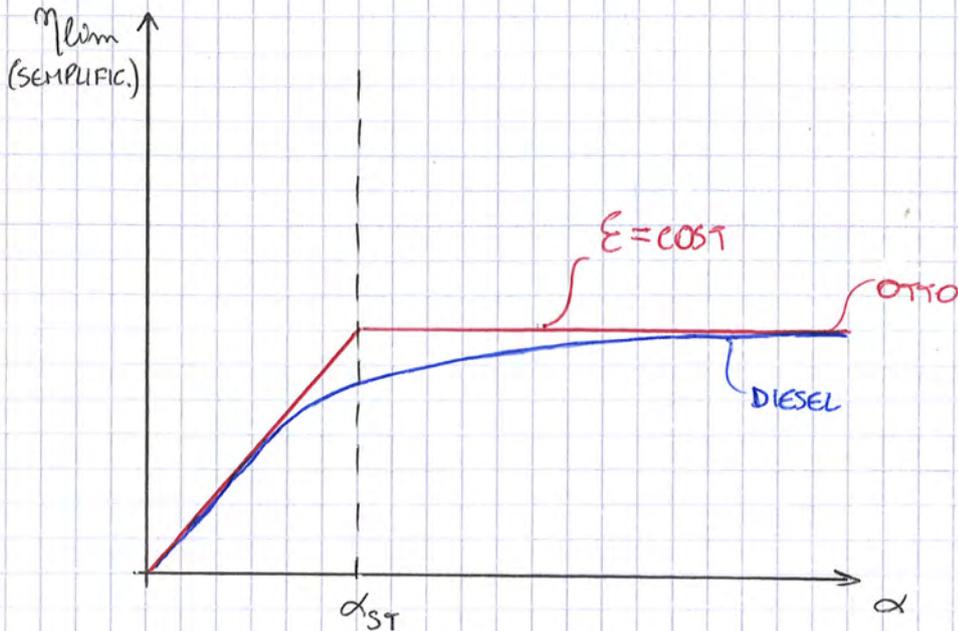
$$L_i = Q_1 - Q_2$$

$$\eta_{lim}^O > \eta_{lim}^D$$

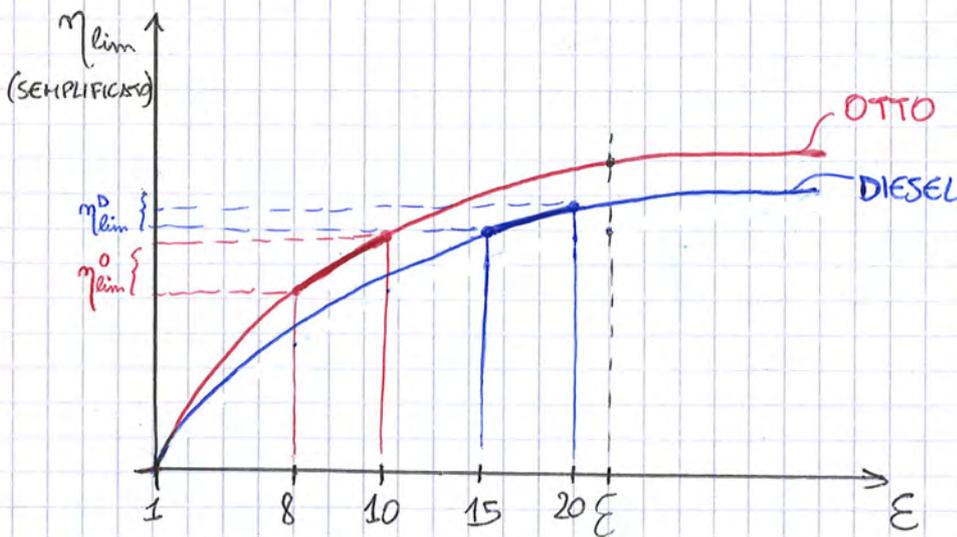
(E = cost)

$$\text{OTTO } L_i > L_i \text{ DIESEL}$$

DIAGRAMMI (Diagrammi OTTO pag 454)



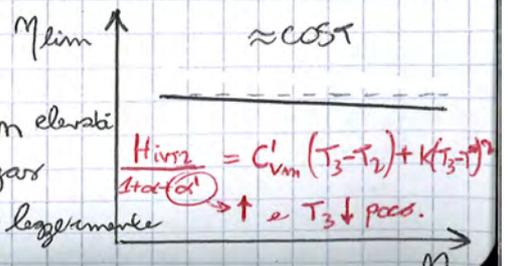
per $\alpha \rightarrow \infty$ il $\eta_{lim}^D = \eta_{lim}^O$



Eccò che il Diesel ha rendimento più alto perché può permettersi di arrivare a ϵ più alti dell'OTTO.

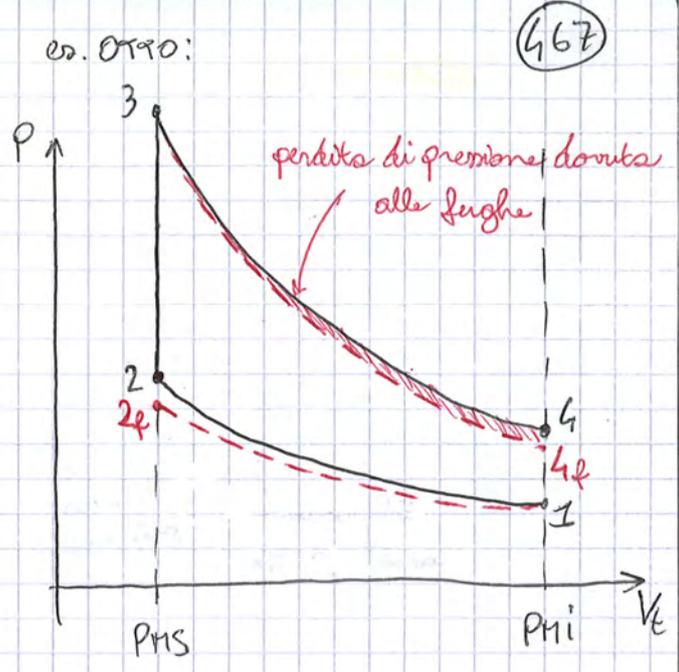
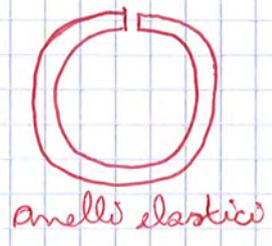
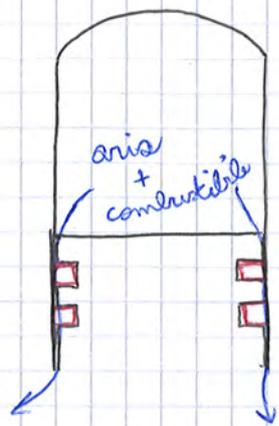
LE336-1!! minuto 2:00.
 È pressoché indipendente da M .

C'è solo una leggera dipendenza in 3° approssimazione: a m elevati α è $f(m) \rightarrow$ cioè a m elevati abbiamo più gas residui combusti... ed essi fanno diminuire leggermente η_{lim}



3

FUGHE



In più, le fughe sono più grandi a bassa o ad alta velocità?

(a bassa velocità
le fughe sono più
grandi perché c'è
"più" tempo:

in prima approssimazione: $m_f \propto \frac{1}{n}$ massa fughe raddoppiando n,
diminuiscono le fughe

I motori usurai si vedono a bassi regimi, non ad alti.

Fine

→ se $\eta_{ci} \approx 0,8$ abbiamo indovinato H^* . Altrimenti per

tentativi si cerca H^* .

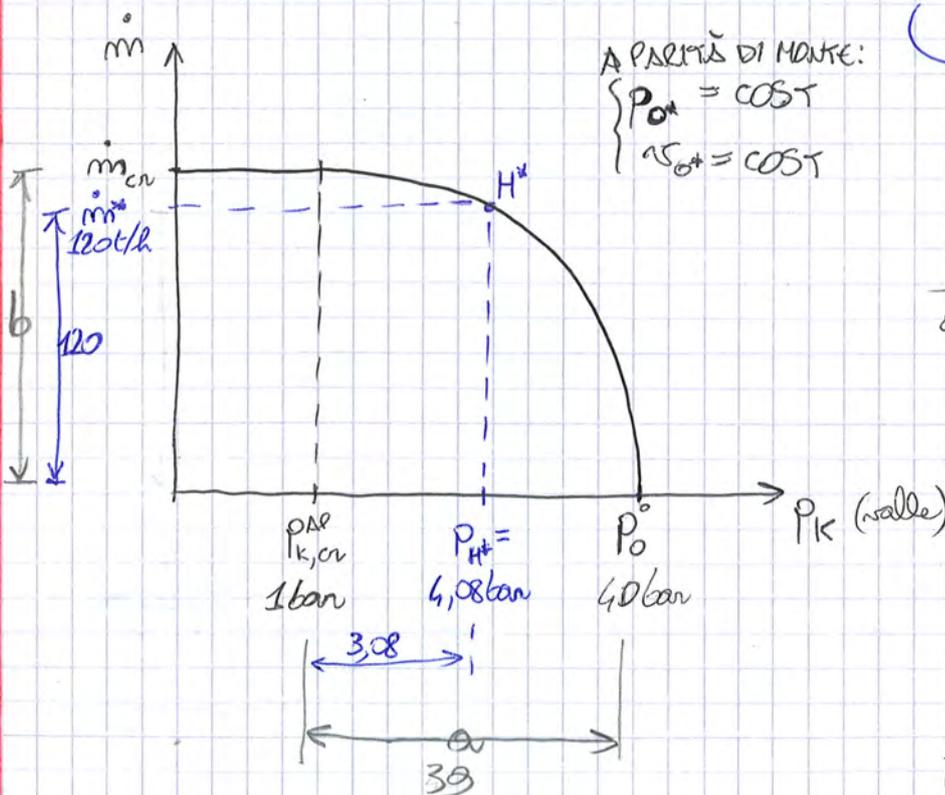
Quando l'arresto trovato rispetta la p_c .

$$\eta_{ci} = \frac{i_0^* - i_{H^*}}{i_0^* - i_{H_{1,iso}^*}}$$

$i_{H_{1,iso}^*} = 2691 \text{ kJ/kg}$ $p_c = 4,08 \text{ bar}$ ($p_{K,CR}^{AP} = 1 \text{ bar}$)
 $i_{H^*} = i_0^* - \eta_{ci} (i_0^* - i_{H_{1,iso}^*}) = 2796 \text{ kJ/kg}$ → TURBINA AP SUBCRITICA

$v_{H^*} = 0,487 \text{ m}^3/\text{kg}$!!! IMPORTANTI x la portata della BP.

Calcolare la nuova m quando con potenziando il generatore.
 ((OCCHIO CHE LA T. AP NON È CRITICA))



A PARTIRÀ DI MONTE:
 $\begin{cases} p_0^* = \text{COST} \\ v_0^* = \text{COST} \end{cases}$

→ ELLISSE x calcolare la portata

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$

$$\frac{y^2}{b^2} = 1 - \frac{x^2}{a^2}$$

$$\frac{b^2}{y^2} = \frac{1}{1 - \frac{x^2}{a^2}}$$

$$b = y \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{x^2}{a^2}}}$$

(471)

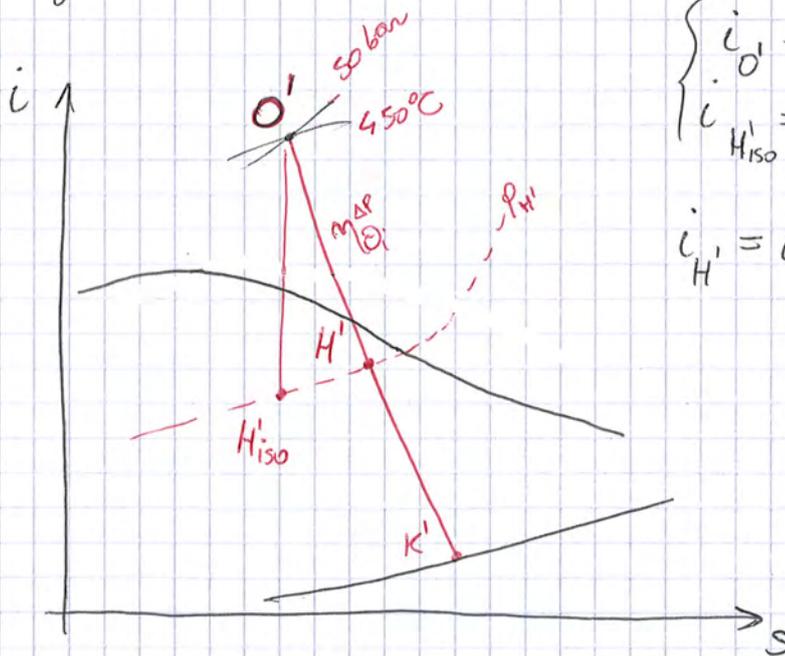
$$\frac{\dot{m}'_{cv}}{\dot{m}^*_{cv}} = \frac{p_0^{i0}}{p_0^{*i0}} \sqrt{\frac{p_0^{*i0} v_0^{*i0}}{p_0^{i0} v_0^{i0}}} \rightarrow 144,9 \text{ t/h} = \dot{m}'_{cv}$$

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$

$$y = b \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} = 143,9 \text{ t/h} \quad \begin{cases} x^2 = 2,83^2 \\ a^2 = 48,75^2 \\ b = 144,9 \end{cases}$$

$$\dot{m}'_{AP} = 143,9 \text{ t/h}$$

Nuovo diagramma:



$$\begin{cases} i_{O'} = 3318 \text{ kJ/kg (da Mollier)} \\ i_{H'iso} = 2711 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

$$i_{H'} = i_{O'} - m_{a_i} (i_{O'} - i_{H'iso}) = 2832 \text{ kJ/kg}$$

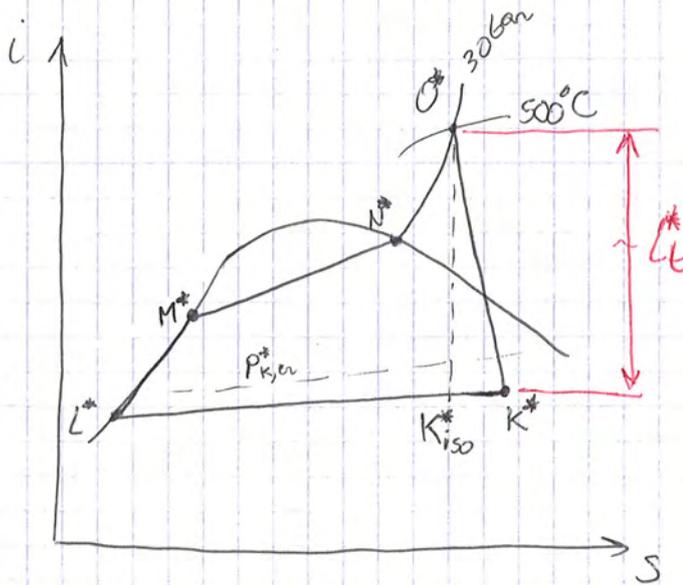
$$v_{H'} = 0,508 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ !!!}$$

Da Mollier

$$\frac{\dot{m}'_{BP}}{\dot{m}^*_{BP}} = \frac{p_{H'}^0}{p_{H^*}^0} \sqrt{\frac{p_{H^*}^0 v_{H^*}^0}{p_{H'}^0 v_{H'}^0}} = \sqrt{\frac{v_{H^*}^0}{v_{H'}^0}} = \sqrt{\frac{0,487}{0,508}} = 0,979$$

$$\dot{m}'_{BP} = 0,979 \cdot 50 = 49 \text{ t/h}$$

(473)



$$O^* \Rightarrow 30 \text{ bar}, 500^\circ\text{C}$$

$$\eta_{\partial i} = \dots$$

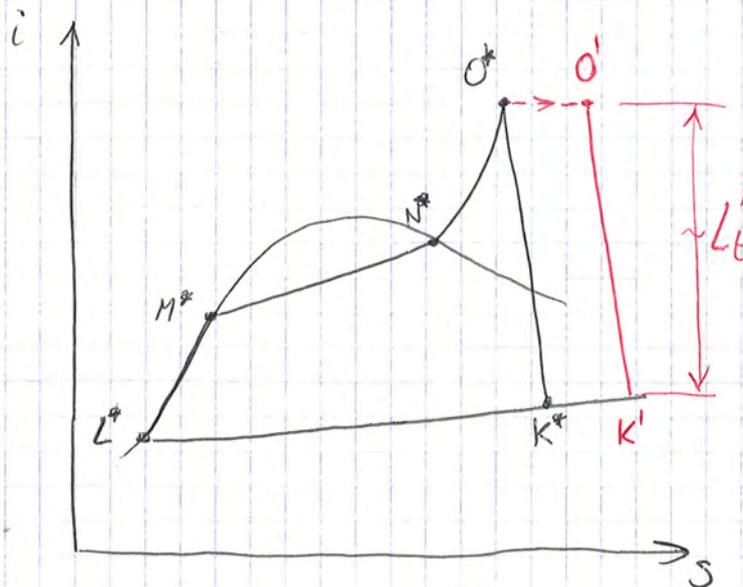
$$\left. \begin{aligned} P_{K^*} &= 10 \text{ kPa} \\ P_{K'u}^* &= 30 \text{ kPa} \end{aligned} \right\} \text{CRITICA}$$

$$\dot{m}_b = 20 \text{ t/h}$$

$$P_u^* = \dot{m}_{u5} \cdot L_t^*$$

$$\left[\dot{m}_b \overset{20 \text{ t/h}}{\dot{m}_b^*} \cdot H_{\text{ipro}} = \dot{m}_{u5}^* (i_{O^*} - i_{L^*}) \right] \Rightarrow \dot{m}_{u5}^* =$$

Ora, si dice che per laminazione si riduce \dot{m}_b da 20 a 15 t/h.
 Il ciclo diventa:



$$\dot{m}_b = \text{cost}$$

$$\eta_{\partial i} = \text{cost}$$

$$O^* = \text{cost} \text{ le condiz. al generatore}$$

$$P_{K'} = \text{cost} = P_{K^*}$$

$$? = P_u'$$

(475)

Inizialmente $\beta_{cr} = \frac{30}{0,3} = 100$

Dopo laminazione $\beta_{cr} = \cos \alpha \cdot 100 = \frac{22,5}{\rho'_{k,cr}} \rightarrow \rho'_{k,cr} = \frac{22,5}{100} = 0,225 \text{ km}^2$
 (22,5 kPa)

INIZIALMENTE	DOPO LAMINAZ
$\rho_{k,cr}^* = 30 \text{ kPa}$	$\rho'_{k,cr} = 22,5 \text{ kPa}$
$\rho_{k^*} = 10 \text{ kPa}$	$\rho'_k = \rho_{k^*} = 10 \text{ kPa}$
CRITICA	<u>CRITICA</u>

RIMANE CRITICA.
 IPOTESI CONFERMATA.
 (altrimenti → ELLISSE)

$\dot{m}'_{15} = 44,9 \text{ kg/s}$

$\eta_b \dot{m}'_b \text{ Hipro} = \dot{m}'_{15} (i_o^* - i_l^*) \rightarrow \dot{m}'_{15} = 44,9 \text{ kg/s}$

$P'_0 = \dots \dots \dots (?)$

RISULTATO $P'_0 = 38,3 \text{ MW}$ ($\eta_o = 0,95$)
 \downarrow
 $P_i = 43 \text{ MW}$



477

Rimangono costanti:

- $\theta^* = \cos \alpha$
- $P_2, P_K = \cos \alpha$
- T all'uscita utilizzata 170°C
- V2 rimane aperta ($\Rightarrow P_{Q^*} = P_{Q'}$)

2° TURBINA \rightarrow ANCORA CRITICA certamente. Perché $P_{Q^*} = P_{Q'}$.

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{m}_2^* &\sim \frac{1}{\sqrt{\gamma_{Q^*}}} \rightarrow 0,326 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ Dal Mollier} \\ \dot{m}_2' &\sim \frac{1}{\sqrt{\gamma_{Q'}}} \rightarrow 0,298 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ Dal Mollier} \end{aligned} \right.$$

$$\frac{\dot{m}_2'}{\dot{m}_2^*} = \sqrt{\frac{\gamma_{Q^*}}{\gamma_{Q'}}} \Rightarrow \dot{m}_2' = 31,28 \text{ kg/s} \quad 30 \text{ kg/s} \rightarrow 31,28 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_1' = 31,28 + 15,52 = 46,8 \text{ kg/s} \quad 60 \text{ kg/s} \rightarrow 46,8 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2' = \dot{m}_1' - \dot{m}_2^* = 46,8 - 31,28 = 15,52 \text{ kg/s}$$

COMMENTO: per ridurre \dot{m}_1 da 60 a 46,8 dobbiamo laminare con V1.

Il problema è che NON sappiamo a priori se la T1 rimane critica. Allora di primo acchito si ipotizza che rimanga critica e se poi lo caso ci fermeremo, altrimenti ellisse.

$$\rightarrow \frac{\dot{m}_1'}{\dot{m}_1^*} = \frac{P_0'}{P_0^*} \leftarrow \text{laminazione (se resta critica)}$$