

УПРАЖНЕНИЕ

№4

„Изчисление на елементи от
ресорното окачване на
вагоните”

4.1 Параметри на елементите от ресорното окачване

Ресорното окачване включва ресори (еластични елементи), възвръщащи устройства, спомагателни елементи и демпфери. Ресорите смекчават ударите и тласъците от релсовия път върху движещия се вагон главно във вертикална равнина, а съвместно с възвръщащите устройства - в хоризонтална равнина. Ресорите се разполагат между колоосите и рамата на вагона, респективно - рамата на талигата, а също така (при талиги с двустепенно ресорно окачване) - между рамата и надресорната греда на талигата. Под действие на динамичните сили ресорите се деформират и обезпечават плавни колебателни движения на обресорените маси, намаляват ускоренията и силите, които се предават на коша. Като ресори се използват пружини, различни видове листови ресори, гуменометални елементи, пневматични, торсионни, пръстеновидни и други модификации на ресори. При движение на вагона по периодически повтарящи се и изолирани неравности на пътя, могат да възникнат големи амплитуди на трептенията на коша. Особено опасно е явлението резонанс, когато честотите на принудените и собствени трептения са равни. За погасяване-то им в системата на ресорното окачване се въвеждат демпфери. Те намаляват ускоренията на колебателните движения и въздействието на динамичните сили върху вагона, като способстват за получаване на по-спокоен ход. За ограничаване на динамичните сили и осигуряване плавността на хода на вагона в процеса на експлоатацията му, е необходима висока надеждност на ресорното окачване. Неговите параметри трябва да съответстват на проектираните и с течение на времето да се изменят несъществено.

Ходовите качества на вагона зависят съществено от параметрите на ресорното окачване: коефициент на еластичност (коравина), гъвкавост, коефициент на относително триене, коефициент на ъглова еластичност, коефициент на съпротивление.

Еластичните свойства на ресорите се оценяват от силовата им характеристика. Тя отразява връзката между натоварването и съответното свиване (провис) на ресора. В най-общ случай силовата характеристика представлява зависимостта: $P = \varphi(f)$, където P е натоварването на ресора, kN; f - провисване, m.

Основен параметър на ресора, произтичащ от силовата му характеристика, представлява неговият коефициент на еластичност "с", който представлява отношението между натоварването P и свиването на ресора f [1,2]: $c = P/f$, kN/m.

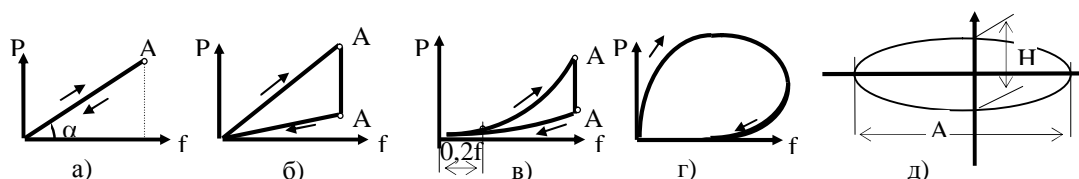
Реципрочната стойност на "с" се нарича гъвкавост на ресора: $i = 1/c = f/P$, m/kN.

Коефициента на еластичност или гъвкавостта на един ресор зависят от неговата конструкция, линейни размери и материал.

При линейна силова характеристика коефициента на еластичност е постоянна величина: $c = P/f = \text{tg}\alpha = \text{const.}$, а при нелинейна силова характеристика той не е постоянна

величина: $c = \frac{dP}{df} \neq \text{const.}$

На фиг. 4.1 са представени силовите характеристики на различните видове ресори.



фиг. 4.1 Силови характеристики на:

а) пружини, б) листови ресори, в) гуменометални ресори, г) пневматични ресори, д) хидравлични демпфери.

За ресори със значително триене коефициента „с“ при натоварване и разтоварване е различен. При листовите ресори, вследствие значителните сили на триене между листовите,

Упражнение №4 "Изчисление на елементи от ресорното окачване на вагоните"

коэффициента „с” при разтоварване е по-малък отколкото при натоварване. При всички ресори (ресорни системи) с вътрешно триене линията на "разтоварване" се намира под тази на "натоварване" на ресора.

Триенето в ресора се оценява с коэффициент на относително триене φ_T , равен на отношението на силата на триене F към номиналното натоварване P , създаващо еластична деформация на ресора f .

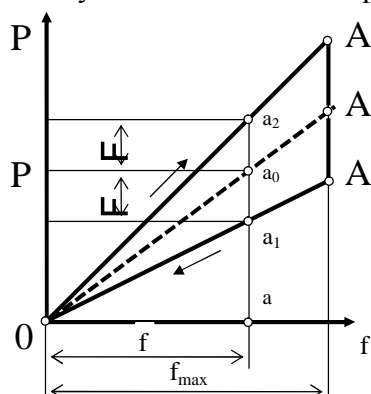
$$\varphi_T = F/P ; F = \varphi_T \cdot P = \varphi_T \cdot c \cdot f$$

За идеален листов ресор (при липса на сила на триене) силовата характеристика се определя от правата OA_0 на фиг. 6.2, като коэффициента "с" представлява:

$$c = \frac{aa_0}{Oa} = \frac{P}{f}$$

При натоварване на реалния ресор, при наличие на сила на триене, за да се получи същото провисване f е необходима сила $(P + F)$, където F е силата на триене.

Големината на триенето в ресора се оценява чрез коэффициента на относително триене: $\varphi_T = F/P$, където P е номиналната стойност на силата (натоварването), определена като средна между линията на "натоварване" и тази на "разтоварване".



фиг. 4.2 Характеристика на листов ресор

От фиг. 4.2 се вижда, че коэффициента „с” при натоварване c_H е различен от този при разтоварване на ресора c_P : $c_H \neq c_P$;

$$c_H = \frac{P+F}{f} = \frac{P+P \cdot \varphi_T}{f} = c \cdot (1 + \varphi_T); c_P = \frac{P-F}{f} = \frac{P-P \cdot \varphi_T}{f} = c \cdot (1 - \varphi_T).$$

Следователно, за една и съща сила P провисванията при натоварване f_H и разтоварване f_P са съответно: $f_H \neq f_P$;

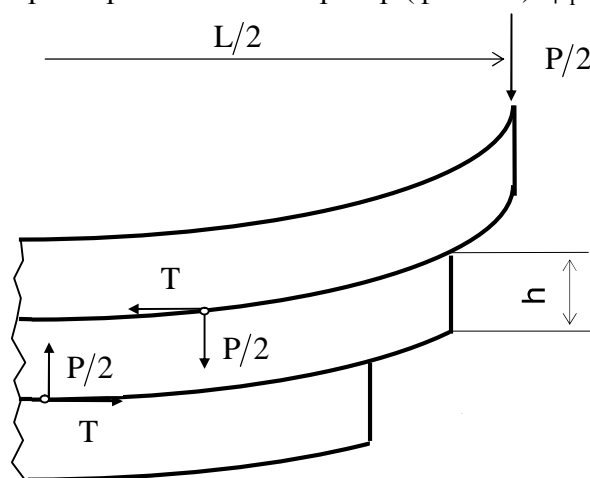
$$c_H = \frac{P}{f_H} = \frac{P}{f} \cdot (1 + \varphi_T); f_H = \frac{f}{1 + \varphi_T}; c_P = \frac{P}{f_P} = \frac{P}{f} \cdot (1 - \varphi_T); f_P = \frac{f}{1 - \varphi_T}.$$

Ако са известни стойностите на f_H и f_P , може да се определи коэффициента на относително триене φ_T : $f_H \cdot (1 + \varphi_T) = f_P \cdot (1 - \varphi_T)$;

$$\varphi_T = (f_P - f_H) / (f_P + f_H).$$

Площта $a_2 a_1 A_1 A_2$ представлява работата от силата на триене при провисване на ресора от f до f_{max} и обратно.

Коефициентът на относително триене φ_T може да се определи и от конструктивните параметри на листовия ресор (фиг. 4.3): $\varphi_T = (f_D - f_H) / (f_D + f_H)$



фиг. 4.3 Схема на част от листов ресор с действащите му сили

Под действие на силата $P/2$ листовите на ресора се изправят, като се плъзгат един спрямо друг, при което долните им нишки се скъсяват, а горните - удължават. Възникват сили на триене T с момент:

$$M_{TP} = (n - 2) \cdot \mu \cdot h \cdot \frac{P}{2} + 2\mu \cdot h \cdot \frac{P}{2} \cdot \frac{h}{2}, \text{ kNm или}$$

$$M_{TP} = \mu \cdot h \cdot \frac{P}{2} \cdot (n - 1), \text{ kNm .}$$

Моментът M_{TP} е съпротивителен срещу огъването на ресора: $\frac{F}{2} \cdot \frac{L}{2} = \mu \cdot h \cdot \frac{P}{2} \cdot (n - 1)$,

$$F = \frac{2P \cdot \mu \cdot h \cdot (n - 1)}{L}, \text{ то } \varphi_T = \frac{F}{P} = \frac{2\mu \cdot h \cdot (n - 1)}{L}, \text{ където } \mu \text{ е}$$

коэффициент на триене между листовите; n - брой на ресорните листови; h - дебелина на един ресорен лист, m ; L - дължина на ресора, m .

Коефициентът на относително триене μ_T е различен в зависимост от състоянието на ресора. Опитно е установено, че при наличие на графитна смазка (при нови ресори) коефициентът на триене $\mu = 0,3 \div 0,4$, а при леко корозирали или ненамазани листове (при стари ресори) е по-голям - $\mu = 0,8$, от което следва и различие в еластичността на новите и старите ресори.

Гуменометалните ресори при малки деформации (до $4 \div 5\%$ при натиск и до 35% при срязване) имат линейна силова характеристика, а при големи провиса става нелинейна.

$c = \frac{F \cdot E}{h}$ -при натиск; $c = \frac{F \cdot G}{h}$ -при срязване; $c = \frac{2F \cdot (G \cdot \sin^2 \alpha + E \cos^2 \alpha)}{h}$ -при натиск и срязване, където F е площта на напречното сечение на гумения елемент, m^2 ; G - модул на ъглова деформация, МРа; E - модул на еластичност, МРа; h - височина на гумения елемент, m ; α - ъгъл на наклона на гумения пакет към вертикалната равнина.

При пневматичните ресори коефициента „с” има условен характер и без отчитане на динамичното натоварване се изразява със следната формула: $c = k(p_0 + 1)n \cdot F_{\text{ЕФ}}^2 / V$, където p_0 е номиналното налягане на въздуха в пневмоелемента, kN/m^2 ; n - показател на политропата $n = 1,2 \div 1,3$; $F_{\text{ЕФ}}$ - ефективна площ на пневмоелемента, m^2 ; V - сумарен обем на пневмоелемента и допълнителния резервоар, m^3 ; k - коефициент, отчитащ материала и облицовката на пневмоелемента $k = 1,05 \div 1,1$.

При статично натоварване пневматичният ресор има линейна силова характеристика, при динамично - нелинейна.

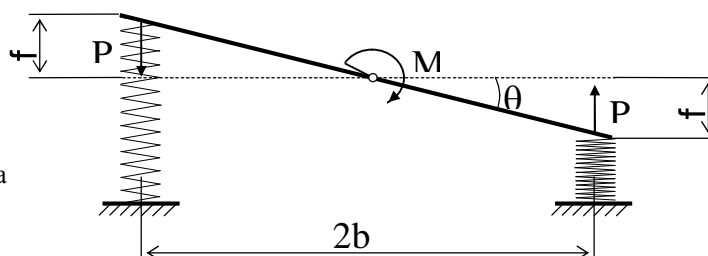
При талигите на пътническите вагони за амортизация на страничните тласъци се използва хоризонтална еластична връзка (възвръщащо устройство), изпълнена например във вид на люлка. Параметър на възвръщащото устройство е приведената дължина L , която е равна на отношението: $L = P/c_x$, m , където P е вертикалната сила, попадаща се на ресорното окачване на вагона, kN ; c_x - коефициент на еластичност на хоризонталната еластична връзка, kN/m .

Коефициентът на съпротивление β на хидравличен демпфер със сила на съпротивление F е пропорционален на скоростта на преме-стване на буталото \dot{z} . Площта на работната диаграма, заснета на стенд на демпфера, характеризира неговата енергопоглъщаемост, т.е. кинетичната енергия, която той е способен да погълне за един цикъл (преместване на буталото нагоре и надолу) по време на трептенията на коша на вагона.

Коефициентът на съпротивление β се определя според зависимостта: $\beta = \frac{F}{\dot{z}} = \frac{A \cdot m_F}{2\pi \cdot H \cdot n \cdot m_Z}$,

$kN \cdot s/m$, където A е дължина на индикаторната диаграма, m (силата в мащаб); m_F - мащаб на записващото устройство, N/m ; m_Z - мащаб за хода, N/m ; H - ширина на диаграмата, m (хода на демпфера в мащаб); n - брой на двойните ходове на буталото на гасителя в s^{-1} .

При движение на вагона се появяват трептенията - напречно люлеене, галопиране и лъкатушене. При тях вместо премествания се разглеждат ъгли на завъртане. За изследване на тези режими се използва параметъра коефициент на ъглова еластичност c_θ . Това е величина, числено равна на момента M , който завърта надресорната греда (или коша) на ъгъл θ , равен на 1 rad ($1 \text{ rad} = 57,4^\circ$).



фиг. 4.4 Схема на надресорна греда с действащите натоварвания за определяне на параметъра - коефициент на ъглова еластичност

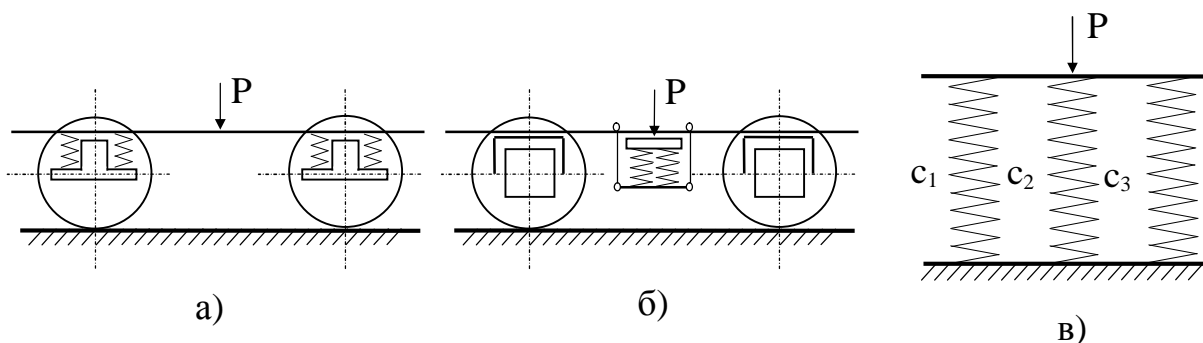
Съгласно означенията на фиг. 4.4, при коравина на ресорите c , коефициентът на ъглова еластичност (ъгловата коравина) се определя като се използват зависимостите:

$$c_{\theta} = \frac{r \cdot 2b_p}{\theta}, \quad \operatorname{tg} \theta \approx \theta, \quad \operatorname{tg} \theta = \frac{f}{b_p} = \frac{P/c}{b_p}, \quad \text{откъдето } c_{\theta} = 2c \cdot b_p^2, \quad \text{kN/m},$$

където c е коравината на ресорите, kN/m; b_p - половината разстояние между ресорите, m.

4.2 Основни схеми на ресорно окачване и изчисление на параметрите му

Изборът на схема на ресорно окачване се определя от изискванията за обезпечаване необходимата плавност на хода, устойчивост и динамични качества на вагона. Съществуват едностепенно и двустепенно ресорно окачване. Едностепенното окачване се характеризира с установяване на ресори между буксата и рамата на талигата (фиг. 4.5а) или между рамата на вагона и надресорната греда (фиг. 4.5б). Това окачване се използва в талигите на товарните вагони - буксово при БТ1, БТ2, БТ3, БТ4, У25Сs и др., централно при руската талига - 18-100 (ЦНИИ-Х-0) и др. При тези схеми ресорите работят успоредно (фиг. 4.5в):



фиг. 4.5 Схеми на едностепенно ресорно окачване с паралелно действие на ресорите:
а) буксово; б) централно; в) принципна схема.

С означенията P_i , c_i , f_i ($i=1, 2, 3, \dots, n$) са означени силите, действащи върху отделните ресори, коефициенти на еластичност и провисите им. Силата P е равна на сумата от силите P_i , а общият провис f е равен на провисите на отделните ресори f_i :

$$(4.1) \quad P = P_1 + P_2 + \dots + P_i$$

$$(4.2) \quad f = f_1 = f_2 = \dots = f_i$$

Необходимо е да се определят:

1. Общият коефициент “ c ” на комплекта паралелно работещи ресори. Във формула (1) се изразяват силите чрез коефициентите c_i и провисите f_i на отделните ресори, използва се равенството на провисите на комплекта и на отделните ресори, откъдето се получава следното равенство: $c \cdot f = c_1 \cdot f_1 + c_2 \cdot f_2 + \dots + c_n \cdot f_n \quad | :f$ то $c = \sum c_i$, kN/m.

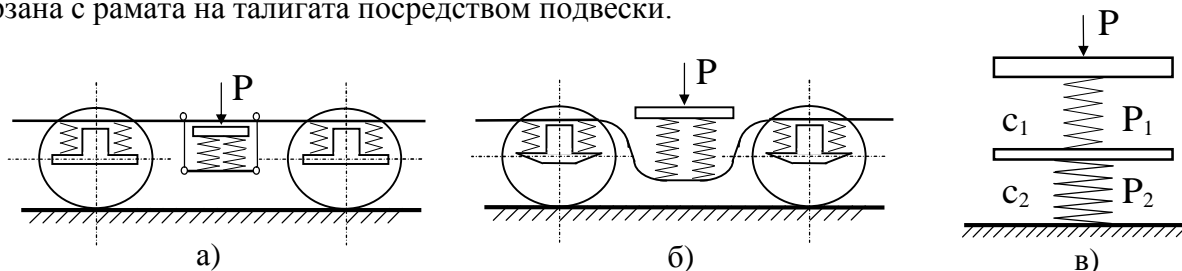
2. Общата гъвкавост i . Във формула (1) се изразяват силите чрез провисите f_i и гъвкавостите i_i на отделните ресори, но тъй като провисите са равни, за общата гъвкавост се получава равенството: $1/i = \sum 1/i_i$.

3. Общият коефициент на относително триене φ_T на комплекта, съставен от листови ресори или с различен коефициент на относително триене φ_{Ti} и различни коефициенти c_i . Като се има предвид, че общата сила на триене е равна на сумата от силите на триене в отделните ресори

Упражнение №4 “Изчисление на елементи от ресорното окачване на вагоните”

$$F = \sum F_i, \text{ то } \varphi_T = \frac{\sum F_i}{\sum P_i} = \frac{\sum \varphi_{T_i} \cdot c_i \cdot f_i}{\sum c_i \cdot f_i} \Big| : f \text{ при } f = f_i \quad \varphi_T = \frac{\sum \varphi_{T_i} \cdot c_i}{\sum c_i} \quad \varphi_T = \frac{\sum \varphi_{T_i} \cdot c_i}{c}$$

Двустепенното ресорно окачване е широко разпространено в талигите на пътническите вагони. За него е характерно, че ресорите са монтирани между буксата и рамата (буксово), така също между рамата на талигата и надресорната греда (централно). Централното ресорно окачване може да бъде люлково или безлюлково. При люлковото окачване (фиг.4.6а) кошът се опира на надресорната греда, а тя чрез комплект ресори - на люлката, която е шарнирно свързана с рамата на талигата посредством подвески.



фиг. 4.6 Схема на двустепенно ресорно окачване с последователно действие на ресорните степени:
а) люлково; б) безлюлково; в) принципна схема.

Рамата от своя страна е съединена с буксите посредством буксовата степен на ресорното окачване. При безлюлковото окачване (фиг. 4.6б) кошът се опира на централната напречна греда, която натоварва ресорните комплекти, а те - страничните греди на рамата на талигата. Рамата е свързана с буксите посредством буксовата ресорна степен.

При показаните схеми ресорите от буксовата и централна степен на ресорното окачване работят последователно (фиг. 4.6в). В този случай в сила са равенствата:

(3) $P = P_1 = P_2 = \dots = P_n$

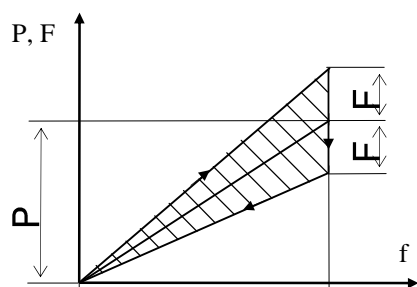
(4) $f = f_1 + f_2 + \dots + f_n$

1. Определяне на общата гъвкавост i : $i \cdot P = i_1 \cdot P_1 + i_2 \cdot P_2 + \dots + i_n \cdot P_n \Big| : P$ то $i = \sum i_i$

2. Определяне общата коравина: $\frac{P}{c} = \frac{P_1}{c_1} + \frac{P_2}{c_2} + \dots + \frac{P_n}{c_n} \Big| : P$, то $\frac{1}{c} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i}$.

За двустепенно ресорно окачване общият коефициент на еластичност e : $c = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2}$, kN/m.

3. Определяне общия коефициент на относително триене: $\varphi_T = F/P$;



фиг. 4.7 Схема за определяне на φ_T чрез енергиите на триещата сила F и номиналната сила P

За определяне на общия коефициент на относително триене се изхожда от съотношението между енергията на общата триеща сила A_F и енергията на номиналната сила P, съгл. фиг. 4.7.

$$A_F = \frac{1}{2} \sum F_i \cdot f_i; \quad P = \frac{1}{2} \sum P_i \cdot f_i; \quad \varphi_T = \frac{A_F}{A_P} = \frac{\sum F_i \cdot f_i}{P \cdot \sum f_i} \text{ или } \varphi_T = \frac{\sum \varphi_{T_i} \cdot f_i}{f}$$

където F_i , P_i , P , f_i и f са максималните стойности на съответните величини от цикъла на натоварването.

За двустепенно ресорно окачване коефициентът на относително триене се определя по

$$\text{формулата: } \varphi_T = \frac{\varphi_{T1} \cdot c_2 + \varphi_{T2} \cdot c_1}{c_1 + c_2}$$

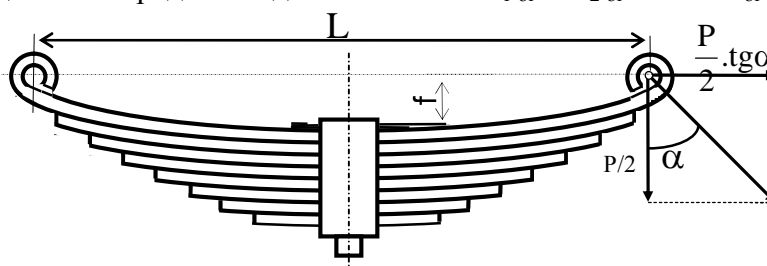
4.3 Якостно изчисление на теоретичен листов ресор. Определяне на провисването му

Основна причина за разрушаване на ресорите е умората на материала. При липса на пълна

Упражнение №4 “Изчисление на елементи от ресорното окачване на вагоните”

статистическа характеристика на натоварванията и достоверни данни за границата на умора, което е най-често, ресорите се изчисляват приблизително, при което за определяне на максималните напрежения за изчислителна сила P се приема $P = P_{ст} \cdot k_{сп}$ или $P = (1 + k_d) \cdot P_{ст}$, където $k_{сп}$ е коефициент на сигурност срещу провисване; k_d - коефициент на вертикална динамика, при което $(1 + k_d) < k_{сп}$.

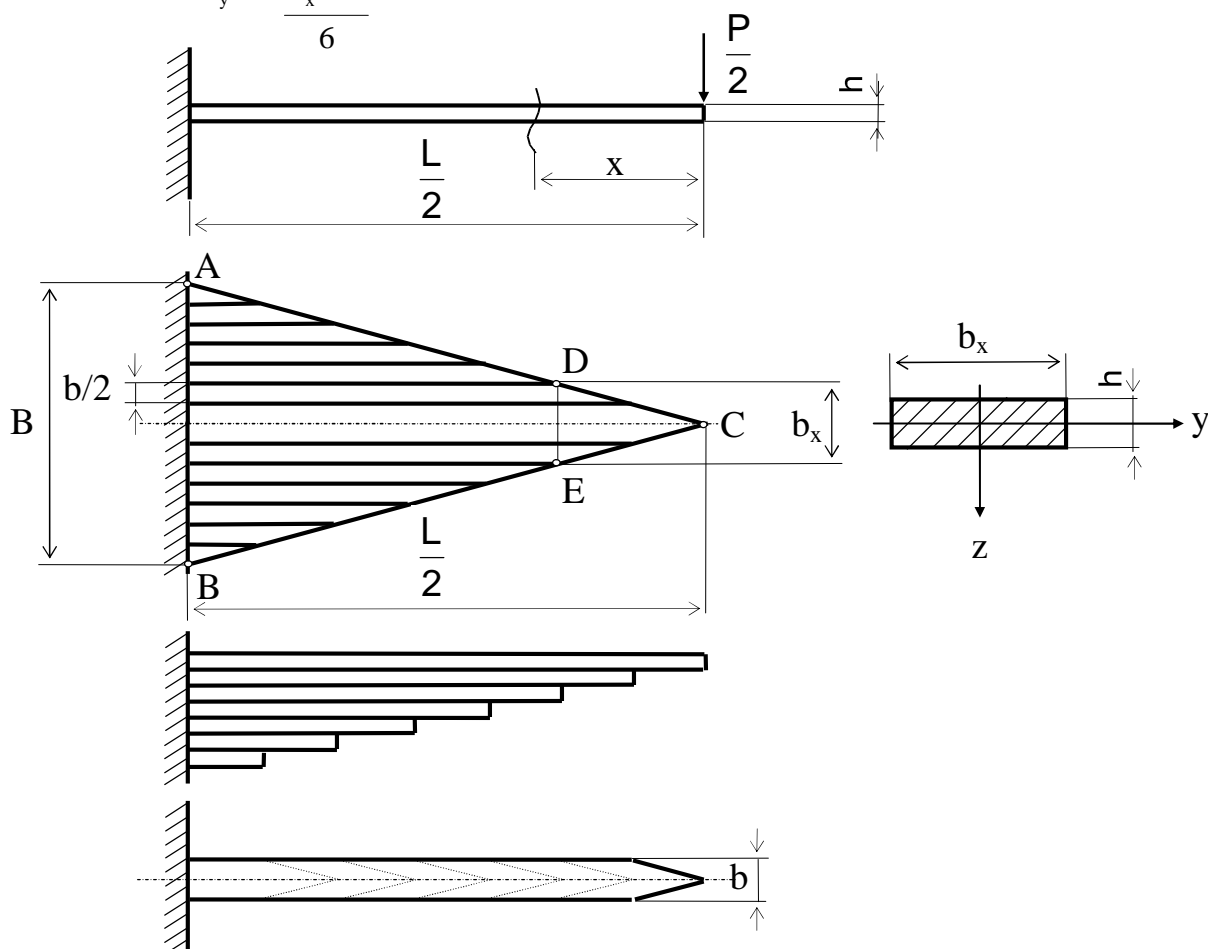
Листовият ресор се разглежда като съставен от две запънати греди (запъването се счита в мястото на ресорната скоба), натоварени в края си със сила $P/2$ (фиг. 4.8). От дисциплината “Съпротивление на материалите” е известно, че най-икономично използване на материала и най-голяма деформация имат гредите с еднаква якост: $\sigma_{1\text{ог}} = \sigma_{2\text{ог}} = \dots = \sigma_{\text{ог}} = \text{const}$.



фиг. 4.8 Разчетна схема на листов ресор

Теоретично листовият ресор се разглежда като гредата, получена от триъгълна пластина с дебелина h (фиг. 4.9), запъната в единия край, натоварена със сила $P/2$. Гредата е подложена на огъване. Напрежението се определя по познатата формула от съпротивление на материалите:

$$\sigma_{\text{ог}_x} = \frac{M_{\text{ог}_x}}{W_y} = \frac{\frac{P}{2} \cdot x}{\frac{b_x \cdot h^2}{6}}, \text{ МПа.}$$



фиг. 4.9 Модификации на изчислителна схема на листов ресор

От фиг. 4.9 се разглежда подобие на триъгълниците на пластината, от които следва:

$$\frac{b_x}{B} = \frac{x}{L}; \quad b_x = \frac{B \cdot x}{L}; \quad \sigma_{ор_x} = \frac{\frac{P}{2} \cdot x \cdot 6}{\frac{B \cdot x}{L} \cdot h^2}; \quad \sigma_{ор_x} = \frac{3 \cdot P \cdot L}{2 \cdot B \cdot h^2}.$$

Ако се раздели триъгълната пластина на $2n$ ивици, както е показано на фигурата, с ширина $b/2$ и се съединят две по две, ще се получи теоретичният листов ресор с n листа.

$$B = n \cdot b, \quad \sigma_{ор_x} = \frac{3P \cdot L}{2n \cdot b \cdot h^2} \leq [\sigma].$$

За ресорна стомана 55С2 и 60С2 допустимото напрежение е $[\sigma] = 950 \div 1050$ МПа.

Провисването на ресора като греда с еднаква [1,2] якост се определя по формула: $f = \frac{Q \cdot \ell^3}{2E \cdot I}$.

$$\text{В случая } Q = P/2, \ell = L/2, I = \frac{n \cdot b \cdot h^3}{12}, \text{ при което } f = \frac{3P \cdot L^3}{8E \cdot n \cdot b \cdot h^3}, \text{ m,}$$

където P е общото натоварване на ресора, kN; L - дължина на ресора, определена с разстоянието между центровете на ушите му, m; n - брой на листовите на ресора; b - ширина на един ресорен лист, m; h - дебелина на листа, m; E - модул на линейните деформации (модул на Юнг), $E = 1,95 \div 2,05 \cdot 10^5$ МПа.

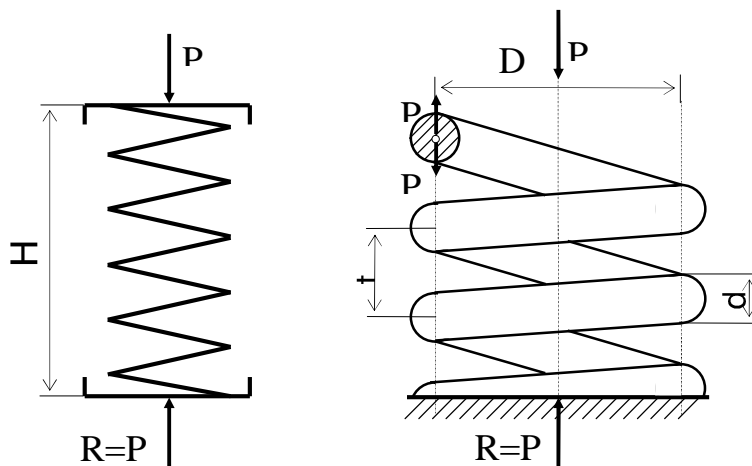
От формулите за напрежението σ и провисването f не се отчита влиянието на ширината на ресорната скоба, ролята на основните и наборни листове и други фактори, които ще бъдат отчетени при изчисление на реален листов ресор.

4.4 Якостно изчисление на цилиндрична винтова пружина. Определяне на провиса

В съвременните вагонни конструкции най-широко приложение имат пружините, работещи в комплект, най-често две една в друга, с еднаква или различна височина.

Първоначално ще се разгледа якостното изчисление на цилиндрична винтова пружина с кръгло напречно сечение на пръта с параметри: D - среден диаметър на пружината, m; d - диаметър на пръта, m; H - височина на пружината, m; n_p - брой на работните навивки; α - ъгъл на наклона на навивките; $\text{tg } \alpha = t/\pi \cdot D$; t - стъпка на навивките; m - индекс (фактор) на пружината, $m = D/d$, като за вагонни пружини $m = 3,5 \div 8$.

Значенията на стъпката t и височината H се изменят в зависимост от необходимия провис (фиг. 4.10).



фиг. 4.10 Изчислителна схема на цилиндрична винтова пружина

Прави се мислен разрез и в мястото на разреза на пружината се въвеждат силите $P_1 = P_2 = P$ (фиг. 4.10). Силите P_1 и P създават двойца, която усуква пръта на пружината, а силата P_2 я натоварва на срязване.

Общото напрежение, действащо в разглежданото сечение има тангенциален характер и представлява сумата от напреженията на усукване и срязване:

$$\tau = \tau_{yc} + \tau_{cp} ; \quad \tau = \frac{M_{yc}}{W_0} + \frac{P}{S},$$

където M_{yc} е усукващ момент, действащ на пружината, kNm; W_0 - полярен съпротивителен момент на сечението, m^3 ; S - площта на сечението на пръта, m^2

$$M_{yc} = P \cdot \frac{D}{2}; W_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{16}; S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}; \quad \text{или} \quad \tau = \frac{8P \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cdot \left(1 + \frac{1}{2m}\right); \quad \tau = \frac{8P \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cdot \eta; \quad \tau = \tau_{yc} \cdot \eta, \text{ МПа,}$$

където η е коефициент, отчитащ кривината на витките на пружината и напречната сила, която в случая е пренебрегната.

Вътрешните влакна на пружините изпитват по-високи напрежения, тъй като дължината им е по-малка от външните. При усукване деформацията им е по-голяма от тази на външните, при което разликата се увеличава с намаление на индекса на пружината “ m ”.

За определяне провисването на дадена пружина се използва формулата на Томсън от съпромата, а именно:

$$f = \varphi \cdot R, \quad \text{като} \quad \varphi = \frac{M \cdot \ell}{G \cdot I_p},$$

където φ е ъгъл на усукването; M - усукващ момент, kNm; ℓ - дължина на гредата, m; G - модул на ъгловите деформации (модул на плъзгане), МПа; I_p - полярен инерционен момент, m^3 .

Пружината се разглежда като запъната в единия си край греда с дължина ℓ , натоварена в другия край с усукващ момент $M_{yc} = P \cdot D/2$.

Съгласно формулата на Томсън провисването на пружината ще бъде:

$$f = \frac{8P \cdot D^3 \cdot n_p}{G \cdot d^4}, \quad m,$$

където n_p е броя на навивките; G - модул на ъгловите деформации, $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа.

Формулата за провиса може да се изрази и чрез радиуса на пружината:

$$f = \frac{64PR^3 \cdot n_p}{G \cdot d^4}, \quad \text{откъдето} \quad n_p = \frac{f \cdot G \cdot d^4}{64P \cdot R^3}, \quad c = \frac{P}{f}, \quad c = \frac{G \cdot d^4}{8D^3 \cdot n_p}, \text{ kN/m}.$$

Височината на пружината в свито до “отказ” състояние, т.е до опирание на витките помежду си, ще бъде:

$$H_{cb} = (n + 1) \cdot d, \quad m$$

където n_p е броя на работните навивки, като една и половина навивки се изваждат от общия брой за опорните части на пружината (те не участват в деформацията); n - общ брой на навивките.

4.5 Якостно изчисление на многоредна пружина

Ако при изчисление на пружината при зададено натоварване размерите d и D се получат много големи, то такава едноредна пружина е целесъобразно да се замени с многоредна с по-малки диаметри d и D . Във вагонните конструкции, като правило, се използват двуредни пружини, поставени една в друга, с противоположна посока на навиване, което обезпечава малки габарити на комплекта. Често се използват различни височини на пружините $H_1 > H_2$, при което се получава билинейна силова характеристика, което осигурява добър ход на вагона не само в натоварено, но и в празно състояние.

Упражнение №4 “Изчисление на елементи от ресорното окачване на вагоните”

Една многоредна пружина заменя напълно еквивалентна на нея едноредна пружина, ако са изпълнени следните условия:

$P = P_1 + P_2 + \dots + P_n$ $\tau_1 = \tau_2 = \dots = \tau_n$ $f_1 = f_2 = \dots = f_n$ при еднакви височини на пружините, $m_1 = m_2 = \dots = m_n$

За изчисление на двуредна пружина, еквивалентна на едноредна с определени показатели е необходимо:

- да е зададено натоварването P , максималният провис (или гъвкавост $i = f/P$) и допустимото напрежение $[\tau] = 750 \text{ MPa}$ за Ст 55С2 или 60С2;

- фактор на пружината $m = D/d$;

- брой на навивките $n = \frac{f \cdot G \cdot d^4}{64P \cdot R^3}$;

- височина на пружината в свито и свободно състояние;

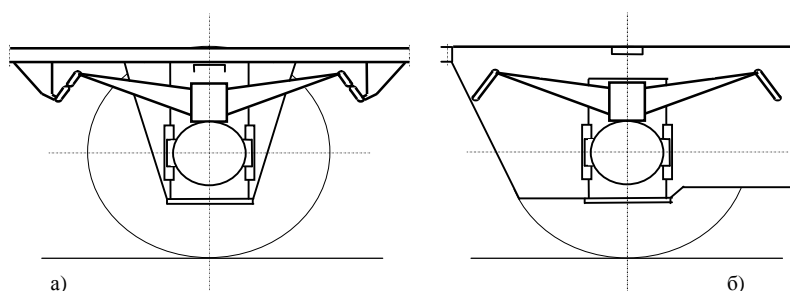
- от табл. 6.1 се определят диаметрите d_1 и d_2 , съответно D_1 и D_2 на двуредната пружина;

- определя се броят на работните навивки $n_1 = n \cdot \frac{D}{D_1}$ и $n_2 = n \cdot \frac{D}{D_2}$;

- определя се свободната височина: $H_{01} = (n_1 + 1,5) \cdot d_1 + f$, $H_{02} = (n_2 + 1,5) \cdot d_2 + f$.

4.6 Изчисление на реални ресори от ресорното окачване на двусен вагон и товарни талиги с листови ресори

Двусените вагони и товарните талиги от типа БТ1, БТ2, БТ3 и БТ4 използват листови ресори според схемите:



фиг. 4.13 Схеми на ресорно окачване с листови ресори при: а) двусен вагон б) товарна талига.

Изчислението на листовия ресор е необходимо да се направи за два режима на натоварване на вагона - празен и натоварен, в статично и динамично състояние:

- определяне на съответното максимално натоварване:

$P_{пр ст} = \frac{T - G_{необр}}{n}$ - при празен вагон в статично състояние;

$P_{пр дин} = \left(\frac{T - G_{необр}}{n} \right) \cdot k_{дин}$ - празен вагон в динамично състояние;

$P_{н ст} = \frac{T + Q - G_{необр}}{n}$ - натоварен вагон в статично състояние;

$P_{н дин} = \left(\frac{T + Q - G_{необр}}{n} \right) \cdot k_{дин}$ - натоварен вагон, при динамично състояние,

където T е тарата на вагона, kN; Q - товароносимост на вагона, kN; $G_{необр}$ - тегло на необресорените части на вагона, kN; n - брой на ресорите; $k_{дин}$ - коефициент на вертикална динамика.

Упражнение №4 “Изчисление на елементи от ресорното окачване на вагоните”

При изчисляване на ресорите и особено при якостните изчисления обикновено е меродавно максималното натоварване - статично плюс динамично при максимално натоварен вагон, т.е.

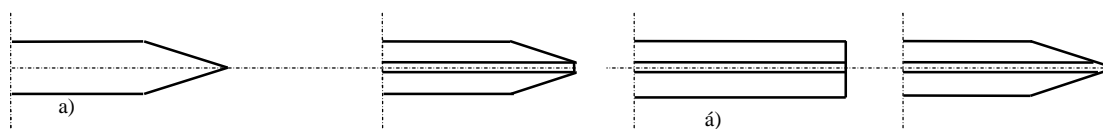
$$P_{\text{изч}} = P_{\text{max}} = P_{\text{н ст}} + P_{\text{н дин}} = \left(\frac{T + Q - G_{\text{необр}}}{n} \right) \cdot (1 + k_{\text{дин}}).$$

Теглото на необресорените части се определя като сума от теглата на колоосите, буксите и ресорите, например за двуосен вагон:

$$2 \cdot q_{\text{колооси}} = 2 \cdot 12400, \text{ N} \quad 4 \cdot q_{\text{букси}} = 4 \cdot 1000, \text{ N} \quad 4 \cdot q_{\text{ресори}} = 4 \cdot 1100, \text{ N}.$$

При якостно изчисление на листовите ресори е необходимо да се използват основните формули за напреженията и провисите, като се отчитат някои особености на реалните листови ресори, а именно:

1. Формата на краищата на листовите на действителния ресор не съвпада с тази на идеалния - фиг. 4.14.



фиг. 4.14 Краища на листовите на ресора: а) идеален, б) основни, наборни и последен лист при реален листов ресор.

Ресор с право отрязани краища на листовите губи част от еластичните си качества, като действителната деформация намалява с около 3 ÷ 8 %. Икономии от технологични операции за оформяне на наборните листове се покриват с разходите за превозване на мъртво тегло. Триенето в края на лист с правоъгълна форма се увеличава, а това води до бързо сработване. Обикновено се заостря само най-късия лист.

2. Между листовите на действителния ресор съществува триене, което при идеален ресор - липсва. В изчисленията този факт не се отчита, а по познатия начин може да се определи коефициентът на относително триене $\varphi = 2\mu \cdot h \cdot (n - 1) / L$.

3. Отчитане влиянието на ширината на ресорната скоба на ресора $a = 100 \text{ mm}$. При реален ресор, онази част от пакетираният листове, която се намира под скобата, не участва в деформацията.

При отчитане на отслабването на запъването в краищата на ресорната скоба, въз основа на опити се приема, че огъването на ресора е възпрепятствано 100 % за 1/3 от ширината "а" на ресорната скоба, т.е. дължината на ресора намалява във формулите от L на $\left(L - \frac{a}{3} \right)$.

4. Влияние на основните и наборни листове върху напрежението. Приемат се коефициенти, отчитащи различната роля на листовите: $n = (3n_o + 2n_n) / 2$, където n е приведенният общ брой ресорни листове; n_o - брой на основните листове; n_n - брой на наборните листове.

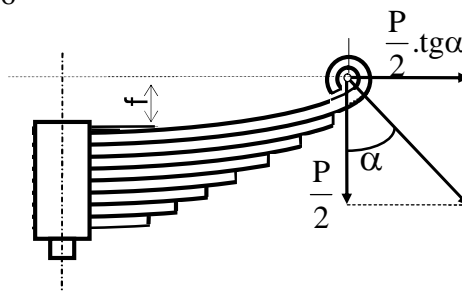
Следователно с отчитане на тези особености, основните формули за напрежението σ и деформацията f добиват вида:

$$\sigma = \frac{3}{2} \cdot \frac{P \cdot \left(L - \frac{a}{3} \right)}{\left(\frac{3n_n + 2n_o}{2} \right) \cdot b \cdot h^2} \leq [\sigma], \text{ MPa} \quad f = \frac{3}{4} \cdot \frac{P \cdot \left(L - \frac{a}{3} \right)^3}{E \cdot b \cdot h^3 \cdot (3n_n + 2n_o)}, \text{ m}.$$

5. Отчитане на хоризонталната сила, действаща в ушите на ресора, която се поражда от наклона спрямо вертикалата на ресорните обици (фиг. 4.15).

Силата $\frac{P}{2} \cdot \text{tg}\alpha$ предизвиква допълнителен момент, който трябва да се отчете при определяне на

$$\text{напрежението: } \sigma_{\text{ор}} = \frac{M_{\text{ор}}}{W} = \frac{\frac{P}{2} \cdot \left(\frac{L-a}{2}\right) + \frac{P}{2} \cdot \text{tg}\alpha \cdot f}{n \cdot \frac{b \cdot h^2}{6}}, \text{ МПа.}$$



фиг. 4.15 Сили, действащи в мястото на захващането на ресора към ресорните обици

За деформацията f се приема стрелата на ресора, която съответства на натоварено състояние под влиянието на определения максимален товар P .

4.7 Изчисление на елементи от ресорното окачване на товарни талиги с пружини

Товарни талиги с пружини са талигите от типа У25С - БТ6, БТ7, както и с централно ресорно окачване от вида на съветската лята талига 18-100 (ЦНИИ - ХЗ - О). И при тях е необходимо да се направят якостни проверки при различни товарни режими в статично и динамично състояние.

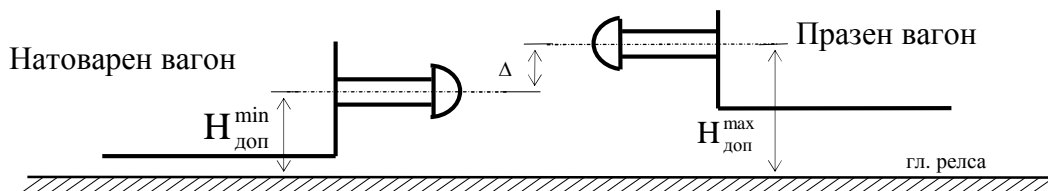
Теглото на необресорените части се получава като сума от теглата на колоосите, буксите и ресорните комплекти: $q_{\text{колоос}}, q_{\text{букса}}, q_{\text{пр. комплект}}$, например:

$$4 \text{ броя} \cdot q_{\text{колоос}} = 4.10890 \text{ N};$$

$$8 \text{ броя} \cdot q_{\text{букса}} = 8.710 \text{ N};$$

$$16 \text{ пр. к.} \cdot q_{\text{пр. комплект}} = 16 \cdot 410 \text{ N.}$$

Изчислението се провежда при използване на основните формули за напрежението и провиса, при което е необходимо да се спазва условието за допустимата разлика в нивата на два съседни вагона съгласно фиг. 4.17, а именно - $H_1 - H_2 = \Delta < H_{\text{доп}}^{\text{max}} - H_{\text{доп}}^{\text{min}}$ в статично състояние при празен вагон с нови бандажи и пълен (натоварен) вагон с пределно износени бандажи в кръга на търкаляне, където $H_{\text{доп}}^{\text{max}}$ е максимално допустимата височина от глава релса до оста на буфера при празен вагон без износвания по колоосите, централните лагери и др.; $H_{\text{доп}}^{\text{min}}$ - минимално допустимата височина от глава релса до оста на буфера при максимално натоварен вагон в статично състояние с максимално допустими износвания.



фиг. 4.17 Схема на допустимото разположение по височината на буферните оси на два съседни вагона

4.8 Определяне натоварванията на пружинните комплекти от централната и буксова степен от ресорното окачване на пътническите талиги

За пътнически талиги с двустепенно ресорно окачване от типа на Т65, Т652, УТ72, Т73АД и други е характерно, че цялото натоварване се предава последователно на централната и на буксова степен:

$$P = P_{ц. ст.} = P_{б. ст.}$$

Общият провис на талигата представлява сума от провисите на централната и буксова степени: $f = f_{ц. ст.} + f_{б. ст.}$.

За якостна проверка на пружините (пружинните комплекти) от централната степен е необходимо първоначално правилно да се определят натоварванията при различните режими:

$$P_{пр.ст.}^ц = \frac{T - 2G_T}{2.4}; P_{пр.дин}^ц = \left(\frac{T - 2G_T}{2.4} \right) k_{дин}; P_{пр.мах}^ц = \left(\frac{T - 2G_T}{2.4} \right) (1 + k_{дин});$$

$$P_{н.ст.}^ц = \frac{T + Q - 2G_T}{2.4}; P_{н.дин}^ц = \left(\frac{T + Q - 2G_T}{2.4} \right) k_{дин}; P_{н.мах}^ц = \left(\frac{T + Q - 2G_T}{2.4} \right) (1 + k_{дин});$$

където $k_{дин}$ е коефициент на вертикална динамика; G_T - тегло на една талига без надресорната греда, например теглото за талига УТ72 е $G_T = 57600$ N.

Горният индекс "ц" означава, че се отнася за централната степен, а долният - за състоянието на вагона, а именно: празен, натоварен, при статичен или динамичен режим.

Натоварването на пружините (пружинните комплекти) от буксовата ресорна степен е съответно:

$$P_{пр.ст.}^б = \frac{T - G_{необр}}{4.4}; P_{пр.дин}^б = \left(\frac{T - G_{необр}}{4.4} \right) k_{дин}; P_{пр.мах}^б = \left(\frac{T - G_{необр}}{4.4} \right) (1 + k_{дин});$$

$$P_{н.ст.}^б = \frac{T + Q - G_{необр}}{4.4}; P_{н.дин}^б = \left(\frac{T + Q - G_{необр}}{4.4} \right) k_{дин}; P_{н.мах}^б = \left(\frac{T + Q - G_{необр}}{4.4} \right) (1 + k_{дин});$$

където $k_{дин}$ е коефициент на вертикална динамика; T - тара на вагона, kN; Q - товароносимост на вагона, kN; $G_{необр}$ - тегло на необресорените части на талигата, например: 4 броя $\cdot q_{колоос} = 4 \cdot 11400$ N; 8 броя $\cdot q_{букса\ комплекс} = 8 \cdot 2050$ N;

Когато пружинният комплект включва две пружини, които се поставят една в друга и имат еднаква височина, общото натоварване P се поема от двете пружини както следва: $P = P_1 + P_2$, където P_1 и P_2 е натоварването на външната или вътрешната пружини, kN.

От условието за равенство на провисите $f_1 = f_2$ и равенство на напреженията $\tau_1 = \tau_2$, се определя второто условие на системата с неизвестни P_1 и P_2 .

$$f_1 = f_2, \frac{8P_1.D_1^3.n_1}{G.d_1^4} = \frac{8P_2.D_2^3.n_2}{G.d_2^4}, \text{ след съкращаване се получава съотношението } \frac{P_1}{P_2} = \frac{D_2^3.d_1^4.n_2}{D_1^3.d_2^4.n_1}.$$

$$\text{От зависимостта } \tau_1 = \tau_2, \frac{8P_1.D_1}{\pi.d_1^3} \cdot \eta_1 = \frac{8P_2.D_2}{\pi.d_2^3} \cdot \eta_2, \text{ след съкращаване се получава: } \frac{P_1}{P_2} = \frac{D_2.d_1^3}{D_1.d_2^3}.$$

$$\text{Системата с две неизвестни добива вида: } \begin{cases} P_1 + P_2 = P; \\ \frac{P_1}{P_2} = \frac{D_2.d_1^3}{D_1.d_2^3}. \end{cases}$$

Знаейки общото натоварване на пружинния комплект P (съответно от буксовата или централна степен, при различните режими на натоварване), диаметрите на пружините D_1, D_2 , както и на прътите им d_1, d_2 , могат да се определят съответните натоварвания P_1 и P_2 на външната и вътрешна пружини.

При една общопоставена задача с двуреден пружинен комплект при различни провиси ($f_1 > f_2$) обикновено съществуват 10 неизвестни: $P_1, P_2, D_1, D_2, d_1, d_2, n_1, n_2, f_2$ и $H_2^{\text{своб}}$. За определянето им могат да се използват следните уравнения:

$$P_1 + P_2 = P; \frac{8P_1 \cdot D_1}{\pi \cdot d_1^3} \left(1 + \frac{d_1}{2D_1}\right) = [\tau]; \frac{8P_2 \cdot D_2}{\pi \cdot d_2^3} \left(1 + \frac{d_2}{2D_2}\right) = [\tau]; \frac{8P_1 \cdot D_1^3 \cdot n_1}{G \cdot d_1^4} = f_1; \frac{8P_2 \cdot D_2^3 \cdot n_2}{G \cdot d_2^4} = f_2;$$

$$D_1 + d_1 = D_1^{\text{вн}} = D_{\text{габ}}; (n_1 + 1,5)d_1 + f = H_1^{\text{своб}} = H^{\text{своб}}; (n_2 + 1,5)d_2 + f = H_2^{\text{своб}} = H^{\text{своб}};$$

$$D_1 = D_2 = d_1 + d_2 + a; H_1^{\text{своб}} - H_2^{\text{своб}} = f_1 - f_2;$$

В горните уравнения обикновено са зададени: $H_1^{\text{своб}} = H^{\text{своб}}; [\tau]; D_{\text{габ}} = D_1^{\text{вн}}; f_{1\text{изч}} \equiv f_1 \equiv f_{1\text{max}}; P_{\text{изч}} \equiv f_1 \equiv f_{1\text{max}}; a = 3 \div 5 \text{ mm}$. При еднакви провиси на двете пружини (обикновения случай), ако

се използват изведените вече зависимости - $\frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2}, \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$ - системата се опростява. При

умело използване на метода на последователните приближения и други подобни в отделни части на решението на задачата също е възможно получаване на търсените параметри за сравнително кратко време.

4.9 Определяне натоварването на пружините от буксовата ресорна степен при товарни талиги от типа Y25C

Характерно за товарните талиги от типа Y25C е, че имат едностепенно буксово ресорно окачване, осъществено с двойни пружини с различна височина $H_1 > H_2$, където H_1 и H_2 са височините на външната и вътрешна пружини при ненатоварено състояние.

Първоначално се определя натоварването на един пружинен комплект $P_{\text{пр.к.}}$:

$$P_{\text{пр.к.}} = P_{\text{пр.к.}}^{\text{max}} = \left(\frac{T + Q - G_{\text{необр}}}{16} \right) (1 + k_{\text{дин}}),$$

където T е тарата на вагона, kN; Q - товароносимост на вагона, kN; $G_{\text{необр}}$ - теглото на необресорените части на вагона, kN; n - брой на ресорните комплекти; $k_{\text{дин}}$ - коефициент на вертикална динамика.

За определяне натоварването на външната P_1 и вътрешната пружина P_2 , се съставя следната системата от уравнения: $P_1 + P_2 = P_{\text{пр.к.}} \quad (f_1 - f_0) = f_2$,

където f_0 е свиването на външната пружина от сила P_0 , когато външната пружина работи самостоятелно, m; f_1 - общото свиване на външната пружина, m; f_2 - свиването на вътрешната пружина, m.

След заместване на изразите за провисите системата добива вида:

$$\left| \begin{array}{l} P_1 + P_2 = P_{\text{пр.к.}}; \quad \frac{8D_1^3 \cdot n_1}{G \cdot d_1^4} \cdot (P_1 - P_0) = P_2 \cdot \frac{8D_2^3 \cdot n_2}{G \cdot d_2^4}, \quad f_0 = \frac{8P_0 \cdot D_1^3 \cdot n_1}{G \cdot d_1^4} \text{ при } f_0 = 0,03m, \quad P_0 = \frac{G \cdot d_1^4 \cdot 0,03}{8D_1^3 \cdot n_1}. \end{array} \right.$$

При използване на първите две уравнения имаме:

$$\left| \begin{array}{l} P_1 + P_2 = P_{\text{пр.к.}}; \quad (P_1 - P_0) = P_2 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 \cdot \frac{n_2}{n_1}. \end{array} \right.$$

След решаване на горната система уравнения се определят натоварванията на двете пружини P_1 и P_2 , след което при зададените параметри могат да се направят якостни изчисления, както и изчисления за определяне на провисите и коравините.

Примерни решения за листов ресор и пружина са показани на следващите страници.

Литература

- [1] Караджов Т. Димитров Ж. Вагони, Техника, С., 1988
 [2] Пономарев Б. Расчет на прочност в машиностроения. Том 1, 3