Argomento: motore Diesel più riduttore a due alberi

Un motore Diesel a quattro tempi che eroga la potenza di 40 kW alla velocità di rotazione di 1800 giri/min aziona una macchina operatrice ruotante a 230 giri/min tramite due coppie di ruote dentate cilindriche.
Il candidato, dopo aver scelto eseguito un opportuno schema dell'impianto proposto ed avere adeguatamente assunto ogni altro dato occorrente, determini:

1. le caratteristiche costruttive delle due coppie di ruote dentate;
2. il diametro dell'albero di rinvio (trascurando il peso delle masse ruotanti);
3. il numero e le dimensioni dei cilindri del motore Diesel;
4. il prevedibile consumo di combustibile per un periodo di funzionamento pari a 24 ore.

SOLUZIONE

Schema dell'impianto

Il Tema non dà alcuna indicazione sull'architettura della trasmissione, né sull'interasse tra il primo e il terzo albero; si sa solo che il riduttore è accoppiato con una non precisata macchina operatrice. Facciamo alcune assunzioni:

- La macchina operatrice in questione sia un macchinario industriale. Dalla tabella I.90 del *Manuale di Meccanica* imponiamo una durata h = 15 000 h.
- Il motore sia posizionato nella parte bassa del macchinario, circa a livello del pavimento, per facilitare le operazioni di smontaggio / montaggio.
- Il riduttore si sviluppa nel piano verticale; lo schema comprende quindi il motore *M* con l'albero n. 1 su cui è calettato il pignone z_1; sulla sua verticale è posizionato l'albero intermedio n. 2, di seguito denominato AB, su cui sono calettate la corona z_2 che riceve il moto dal pignone z_1 ed il pignone z_3. L'albero AB è semplicemente appoggiato con la corona z_2 in prossimità del vincolo sinistro A ed il pignone z_3 in prossimità del vincolo destro B. Sempre sul piano verticale è posizionato l'albero di uscita n. 3 su cui è calettata la corona z_4 che riceve il moto dal pignone z_3 e che trasmette il moto all'organo utilizzatore *U*. I tre alberi del riduttore sono quindi complanari.
- Il testo non fa menzione di eventuali condizioni di lavoro difficoltose, quali urti, contraccolpi, sovraccarichi, *stop – and – go* più o meno frequenti: di conseguenza si assumerà un fattore di servizio f_s = 1,1.
- Dato che il tema è finalizzato al calcolo strutturale della trasmissione, non si terrà conto delle perdite per attrito nei perni e nelle dentature per cui si assumerà il rendimento di trasmissione unitario, consci del fatto che l'errore che si compie è trascurabile.

Soluzione domanda 1)

Calcoli preparatori

Il riduttore è realizzato con due coppie di ruote dentate cilindriche a denti diritti, realizzate in acciaio da bonifica; viste le condizioni impegnative di lavoro e le frequenze di rotazione piuttosto alte, si ritiene opportuno adottare un acciaio debolmente legato da bonifica, caratterizzato da un buon valore della durezza, adatto per sopportare un funzionamento a fatica prolungato. Le ruote verranno realizzate mediante dentatrice a CNC in grado di offrire un'elevata precisione nel taglio dei profili.

Calcolo della velocità angolare del pignone n. 1 lato motore:

$$\omega_1 = \frac{2\,\pi\,n_1}{60} = \frac{2 \times \pi \times 1800}{60} = 188{,}5\ \frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}}$$

Calcolo del rapporto di trasmissione totale, note le frequenze di rotazione del primo e del terzo albero:

$$i_{tot} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{1800}{230} = 7{,}826$$

Si valuta ora la possibilità di avere entrambi i valori dei due rapporti di trasmissione intermedi uguali; ricordando che il rapporto di trasmissione totale i_{tot} è pari al prodotto dei due rapporti di trasmissione intermedi i_1 e i_2, possiamo imporre:

$$i_1 = i_2 = \sqrt{7{,}826} = 2{,}7975 \cong 2{,}8$$

Si scelgono i numeri di denti; dopo qualche tentativo si trovano due valori comodi da gestire: per il pignone z_1= 30 e per la corona z_2 = 84. Gli stessi valori potranno dunque essere usati anche per il pignone z_3 e per la corona z_4. Dato che i due pignoni sono gemelli, si eseguirà il calcolo del modulo sul pignone n. 3, sicuramente il maggiormente sollecitato.

Calcolo della frequenza di rotazione n_{AB} dell'albero intermedio AB su cui sono montati la corona z_2 e il pignone n. 3, essendo noto il rapporto di trasmissione intermedio:

$$n_{AB} = \frac{n_1}{i_1} = \frac{1800}{2{,}8} = 643\ \frac{\mathrm{giri}}{\mathrm{min}}$$

Calcolo della velocità angolare del suddetto albero intermedio:

$$\omega_{AB} = \frac{2\,\pi\,n_{AB}}{60} = \frac{2 \times \pi \times 643}{60} = 67{,}32\ \frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}}$$

Ora si calcolano i momenti motori agenti sui tre alberi. Il momento motore erogato dal motore:

$$M_1 = \frac{P}{\omega_1} = \frac{40\,000}{188{,}5} = 212{,}2\ \mathrm{N\,m}$$

Il momento motore M_{AB} agente sull'albero intermedio:

$$M_{AB} = M_1 \times\ i_1 = 212{,}2 \times 2{,}8 = 594{,}2\ \mathrm{N\,m} = 594\,200\ \mathrm{N\,mm}$$

Per completezza, calcoliamo anche la frequenza di rotazione n_3 dell'albero di uscita su cui è montata la corona z_4 e il momento motore M_3 uscente dal suddetto albero ed agente sull'utilizzatore, essendo noto il rapporto di trasmissione intermedio:

$$n_3 = \frac{n_{AB}}{i_2} = \frac{643}{2{,}8} \cong 230\ \frac{\mathrm{giri}}{\mathrm{min}}$$

:

$$M_3 = M_{AB} \times\ i_2 = 594{,}2 \times 2{,}8 = 1663{,}7\ \mathrm{N\,m}$$

Calcolo delle ruote dentate
Il dimensionamento della coppia di ruote dentate a denti dritti che costituiscono il riduttore verrà condotto mediante calcolo a usura, seguito dalla verifica a fatica. Il testo non offre indicazioni sul materiale da adottare, per cui si sceglie l'acciaio 42 Cr Mo 4 da bonifica, avente un carico di rottura R_m = 1100 ÷ 1200 N/mm^2: si assume come riferimento il valore intermedio pari a 1150 N/mm^2.

La sua durezza è HV 280, utile per calcolare la pressione ammissibile. Per entrambi gli ingranaggi si conferma la durata *h* = 15 000 in ore (funzionamento per 8 ore su 24, non continuative), desunta dalla **Tabella I.90** "*Valori orientativi delle ore di funzionamento h*" riportata sul *Manuale di Meccanica – Hoepli*; con questo dato si ottiene la pressione ammissibile che vale:

$$p_{amm} = 2{,}45 \frac{HB}{\sqrt[6]{n \times h}} = 2{,}45 \frac{280}{\sqrt[6]{643 \times 15\,000}} = 2{,}45 \frac{280}{14{,}59} = 47{,}02 \frac{\mathrm{daN}}{\mathrm{mm^2}} \cong 470 \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm^2}}$$

Si calcola il coefficiente *C* mediante la formula [**2.36**] del testo, reperibile nel volume 2, UD B2:

$$C = \sqrt[3]{\frac{2\,K_1^2}{z_3^2\;sen\;2\alpha}\left(1 + \frac{z_3}{z_4}\right)} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 378^2}{30^2 \times sen\;40°}\left(1 + \frac{30}{84}\right)} = \sqrt[3]{494 \times 1{,}357} = 8{,}752$$

Tale valore è in linea con quanto ricavabile consultando la **Tabella 2.6** nella UD B2 del Volume 2 di testo: infatti, entrando col numero di denti del pignone z_3 = 30 e col rapporto di trasmissione *i* = 2,75 si legge C = 8,77. Per la prima iterata di calcolo si assume il fattore di velocità f_v pari a 0,55. Si sceglie il fattore di servizio f_s = 1,1; il momento corretto $M_{AB,corr}$ vale:

$$M_{AB,corr} = f_s \times M_{AB} = 1{,}1 \times 594\,200 = 653\,620\ \mathrm{Nmm}$$

Si calcola il modulo mediante la formula [**2.35**] del testo, reperibile nel volume 2, UD B2, assumendo un valore prudenzialmente alto per il coefficiente λ che definisce la lunghezza del dente in base al modulo: λ = 20:

$$m = C \sqrt[3]{\frac{M_{AB,corr}}{f_v\;\;p_{amm}^2\,\lambda}} = 8{,}752 \sqrt[3]{\frac{653\,620}{0{,}55 \times 470^2 \times 20}} = 8{,}752\,\sqrt[3]{0{,}269} = 5{,}65\ \mathrm{mm}$$

Si arrotonda al valore unificato *m* = 6 mm, cui corrisponde sui pignoni il diametro primitivo $d_1 = d_3$ e sulle corone il diametro primitivo $d_2 = d_4$:

$$d_1 = m\,z_1 = 6 \times 30 = 180\ \mathrm{mm}$$
$$d_2 = m\,z_2 = 6 \times 84 = 504\ \mathrm{mm}$$

La velocità periferica v_3 del dente del pignone oggetto del calcolo di progetto, calcolata sul diametro primitivo, vale:

$$v_3 = \omega_{AB} \times \frac{d_3}{2} = 67{,}32 \times \frac{0{,}180}{2} = 6{,}06\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$$

A fronte di questo valore si entra nell'apposita **tabella 2.7** del testo (volume 2, UD B2) alla voce "dentature precise e indurite" (l'acciaio indicato è da bonifica): entrando col valore v_3 = 6,06 m/s e interpolando a sentimento si nota che il valore f_v ad esso corrispondente è inferiore, anche se di poco, al valore prima scelto per la prima iterata. Per prudenza è meglio eseguire una seconda iterata assumendo f_v = 0,54:

$$m = C \sqrt[3]{\frac{M_{AB,corr}}{f_v \; p_{amm}^2 \, \lambda}} = 8{,}752 \sqrt[3]{\frac{653\,620}{0{,}54 \times 470^2 \times 20}} = 8{,}752 \sqrt[3]{0{,}274} = 5{,}7 \text{ mm}$$

Si conferma il valore unificato precedentemente calcolato: *m* = 6 mm.

Si esegue ora la verifica a fatica.
Nelle ipotesi che il riduttore operi regolarmente in entrambi i versi di rotazione e che i sovraccarichi siano trascurabili, si assume il grado di sicurezza g_R = 4 e con esso si calcola la tensione ammissibile a fatica alterna:

$$\sigma_{amf} = \frac{R_m}{3 \, g_R} = \frac{1150}{3 \times 4} = 96 \; \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Noto il valore di v_3 si calcola il coefficiente di maggiorazione dinamica del carico, attribuendo al coefficiente empirico *A* il valore di 5:

$$X_v = \frac{A}{A + v_1} = \frac{5}{5 + 6{,}06} = 0{,}452$$

Si ricava il fattore di Lewis dall'apposito abaco riportato nella **Tabella I.88** *Coefficienti y di Lewis* sul *Manuale di Meccanica – Hoepli*: per *z* = 30 denti si assume *y* = 0,388. Si verifica il modulo a fatica, valutando la tensione di lavoro mediante la formula di Lewis:

$$\sigma_l = \frac{2 \, M_{AB,corr}}{m^3 \times X_v \times z \times \lambda \times y} = \frac{2 \times 653\,620}{6^3 \times 0{,}452 \times 30 \times 20 \times 0{,}388} \cong 57 \; \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Il valore è accettabile in quanto ampiamente inferiore al valore ammissibile a fatica.
La lunghezza del dente:

$$b = \lambda \, m = 20 \times 6 = 120 \; mm$$

Soluzione domanda 2)
Calcolo delle forze scambiate tra i denti e definizione dei rispettivi versi
Sulla trave matematica AB si identificano i seguenti punti intermedi di riferimento: il punto C posto sulla mezzeria della corona z_2 ed il punto D posto sulla mezzeria del pignone z_3. Vengono definite le seguenti quote della trave: dal vincolo A al punto C vi sono 100 mm; dal punto C al punto D vi sono 140 mm; dal punto D al vincolo B vi sono 100 mm. I 100 mm sui due estremi sono ottenuti sommando metà larghezza *b* del dente + 10 mm di battuta di spallamento + 30 mm alla mezzeria del cuscinetto. I 140 mm intermedi sono ottenuti sommando metà larghezza di entrambi i denti + 20 mm di battuta fra le due ruote dentate.
Il pignone n. 1 è posizionato sotto alla corona n. 2 a sua volta calettata sull'albero intermedio AB. La lunghezza totale della campata AB vale quindi 340 mm.
Attraverso i denti in presa il pignone scambia una forza risultante con la propria ruota compagna; tale forza *F* è inclinata dell'angolo di pressione α = 20° e viene di regola scomposta in due componenti, una tangenziale F_t agente sul piano orizzontale ed una radiale F_r agente sul piano verticale, come raffigurato nella **Figura 2.24** del testo, all'UD B2 del volume 2. Esse valgono rispettivamente:

$$F_{t,12} = 2 \frac{M_{AB}}{d_2} = \frac{2 \times 594\,200}{504} = 2358 \text{ N}$$

$$F_{r,12} = F_{t,12} \times tg \; \alpha = 2358 \times tg \; 20° = 858{,}2 \text{ N}$$

$$F_{t,34} = 2 \frac{M_{AB}}{d_3} = \frac{2 \times 594\,200}{180} = 6602{,}2 \text{ N}$$

$$F_{r,34} = F_{t,34} \times tg\ \alpha = 6602{,}2 \times tg\ 20° = 2403\ \text{N}$$

Attribuendo al motore il verso di rotazione orario e applicando le suddette quattro forze nei rispettivi punti di tangenza dei cerchi primitivi, si ha che:

- le forze tangenziali F_t agenti sul piano orizzontale sono orientate verso destra, per un osservatore posto dalla parte dell'utilizzatore;
- le forze verticali F_r agenti sul piano verticale sono orientate come segue: la $F_{r,12}$ verso l'alto, la $F_{r,34}$ verso il basso.

Si noti come, eseguendo un'equazione di equilibrio dei momenti assiali sull'albero AB, le due forze tangenziali generano due momenti torcenti uguali e opposti: si conferma la correttezza dei versi scelti, dato che l'albero risulta in equilibrio.

Calcolo delle reazioni vincolari

Si calcolano le reazioni vincolari nel **piano verticale**. Si ricorda che la trave matematica AB presenta le due forze verticali $F_{r,12}$ verso l'alto ed $F_{r,34}$ verso il basso; si calcolano le reazioni vincolari nel piano verticale, V_A in A e V_B in B entrambe orientate verso l'alto, tramite un'equazione di momento nel vincolo A, assumendo positivo il verso antiorario:

$$V_B(100 + 140 + 100) - F_{r,34}(100 + 140) + F_{r,12}(100) = 0$$

La reazione V_B:

$$V_B = \frac{2403 \times 240 - 858{,}2 \times 100}{340} = 1443{,}8\ \text{N}$$

Si esegue ora un'equazione di proiezione verticale verso l'alto:

$$V_A + V_B + F_{r,12} - F_{r,34} = 0$$

$$V_A = F_{r,34} - F_{r,12} - V_B = 2403 - 858{,}2 - 1443{,}8 = 101\ \text{N}$$

Si calcolano le reazioni vincolari nel **piano orizzontale**. Dato che la trave matematica AB presenta le due forze orizzontali $F_{t,12}$ ed $F_{t,34}$ entrambe col medesimo verso, si calcolano le reazioni vincolari nel piano orizzontale H_A e H_B orientandole sul disegno col verso opposto a quello delle due forze attive anzidette. Si esegue un'equazione di momento nel vincolo A, assumendo positivo il verso antiorario:

$$-H_B \times 340 + F_{t,34} \times 240 + F_{t,12} \times 100 = 0$$

La reazione H_B:

$$H_B = \frac{6602{,}2 \times 240 + 2358 \times 100}{340} = 5354\ \text{N}$$

Si esegue ora un'equazione di proiezione verticale verso il basso:

$$H_A + H_B - F_{t,12} - F_{t,34} = 0$$

$$H_A = F_{t,34} + F_{t,12} - H_B = 6602{,}2 + 2358 + -5354 = 3606{,}2\ \text{N}$$

Calcolo delle caratteristiche di sollecitazione nel PV

Lo schema di calcolo e la convenzione sui segni sono quelli riportati nella **figura H.94** sul *Manuale di Meccanica – Hoepli*. Si parte dal vincolo sinistro A, esplorando la trave muovendosi verso destra lungo l'ascissa curvilinea *z*. Dovendo pervenire in conclusione al momento flettente ideale, si esegue unicamente il calcolo del momento flettente, trascurando il taglio ed il suo diagramma. Nel primo tratto, da A a C:

$$M - V_A\, z = 0$$
$$M = V_A\, z = 101\, z$$

per z = 0 (punto A), M = 0; per z = 100 mm = 0,1 m (punto C), si ha M = 10,1 N m.

Secondo tratto, da C a D:

$$M - V_A\,(100 + z) - F_{r,12}\, z = 0$$

$$M = V_A\,(100 + z) + F_{r,12}\, z = 101 \times 100 + 101\, z + 858{,}2\, z = 10100 + 959{,}2\, z$$

per z = 0 (punto C), M = 10 100 N mm; per z = 140 mm (punto D):

$$M = 10100 + 959{,}2 \times 140 = 144\,388\ \mathrm{N\,mm} = 144{,}4\ \mathrm{Nm}$$

Il diagramma di momento nel PV è positivo, quindi il suo grafico è orientato verso il basso; è formato da tre segmenti, due decrescenti fino al punto di massimo nel punto D e uno crescente. Il valore dei momenti alle due estremità è ovviamente zero.

Calcolo delle caratteristiche di sollecitazione nel PO

Si parte dal vincolo sinistro A, esplorando la trave muovendosi verso destra, con l'ascissa curvilinea *z*; primo tratto da A a C:

$$M + H_A\, z = 0$$
$$M = -H_A\, z = -3606{,}2\, z$$

per z = 0 (punto A), M = 0; per z = 100 mm (punto C), M = - 360 620 N mm = - 360,62 N m.

Secondo tratto, da C a D:

$$M + H_A\,(100 + z) - F_{t,12}\, z = 0$$

$$M = F_{t,12}\, z - H_A\,(100 + z) = F_{t,12}\, z - H_A \times 100 - H_A\, z = 2358\, z - 3606{,}2\, z - 360\,620$$

$$M = -1248{,}2\, z - 360\,620$$

per z = 0 (punto C), M = - 360 620 N mm; per z = 140 mm (punto D):

$$M = -1248{,}2 \times 140 - 360\,620 = -535\,368\ \mathrm{N\,mm} \cong -535{,}4\ \mathrm{Nm}$$

Il diagramma di momento nel PO è costantemente negativo: ciò è corretto, dovendo il diagramma giacere nel semipiano contenente gli estradossi. Esso risulta quindi formato da tre segmenti, due crescenti e il destro decrescente.

Dimensionamento dell'albero

Il **momento flettente massimo** si ha in corrispondenza del pignone destro. La risultante $M_{f,MAX}$ dei due momenti massimi perpendicolari fra di loro vale:

$$M_{f,MAX} = \sqrt{144{,}4^2 + 535{,}4^2} = 554{,}53\ \mathrm{Nm}$$

Si calcola il momento flettente ideale nella sezione in corrispondenza del punto D:

$$M_{f,id} = \sqrt{M_{f,MAX}^2 + 0{,}75 \times M_t^2} = \sqrt{554{,}53^2 + 0{,}75 \times 594{,}2^2} = 756{,}5\ \mathrm{N\ m}$$

Per la costruzione dell'albero si sceglie l'acciaio da bonifica C 50 la cui tensione di rottura è $R_m \approx 720$ N/mm^2, valore circa intermedio fra i due estremi letti nella terza colonna della **tabella F.34** del *Manuale di Meccanica – Hoepli*.
Dalla **tabella H.9** del *Manuale di Meccanica – Hoepli* si assume il grado di sicurezza a rottura $g_R = 2{,}8$. La tensione ammissibile statica vale:

$$\sigma_{ams} = \frac{R_m}{g_R} = \frac{720}{2{,}8} = 257\ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

La tensione ammissibile σ_{amf} a fatica alterna vale:

$$\sigma_{amf} = \frac{\sigma_{ams}}{3} = \frac{257}{3} = 85{,}7\ \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$$

Si applica la formula di Navier per ottenere il modulo resistente a flessione, che vale:

$$W_f = \frac{M_{f,id}}{\sigma_{amf}} = \frac{756\ 500}{85{,}7} = 8827{,}3\ \mathrm{mm}^3$$

Si passa infine alla determinazione del diametro nel tratto centrale/destro dell'albero:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32\ W_f}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 8827{,}3}{\pi}} = \sqrt[3]{89\ 914} = 44{,}8\ \mathrm{mm}$$

Si calettta il mozzo della ruota dentata sull'albero mediante una linguetta, reperibile sulla **Tabella I.26** *Linguette UNI 6604* (*Manuale di Meccanica - Hoepli*); la profondità della cava vale $t_1 = 6$ mm. Pertanto il diametro utile sarà:

$$d_u = 44{,}8 + 6 = 50{,}8\ \mathrm{mm}$$

In base alla **Tabella E.5** *Dimensioni lineari nominali per organi meccanici* (*Manuale di Meccanica - Hoepli*), il valore più prossimo di arrotondamento è presente nella serie di Renard R20 e vale 56 mm. Ciò permette di adottare cuscinetti radiali a una corona di sfere aventi diametro interno di 50 mm.

Soluzione domanda 3)
Calcolo della cilindrata del motore
La terza domanda chiede di definire il numero e le dimensioni dei cilindri del motore. È indispensabile assumere alcuni dati di partenza; a tale scopo ci si riferisce a quanto riportato sul *Manuale di Meccanica – Hoepli* alla **pagina R-103**. Si assume un valore prudenziale per la *pressione media effettiva*:

$$pme\ = 0{,}9\ \mathrm{Mpa} = 9\ \mathrm{bar}$$

Con questo dato e nota la potenza effettiva del motore data dal testo, grazie alla 5° formula di **pagina R-109** (op. cit.) risulta immediato risalire alla cilindrata V in centimetri cubi:

$$V = \frac{300\ h \times P_{eff}}{pme \times n} = \frac{300 \times 4 \times 40}{9 \times 1800} = 2{,}963\ dm^3 \cong 3000\ cc$$

Si tratta di un motore poco sfruttato, avendo come obiettivi primari la durata e l'affidabilità.

Calcolo dell'alesaggio A e della corsa C

Si assumono altri dati: il motore sia un 6 cilindri in linea a corsa lunga avente il rapporto *C/A* = 1,1. La formula della cilindrata:

$$V = i\ \frac{\pi}{4}\ A^2\ C$$

Si inserisce il rapporto *C/A* = 1,1:

$$V = i\ \frac{\pi}{4}\ A^2 \times 1{,}1\ A = 1{,}1\ \frac{\pi}{4}\ i\ A^3$$

$$A = \sqrt[3]{\frac{4\ V}{\pi\ 1{,}1\ i}} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 2963}{\pi\ 1{,}1 \times 6}} = \sqrt[3]{571{,}6} = 8{,}3\ \mathrm{cm}$$

$$C = 1{,}1\ A = 1{,}1 \times 8{,}3 = 9{,}13\ \mathrm{cm}$$

La velocità media dello stantuffo:

$$v_m = 2\ C\ n = 2 \times 9{,}13 \times 10^{-2} \times \frac{1800}{60} \cong 5{,}5\ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$$

La velocità media risulta decisamente bassa, a tutto favore dell'affidabilità e della durata: pertanto il valore è ampiamente accettabile.

Soluzione domanda 4)

Calcolo del consumo di combustibile

Il testo chiede di eseguire un preventivo dei consumi a fronte di un funzionamento continuativo di 24 ore. A tale scopo si assume, sempre riferendosi ai dati riportati sul *Manuale di Meccanica – Hoepli* alla **pagina R-103**, un valore adeguato ma prudenziale per il consumo specifico. Si sceglie c_s = 220 g/(kWh). Con questo dato si richiama la definizione stessa di consumo specifico: esso è pari al rapporto tra la portata di gasolio G_c ed il prodotto tra potenza e tempo; la formula da usare è la seguente:

$$G_c = c_s \times P_{eff} \times t = 220 \times 40 \times 24 = 211\,200\ \mathrm{g}\ = 211{,}2\ \mathrm{kg}$$

Verifichiamo il conguaglio dimensionale:

$$[G_c] = \left[\frac{g}{kW\ h}\right] \times [kW] \times [h] = [g]$$

Si fissa la massa volumica del gasolio: ρ = 0,835 kg/l e si calcola la portata volumica G_v giornaliera in litri:

$$G_v = \frac{G_c}{\rho} = \frac{211{,}2}{0{,}835} \cong 253\ \mathrm{litri}$$

Impostando un costo al litro di 1,82 €/l si ottiene il costo complessivo del gasolio, avendo ipotizzato di acquistarlo alla pompa:

$$Costo\ giornaliero = 253 \times 1{,}82 \cong 460\ €$$