

## DATI CARATTERISTICI DELL'IMPIANTO

L'impianto ribaltabile è costituito essenzialmente da:

### Controtelaio

Il controtelaio è formato da 2 longheroni che hanno lo stesso andamento del telaio, per dimensioni e caratteristiche: vedi schema grafico allegato.

Il materiale utilizzato per la costruzione dello stesso è: **acciaio ad alto snervam. FeE 420**

carico massimo di rottura: **53 daN/mm<sup>2</sup>**

carico massimo di snervamento: **40 daN/mm<sup>2</sup>**

ridotta alla sollecitazione convenzionale del 75 % di Rm

Il collegamento di questi 2 longheroni è realizzato, essenzialmente, per mezzo di n. 2 traverse poste all'estremità anteriore e posteriore, e due centrali che fungono da appoggio per il pistone di ribaltamento come raffigurato nella parte grafica.

Materiale come sopra.

Sul controtelaio, parte posteriore, sono applicate le cerniere di rotazione del cassone.

L'ancoraggio del controtelaio al telaio è realizzato mediante un sistema di bulloni tipo:

UNI S 114/35 CM4 con i seguenti limiti:

carico massimo di rottura: **85 daN/mm<sup>2</sup>**

carico massimo di snervamento: **64 daN/mm<sup>2</sup>**

Le cerniere del sistema sono realizzate in acciaio tipo: C 40 UNI 2954, con i seguenti limiti:

carico massimo di rottura: **70 daN/mm<sup>2</sup>**

carico massimo di snervamento: **44 daN/mm<sup>2</sup>**

### Impianto Oleodinamico

L'impianto oleodinamico è costituito essenzialmente da:

- pistone idraulico a più sfilii, completo di culla di ribaltamento, agente sotto il cassone nella zona centrale;
- serbatoio per fluido oleodinamico;
- pompa per comprimere il fluido oleodinamico, vettore dell'energia di sollevamento del cassone;
- deviatore;
- comando a più vie, idoneo per sollevamento ed abbassamento;  
quanto sopra deriva l'energia necessaria al funzionamento da una presa di forza applicata al cambio.
- dispositivo di sicurezza: costituito da un cavo d'acciaio con un capo vincolato al cassone che si solleva e l'altro alla valvola bay-pass, con lo scopo di rinviare al serbatoio, l'olio in eccesso, una volta raggiunto il fine corsa.

### Cassone

Il cassone è costituito da sponde lamiera di opportuno spessore irrigidite da imbutimenti e pianale in lamiera striata o mandorlata di spessore adeguato applicata, mediante punti di saldatura, alla sottostruttura, che a sua volta è costituita da due longheroni centrali che seguono l'andamento del controtelaio al quale sono applicate le traverse centrali e laterali di sostegno del pianale e dalle due testate, anteriore e posteriore, che con i due profilati laterali di contropianale, chiudono l'intero piano di appoggio del cassone.

In corrispondenza dei bracci di ribaltamento del controtelaio, sono posizionati, all'interno delle travi di sottostruttura, i bracci porta chiocciolate di rotazione del cassone, che corrispondono perfettamente con le sfere di rotazione, applicate all'estremità dei bracci di ribaltamento.

A pagina 9 della presente relazione si riportano le verifiche di montaggio della pedana caricatrice.

## DATI CARATTERISTICI DEL VEICOLO E DELL'IMPIANTO

|  |      |                |                    |
|--|------|----------------|--------------------|
| - Tara .....   | T =  | <b>1675</b> kg |                    |
| - Carico utile .....                                   | U =  | <b>1125</b> kg |                    |
| - Massa complessiva .....                              | P =  | <b>2800</b> kg |                    |
| - masse non sospese .....                              | E =  | <b>230</b> kg  |                    |
| - massa sospesa autoveicolo .....                      | Te = | <b>1445</b> kg |                    |
| - massa cassone .....                                  | C =  | <b>240</b> kg  |                    |
| - massa sospesa autotelaio .....                       | Tc = | <b>1205</b> kg |                    |
| - sbalzo anteriore .....                               | So = | <b>635</b> mm  |                    |
| - distanza fra 1° e 2° asse .....                      | L1 = | <b>3250</b> mm |                    |
| - distanza fra 2° e 3° asse .....                      | L2 = | <b>0</b> mm    | lv = <b>3250,0</b> |
| - sbalzo posteriore .....                              | Zo = | <b>1000</b> mm | Zv = <b>1000,0</b> |
| - sporgenza posteriore della pedana caricatrice .....  | Sp = | <b>200</b> mm  | Sbalzo posteriore  |
| - lunghezza cassone .....                              | N =  | <b>2900</b> mm | totale 1200        |
| - lunghezza massima .....                              | Lm = | <b>5085</b> mm |                    |
| - larghezza massima .....                              | Lc = | <b>1800</b> mm |                    |
| - distanza 1° asse - inizio cassone .....              | D =  | <b>1350</b> mm |                    |
| - distanza asse posteriore - centro cassone .....      | G =  | <b>450</b> mm  | Gv = <b>450,0</b>  |
| - distanza fra cerniere e baricentro cassone .....     | f =  | <b>1370</b> mm |                    |
| - distanza cerniere posteriori - fine cassone .....    | Ff = | <b>80</b> mm   |                    |
| - distanza martinetto - cerniere posteriori .....      | h =  | <b>1350</b> mm |                    |
| - distanza asse posteriore - cerniera posteriore ..... | Hh = | <b>920</b> mm  |                    |
| - altezza piano sfere - baricentro .....               | Hb = | <b>300</b> mm  |                    |
| - altezza cerniere pistone - sfere .....               | Hc = | <b>50</b> mm   |                    |
| - altezza sfere - piano di carico .....                | Hp = | <b>100</b> mm  |                    |

## DISTRIBUZIONE DELLE MASSE SUGLI ASSI DEL VEICOLO

Il calcolo della distribuzione delle masse sugli assi viene eseguito con i metodi della scienza delle costruzioni, nell'ipotesi di trave isostatica su due appoggi e caricata con un carico uniformemente distribuito su tutta la lunghezza del cassone. Il carico da distribuire è rappresentato dalla portata utile.

Nell'ipotesi di trave continua su più di due appoggi (veicolo a 3 o 4 assi) si utilizza il metodo semplificato della ricerca del baricentro tra due appoggi contigui, utilizzando il rapporto delle masse massime ammesse sugli appoggi stessi.

Lo scopo del presente calcolo è quello di dimostrare che il veicolo caricato con le masse legalmente ammissibili (pieno carico) rispetta le prescrizioni della casa costruttrice per quanto concerne la distribuzione delle masse stesse sugli assi.

|                       | 1° asse<br>[kg] | 2° asse<br>[kg] | 3° asse<br>[kg] | Totale<br>[kg] | Rapporto<br>1°/2° asse |
|-----------------------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------|------------------------|
| Tara                  | <b>780</b>      | <b>895</b>      | <b>0</b>        | <b>1675</b>    | <b>0,87</b>            |
| Portata utile         | <b>216</b>      | <b>909</b>      | <b>0</b>        | <b>1125</b>    | //                     |
| Massa complessiva     | <b>996</b>      | <b>1804</b>     | <b>0</b>        | <b>2800</b>    | <b>0,55</b>            |
| Massa max ammissibile | <b>1000</b>     | <b>2020</b>     | <b>0</b>        | <b>2800</b>    | //                     |

I dati sono stati rilevati sperimentalmente. Nei risultati si è tenuto conto della massa degli accompagnatori in cabina già ripartita tra gli assi che vale: **70** kg sull'asse anteriore.

Tara del veicolo carrozzato: ..... **1675** kg > **1190** tara minima

Percentuale tara gravante sull'asse posteriore **53,4** %

Sono rispettati gli angoli di visibilità dei dispositivi di segnalazione visiva e di illuminazione.

La presenza della carrozzeria non impedisce il rispetto degli angoli di visibilità degli specchi retrovisori e rispetta le norme della Tabella CUNA NC 103-10.



## MASSA DA SOLLEVARE

La massa da sollevare  $Q$  è costituita dal carico utile e dalla massa del cassone.  
In base a quanto stabilito dalla C.M. 42/63 detto totale verrà maggiorato del 25 % per tener conto delle sollecitazioni dinamiche.

- Inizio sollevamento .....  $Q = 1706,3$  kg [  $1,25 \cdot (U+C)$  ]
- Massimo sollevamento .....  $Q_1 = 1425,0$  kg [  $1,25 \cdot (0,8 \cdot U+C)$  ]

in cui  $U = portata\ utile$  e  $C = massa\ del\ cassone$ .

Il valore di  $Q_1$ , così ottenuto, è pari all'80 % della portata utile + l'intera massa del cassone, più sovraccarico dinamico del 25 %, come stabilito dalla C.M. prot. N . 2303/2203/8 del 23 ottobre 1966.

## Inizio Sollevamento

La spinta, derivante dall'azione del martinetto sul cassone, quando l'angolo di sollevamento è molto piccolo, può essere considerata verticale.

In tal caso la massa del cassone ed il relativo carico, gravano su 2 appoggi: l'attacco del martinetto e la cerniera posteriore di ribaltamento, in quanto, il pistone può non coincidere con il centro del cassone, in lunghezza.

Le reazioni che ne derivano, sono le seguenti:

- Reazione martinetto .....  $RM = 1731,5$  daN [  $Q \cdot (F/H)$  ]
- Reazione cerniera .....  $RD = -25,3$  daN [  $Q - RM$  ]

Ciò vale per il ribaltamento posteriore.

Nel caso, invece, di ribaltamento laterale, tutto il carico grava sul solo martinetto, in quanto, esso giace sempre, sul piano di simmetria longitudinale del cassone.

- Reazione martinetto .....  $R1M = Q = 1706,3$  kg

## Massimo Sollevamento (verifica analitica)

Nello schema di cui al grafico allegato (dis. N. 2), sono stati rappresentati i punti caratteristici del sistema, prima e dopo il sollevamento, con le relative distanze da punti noti.

Nell'esaminare il prosieguo, controllare nello schema, progressivamente i seguenti triangoli:  $D1G$ ,  $D2G'$ ,  $D3M$  ed  $M'4D$ .

### a) Ribaltamento Posteriore

Noti i valori sotto riportati:

- altezza piano sfere baricentro .....  $Hb = 300$
- altezza cerniere pistone - sfere .....  $Hc = 50$
- altezza sfere - piano di carico .....  $Hp = 100$

si determinano prima le incognite geometriche, quindi i valori delle reazioni vincolari.

Gli angoli saranno espressi in gradi centesimali, le dimensioni in millimetri e le forze in daN.

|  |               |  |              |
|--|---------------|--|--------------|
| $\alpha = \arctg Hb/f =$                   | <b>12,4</b>   | $\mu = \alpha + 45^\circ =$                                | <b>57,4</b>  |
| $\alpha_1 = \arctg Hc/h =$                 | <b>2,1</b>    | $\alpha_2 = \arctg Hp/h =$                                 | <b>4,2</b>   |
| $\beta = \alpha_1 + \alpha_2 + 45^\circ =$ | <b>51,4</b>   | $\delta = 90^\circ - ((180^\circ - \beta)/2 + \alpha_1) =$ | <b>23,6</b>  |
| $x = Hb/\sin \alpha =$                     | <b>1402,5</b> | $y = x \cdot \cos \mu =$                                   | <b>756,6</b> |

Il carico gravante sulla struttura è noto e vale **Q1 = 1425,0 daN**

Le forze incognite avranno il seguente valore:

|                         |                                   |                |  |
|-------------------------|-----------------------------------|----------------|--|
| Reazioni delle cerniere | $R'd = Q'(h-y)/h =$               | <b>626 daN</b> | <i>(Forza verticale sulla cerniera)</i>                                |
|                         | $F_d' = \sqrt{(H_1^2 + R'd^2)} =$ | <b>717 daN</b> | <i>(F. agente: testa pistone-cerniera)</i>                             |
| Reazioni del martinetto | $R'm = Q' - R'd =$                | <b>799 daN</b> | <i>(Forza verticale sul martinetto)</i>                                |
|                         | $F'm = R'm/\cos \delta =$         | <b>871 daN</b> | <i>(Forza agente lungo l'asse del m.)</i>                              |
| Spinta orizzontale      | $H1 = R'm \cdot \tg \delta =$     | <b>348 daN</b> | <i>(agente sulla cerniera, equilibrata dalla reazione del pistone)</i> |

## VERIFICHE

### Traversa appoggio martinetto

Schema statico:

trave incastrata agli estremi e caricata al centro dalla reazione del martinetto R1M

Le caratteristiche geometriche della trave sono le seguenti:

- Sez. trave a forma di **C** da mm: altezza = **60** base = **60** spessore = **3**  
con modulo di resistenza a flessione (verticale): ..... W = **12.380** mm<sup>3</sup>

Quindi, noti:

- Distanza fra gli incastri: .....K = **740** mm
- Forza applicata: ..... R1M = **1706,3** daN

Si calcolano:

- Momento in mezzzeria: ..... M = **78914** daNmm [R1M/2 · K/8]
- Sollecitazione a flessione .....  $\sigma$  = **6,37** daN/mm<sup>2</sup> [M/W]
- Grado di sicurezza: ..... V = **6,28** > 2 [ $\sigma_s/\sigma$ ]

### Perni oscillazione martinetto

Il perno del martinetto come il perno della culla di ribaltamento, hanno le stesse dimensioni.

Essi si comportano come una trave incastrata ad un estremo e caricata al centro dalla forza RM divisa per i due perni, sia che si tratti di quelli del pistone che della culla.

Le dimensioni caratteristiche del perno sono le seguenti:

- lunghezza del perno ..... l = **20,0** mm
- sezione del perno .....  $\phi$  = **20,0** mm e per  $F = RM$  avremo:

#### a) Verifica a taglio

- sollecitazione max di taglio .....  $\tau_{\max} = 5,33 \cdot \frac{F}{2\pi\phi^2} =$  **3,62** daN/mm<sup>2</sup>
- tensione ideale: .....  $\sigma_i = \sqrt{3} \cdot \tau_{\max} =$  **6,27** daN/mm<sup>2</sup>
- grado di sicurezza: ..... V =  $\sigma_s/\sigma_i =$  **7,02** > 2

#### b) Verifica alla pressione specifica

- area di contatto: .....  $A_c = \pi \cdot l \cdot \frac{\phi}{2} =$  **628** mm<sup>2</sup>
- pressione specifica: .....  $P_s = \frac{F}{2 \cdot A_c} =$  **1,36** <  $\sigma_{amm}$

#### c) Verifica a flessione

- momento massimo all'incastro: .....  $M = \frac{1}{2} \cdot F \cdot l =$  **17063** daNmm
- modulo di resistenza a flessione .....  $W = \frac{\pi}{32} \cdot \phi^3 =$  **785** mm<sup>3</sup>
- sollecitazione: .....  $\sigma = M/2 \cdot W =$  **10,86** daN/mm<sup>2</sup>
- grado di sicurezza: ..... V =  $\sigma_s/\sigma =$  **4,05** > 2

## Cerniere ribaltamento cassone

I due bracci posteriori di ribaltamento del cassone, fungono, nel caso sono presenti, da struttura di supporto delle cerniere (stabilizzatori di ribaltamento) e pertanto non sono sollecitate che in minima parte, infatti lo sforzo maggiore viene assorbito dalle 2 cerniere posizionate in corrispondenza dei longheroni del sistema telaio/c.telaio.

Le due cerniere principali sono sollecitate, solo al massimo sollevamento, dalla forza  $F'd$  che essendo simmetrica si divide a metà.

Esse si comportano come una trave due volte appoggiata e caricata con carico uniforme dalla forza anzidetta  $F'd$  divisa per i due perni posizionati in corrispondenza dei longheroni del telaio.

Le dimensioni caratteristiche del perno sono le seguenti:

- lunghezza del perno .....  $l =$  **15,0** mm
- sezione del perno .....  $\phi =$  **15,0** mm

### a) Verifica a taglio

- sollecitazione max di taglio .....  $\tau_{\max} = 5,33 \cdot \frac{F}{2\pi\phi^2} =$  **2,70** daN/mm<sup>2</sup>
- tensione ideale: .....  $\sigma_i = \sqrt{3} \cdot \tau_{\max} =$  **4,68** daN/mm<sup>2</sup>
- grado di sicurezza: .....  $V = \sigma_s / \sigma_i =$  **9,40 > 2**

### b) Verifica alla pressione specifica

- area di contatto: .....  $A_c = \pi \cdot l \cdot \frac{\phi}{2} =$  **353** mm<sup>2</sup>
- pressione specifica: .....  $P_s = \frac{F}{2 \cdot A_c} =$  **1,01** <  $\sigma_{amm}$

### c) Verifica a flessione

Non ricorre.

## Ancoraggio Telaio/Controtelaio

Per l'ancoraggio telaio/controtelaio sono stati utilizzati bulloni da:  $\varnothing =$  **12 mm**  
di diametro esterno.

Il numero dei bulloni utilizzati per l'ancoraggio è: .....  $n =$  **14**

suddivisi egualmente tra il controtelaio di destra e quello di sinistra e distribuiti in maniera il più possibile uniforme per tutta la lunghezza del controtelaio stesso.

Il materiale utilizzato per la costruzione dei bulloni ha caratteristiche tecnologiche superiori al tipo Aq 52 contemplato dalle norme per la costruzione dei ribaltabili, è pertanto lecito utilizzarne i limiti.

Essendo inoltre, le sollecitazioni a cui il bullone è sottoposto (taglio e sforzo normale), funzioni lineari dell'area e quindi quadratiche del diametro si ha:

- carico di sicurezza previsto per bulloni con diametro nocciolo 12 mm  $c =$  **700 daN**
- sezione del nocciolo per bulloni del diametro esterno di 12 mm .....  $s =$  **74,3 mm<sup>2</sup>**
- sezione dei bulloni utilizzati per l'ancoraggio .....  $s' =$  **74,3 mm<sup>2</sup>**

Inserendo nella formula che segue i valori assunti dalle variabili di cui sopra, avremo:

$$n \cdot c \cdot s'/s = \mathbf{9800 \text{ daN}} > \mathbf{1365 \text{ kg}}$$

da cui risulta che la massa del cassone + la portata utile che su di esso grava è minore della massa che il sistema di ancoraggio può sopportare.

Sullo sbalzo posteriore del veicolo è stata applicata, direttamente al telaio, la pedana caricatrice le cui caratteristiche sono:

- fabbrica e tipo: ..... **DHOLLANDIA DHVO.07**
- matricola n.: .....
- Massa della sponda: ..... Ms = **225 kg**
- Portata della sponda: ..... Ps = **750 kg**
- baricentro della sponda: ..... Gs = **600 mm**

### **Verifica ancoraggio pedana**

Per l'ancoraggio della pedana al telaio del veicolo, sono stati utilizzati bulloni

aventi diametro del nocciolo da: ..... Ø **12 mm**

Il numero dei bulloni utilizzati per l'ancoraggio è: ..... n **14**

suddivisi egualmente tra il controtelaio di destra e quello di sinistra e distribuiti in maniera il più possibile uniforme per tutta la lunghezza del controtelaio stesso.

Il materiale utilizzato per la costruzione dei bulloni ha caratteristiche tecnologiche superiori al tipo Aq 52 contemplato dalle norme per la costruzione dei ribaltabili, è pertanto lecito utilizzarne i limiti.

Essendo inoltre, le sollecitazioni a cui il bullone è sottoposto (taglio e sforzo normale), funzioni lineari dell'area e quindi quadratiche del diametro si ha:

- carico di sicurezza previsto per bulloni con diametro nocciolo 12 mm c = **700 daN**
- sezione del nocciolo per bulloni del diametro esterno di 12 mm ..... s = **74,3 mm<sup>2</sup>**
- sezione dei bulloni utilizzati per l'ancoraggio ..... s' = **74,3**

Inserendo nella formula che segue i valori assunti dalle variabili di cui sopra, avremo:

$$n \cdot c \cdot s/s = \mathbf{9800 \text{ daN}} > \mathbf{1463 \text{ kg}} [1,5 \cdot (Ms+Ps)]$$

da cui risulta che la massa della pedana [Ms] + la massa che può sollevare [Ps] incrementate del sovraccarico dinamico (50 %) è minore della massa a che il sistema di ancoraggio può sopportare.

### **Verifica al ribaltamento**

La condizione peggiore per la presente verifica è a veicolo vuoto infatti, in dette condizioni, la forza equilibrante (massa 1° asse) è minore.

- distanza fra gli assi ..... L = **3250,0 mm**
- distanza baricentro sponda 2° asse ..... D = **1600,0 mm**

da cui, note la massa della sponda e la portata della stessa, facendo l'equilibrio alla rotazione intorno all'asse posteriore avremo:

$$R_A = 1,5 \cdot (Ms+Ps) \cdot D/L = \mathbf{720 \text{ kg}} < T_1 \quad \mathbf{780 \text{ kg}}$$

dal rispetto della disequaglianza riportata nella relazione precedente è assicurata la stabilità del veicolo durante la fase di carico e scarico.

Si prescrive comunque l'obbligo di utilizzare gli stabilizzatori durante la fase di carico e scarico.