

РУКОВОДЯЩИЙ ДОКУМЕНТ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НА
ПРОЧНОСТЬ ПРУЖИН
РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ
ПОДВИЖНОГО СОСТАВА
ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ ПРИ
ДЕЙСТВИИ ПРОДОЛЬНЫХ
И КОМБИНИРОВАННЫХ
НАГРУЗОК

Предисловие

1 РАЗРАБОТАН Научно-исследовательским институтом тепловозов
и путевых машин (ВНИТИ)

ВНЕСЕН Главным управлением локомотивного хозяйства Министерства
путей сообщения Российской Федерации.

2 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Указанием Министерства путей
сообщения Российской Федерации N от

3 ВЗАМЕН РТМ 24.040.32-83

Настоящий руководящий документ не может быть полностью или
частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве
официального издания без разрешения МПС РФ

Содержание

1 Область применения.....	1
2 Нормативные ссылки.....	1
3 Исходные данные и расчетные параметры.....	2
4 Метод расчета.....	11
Приложение А Рисунки к тексту руководящего документа.....	18
Приложение Б Пример расчета буксовой пружины одноступенчатого рессорного под- вешивания на прочность (при продольных нагрузках).....	24
Приложение В Пример расчета пружины второй ступени рессорного подвешивания тепловоза мо- щностью 4000 л.с. (при комби- нированных нагрузках).....	27
Приложение Г Расчет поперечной жесткости и напряжений в пружине при комби- нированных нагрузках.....	37

РУКОВОДЯЩИЙ ДОКУМЕНТ

Методика расчета на прочность пружин рессорного
подвешивания подвижного состава железных дорог
при действии продольных и комбинированных нагрузок

Дата введения 1997-01-01

1 Область применения

Настоящий руководящий документ устанавливает методику расчета на статическую прочность и усталостную долговечность спроектированных винтовых цилиндрических пружин, изготовленных из стального прутка круглого сечения, работающих при продольных или продольных и поперечных (в дальнейшем - комбинированных) нагрузках и применяемых в рессорном подвешивании подвижного состава железных дорог, в том числе и метрополитена.

Методика распространяется на расчет одиночных пружин и пружин, входящих в комплект (пакет), когда нагрузки на входящие в комплект (пакет) единичные пружины определены.

РД является обязательным для организаций и предприятий, проектирующих и изготавливающих пружины рессорного подвешивания подвижного состава железных дорог.

Требования руководящего документа могут быть использованы для целей сертификации.

2 Нормативные ссылки

В настоящем руководящем документе использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 1452-86 Пружины цилиндрические винтовые тележек и ударно-тяговых приборов подвижного состава железных дорог. Технические условия

ГОСТ 14959-79 Сталь рессорно-пружинная углеродистая и легированная. Технические условия

3 Исходные данные и расчетные параметры

Пружины, применяемые в рессорном подвешивании подвижного состава железных дорог, подвержены воздействию продольных или комбинированных статических и динамических нагрузок (рисунок А.1).

Продольная (вертикальная) нагрузка на пружину складывается из постоянной составляющей от силы тяжести наддрессорного строения экипажа (статической) и динамической составляющей, возникающей от вертикальных колебаний экипажа.

На пружины второй (в некоторых случаях и первой) ступени рессорного подвешивания локомотива одновременно с продольными действуют и поперечные нагрузки. Статические составляющие поперечных нагрузок возникают при движении в кривых участках пути от углового поворота тележки и отбоя кузова. Динамические составляющие поперечных нагрузок возникают от поперечных колебаний кузова и виляния тележки.

На пружины первой ступени в основном действуют продольные (вертикальные) нагрузки. В конструкциях, имеющих гибкую связь колесной пары с тележкой (или рамой кузова), могут возникать поперечные составляющие нагрузки.

Исходные данные и расчетные параметры приведены в Таблице 1.

Таблица 1.

Наименование параметра	Обозначение	Формулы и рекомендации по выбору величин
3.1 Продольные нагрузки, действующие на пружину, кН		
3.1.1 Статическая нагрузка	P	Назначают по весу наддрессорного строения локомотива с полным запасом топлива и песка, воды и других предметов экипировки. Допускается считать по служебному весу локомотива.
3.1.2 Расчетная стати-	P ₁	При расчете пружин на прочность

Продолжение таблицы 1

Наименование параметра	Обозначение	Формулы и рекомендации по выбору величин
ческая нагрузка		рекомендуется принимать $P_1 = P$. При подсчете наибольших возможных нагрузок, возникающих в эксплуатации, статическую нагрузку следует определять по 4.1
3.1.3 Расчетная рабочая нагрузка	P_2	$P_2 = P_1 + P_a \quad (1)$
3.1.4 Динамическая составляющая рабочей нагрузки	P_a	$P_a = k_d \cdot P_1, \quad (2)$ где k_d - коэффициент динамики пружины (3.3, 4.3)
3.1.5 Максимально возможная нагрузка в данной конструкции экипажа (при опирании на ограничители)	P_a	Можно назначить из условия $P_a \geq 1,2 \cdot P_2$
3.1.6 Максимально возможная нагрузка до замыкания витков или при достижении предела текучести	P_4	Может быть равна P_a , для отдельных конструкций может быть больше P_a
3.2 Поперечные нагрузки, действующие на пружину, кН	Q	Действуют периодически
3.2.1 Расчетная статическая нагрузка	Q_1	Возникает при движении экипажа в кривых участках пути. Определяют как геометрическую сумму сил, возникающих при движении в кривых участках пути от поперечного смещения кузова и от угло-

Наименование параметра	Обозначение	Формулы и рекомендации по выбору величин
3.2.2 Рабочая нагрузка	Q_2	всего поворота тележки (4.2 и рисунок А.2) $Q_2 = Q_1 + Q_{\text{д}}$ (3)
3.2.3 Динамическая составляющая рабочей нагрузки	$Q_{\text{д}}$	$Q_{\text{д}} = k_{\text{д}} \cdot Q_1$, (4) где $k_{\text{д}}$ - коэффициент поперечной (горизонтальной) динамики пружины (4.3)
3.2.4 Максимально возможная нагрузка при опирании на боковые упоры (ограничители поворота)	$Q_{\text{в}}$	Назначают из условия обеспечения поворота тележки в кривой минимального радиуса или при максимальном смещении кузова относительно тележки (в зависимости от конструкции)
3.3 Коэффициент динамики пружины	$k_{\text{д}}$	При выборе $k_{\text{д}}$ учитывают результаты динамических испытаний аналогичных экипажей. Рекомендации по выбору $k_{\text{д}}$ для магистральных и маневровых локомотивов (4.3)
3.4 Диаметры пружины, см наружный	D	Назначают по габаритным условиям узла
средний	D_0	$D_0 = D - d$ (5)
3.5 Диаметр прутка пружины, см	d	Предварительно определяют по формуле $d = \sqrt[3]{\frac{80 \cdot k \cdot P_{\text{в}} \cdot D_0}{f_1 \cdot \tau_T}} \quad (6)$

Продолжение таблицы 1

Наименование параметра	Обозначение	Формулы и рекомендации по выбору величин
3.6 Высота пружины, см		
3.6.1 В свободном состоянии	Н ₀	
3.6.2 В нагруженном состоянии	Н ₁	Расстояние между опорными поверхностями пружины. Соответственно: $H_1; H_2; H_3$ при $P_1; P_2; P_3$ Для пружин, работающих с комбинированными нагрузками, допускается ориентировочно определять H_3 $H_3 = H_{min} + \delta \cdot n, \quad (7)$ где δ - минимальный межвитковый зазор, при котором не будут замыкаться рабочие витки при действии комбинированной нагрузки (4.4); n - число рабочих витков пружины (3.11)
3.6.3 Расчетная в нагруженном состоянии	Н _г	$H_g = H_0 - F_p \cdot d$ (рисунок А.1) (8)
3.6.4 При замыкании витков	Н _{min}	$H_{min} = [n + (1,1 - 1,2)]d, \quad (9)$ где 1,1 - для шлифованного прутка 1,2 - для катаного прутка

Наименование параметра	Обозначение	Формулы и рекомендации по выбору величин
3.7 Продольная деформация пружины под нагрузкой P_1 , см	F_{p1}	Назначают как основную характеристику рессорного подвешивания
3.7.1 Расчетные и фактические продольные деформации пружины под нагрузками $P_1; P_2; P_3; P_4 (P_1)$	F_{p1} F_{p1}'	Фактическая деформация F_{p1}' под нагрузкой P_1 может отличаться от расчетной F_{p1} на величину деформации пружины до закрытия зазоров между опорными и рабочими витками (рисунок А.3). Уточняют по результатам тарировки пружин опытной партии
3.8 Расчетная поперечная деформация пружины под действием нагрузки Q , см	F_q	$F_q = \frac{Q}{C_q}, \quad (10)$ где C_q - поперечная жесткость пружины (3.10)
3.9 Расчетная продольная жесткость пружины, кН/см	C_p	$C_p = \frac{P}{F_p} = \frac{G \cdot d^4}{80 \cdot n \cdot D_o^3}, \quad (11)$ где G - модуль упругости материала при сдвиге. Для пружинных сталей $G = (7,6-8,3) \cdot 10^4$ МПа. По опытным данным рекомендуется принимать: $G = 8 \cdot 10^4$ МПа. Ср уточняется по результатам испытаний опытной партии пружин

Продолжение таблицы 1

Наименование параметра	Обозначение	Формулы и рекомендации по выбору величин
3.10 Расчетная поперечная жесткость пружины, кН/см	C _q	$C_p = \frac{P_2 - P_1}{F_{p2} - F_{p1}} \quad (12)$ Определяется по формуле: $C_q = \frac{2,62 \cdot C_p}{A[1 + 0,77(Hr/Do)]^2}, \quad (13)$ где А-поправочный коэффициент, определяется по номограмме (рисунок А. 4) Формула распространяется на случай жесткого опирания пружин и не учитывает расположения концов опорных витков от нагрузки. В случае расположения концов опорных витков в плоскости, перпендикулярной направлению поперечной нагрузки, величина поперечной жесткости, как правило, на 15-30% меньше, чем при действии поперечной нагрузки в плоскости расположения концов опорных витков. Поперечные характеристики пружин уточняют по результатам испытаний опытной партии

Наименование параметра	Обозначение	Формулы и рекомендации по выбору величин
3.11 Число витков пружин:		
рабочее	n	$n_1 = n + n_2, \quad (14)$
полное	n_1	где n_2 - число опорных витков, обычно $n_2 = 1,5$; n_1 - для более равномерного нагружения по виткам рекомендуется выбирать кратным 0,5 (4,5; 5,5; 6,5...)
3.12 Расчетные касательные напряжения в пружине, МПа	τ	
3.12.1 От продольных нагрузок	τ_{pi}	$\tau_{pi} = \frac{80 \cdot k \cdot P_i \cdot D_o}{\pi \cdot d^3}, \quad (15)$ где k - коэффициент, учитывающий кривизну витка $k = \frac{4s - 1}{4s - 4} + \frac{0,615}{s} \quad (16)$ Соответственно: $\tau_{p1}; \tau_{pa}; \tau_{p2}; \tau_{p3}; \tau_{p4}$ при $P_1; P_a; P_2; P_3; P_4$
3.12.2 От поперечных нагрузок	τ_{oi}	(4.5) Соответственно: oi и oa при Q_1 и Qa
3.12.3 Суммарные напряжения от комбинированных нагрузок	τ_z	$\tau_{zi} = \tau_{pi} + \tau_{oi} \quad (17)$ $\tau_{za} = \tau_{pa} + \tau_{oa} \quad (18)$

4 МЕТОД РАСЧЕТА

4.1 Коэффициент перегрузки пружин от непогашенной возвышением наружного рельса центробежной силы при движении в кривых участках пути подсчитывается по формуле

$$\gamma = \frac{h}{b} \cdot \frac{q}{1 + \frac{h}{b} \cdot \frac{F_p}{b}}, \quad (26)$$

где h – высота центра тяжести наддрессорного строения над осью колесной пары, см;

b – расстояние между продольной осью экипажа и осью расположения пружин, см (рисунок А.2);

F_p – статический прогиб рессорного подвешивания, соответствующий нагрузке P , см;

q – отношение центробежной силы наддрессорного строения, неуравновешенной возвышением наружного рельса, к весу наддрессорного строения $q = 0,07$.

При двухступенчатом рессорном подвешивании F_p принимается равным сумме статических прогибов обеих ступеней (при равных расстояниях b в первой и во второй ступенях). Формула может применяться по усмотрению конструктора при определении геометрических размеров пружин или максимальных нагрузок, действующих на пружину при движении в кривых. При расчетах на прочность перегруз пружин при движении в кривых участках пути не учитывается и $P_1 = P$, так как перегруз пружин чередуется с разгрузкой относительно величины P_1 в кривых разного направления.

4.2 Расчетная статическая поперечная нагрузка определяется как геометрическая сумма сил (рисунок А.2).

$$\bar{Q}_1 = \bar{Q}_1 q + \bar{Q}_1 t, \quad (27)$$

где $\bar{Q}_1 q$ – составляющая от поперечного смещения кузова относительно тележки. Действует на пружину от неуравновешенной возвышением наружного рельса центробежной силы qP .

Наименование параметра	Обозначение	Формулы и рекомендации по выбору величин
3.14.1 Коэффициент запаса по усталости	n_d	$n_d = \frac{\tau_{p1} + \tau_{\Sigma az}}{\tau_{p1} + \tau_{\Sigma d}} \geq 1$, или (23)
3.14.2 Коэффициент запаса по текучести	n_T	$n_T = \frac{\Delta \tau_T}{\tau_{\Sigma 3}} \geq 1$ (24) где $\Delta = 1,1 - 1,2$ - коэффициент увеличения допускаемых напряжений при комбинированных нагрузках, см (4.7.2)
3.14.3 Предел выносливости пружины - наибольшая амплитуда напряжения цикла, при которой пружины не разрушаются при базовом числе циклов $N = 10 \cdot 10^6$ и при соответствующем τ_{p1}	$\tau_{\Sigma az}$	Определяют по формуле: $\tau_{\Sigma az} = 219,4 - 0,118 \tau_{p1}$ (25) что соответствует диаграмме предельных напряжений, (рисунк А.6).

Продолжение таблицы 1

Наименование параметра	Обозначение	Формулы и рекомендации по выбору величин
3.12.4 Индекс пружины	c	От продольных и поперечных сил наибольшие напряжения суммируются в локальных зонах крайних рабочих витков в плоскости действия поперечной силы $c = \frac{D_0}{d} \quad (19)$ Следует принимать в пределах $c=4-10$. Пружины с $c < 3$ применять не рекомендуется
3.13 Условия прочности при продольных нагрузках		
3.13.1 Коэффициент запаса по усталости	n_d	$n_d = \frac{\tau_{p1} + \tau_{az}}{\tau_{p1} + \tau_{pa}} > 1 \quad (20)$
3.13.2 Коэффициент запаса по текучести	n_T	$n_T = \frac{\tau_T}{\tau_{pa}} > 1 \quad (21)$
3.13.3 Предел выносливости пружин при данном τ_{p1} и $N = 10 \cdot 10^6$ циклов, МПа	τ_{az}	$\tau_{az} = 172 - 0,094 \tau_{p1} \quad (22)$
3.13.4 Предел текучести материала пружин при кручении, МПа	τ_T	Рисунок А. 5, пункт 4.7
3.14 Условия прочности пружин при комбинированных нагрузках		

Если расчетная схема тележки аналогична схеме приведенной на рисунке А.2, то параметр рассчитывается по формуле:

$$Q_{1q} = f'_{1q} \cdot C_q + \frac{q \cdot P \cdot C_q - C_q^2 f_{1q}}{C_q + C_{\text{ш}}} \quad (28)$$

где f'_{1q} - свободный зазор в шкворневом узле;

q - (4.1);

$C_{\text{ш}}$ - жесткость пружины шкворневого узла;

Q_{1t} - составляющая от поворота тележки.

Q_{1t} действует на пружины (дальние от шкворневого узла) от поворота тележки относительно кузова при движении в кривых среднего, наиболее часто встречающегося расчетного радиуса ($R = 600$ м)

$$Q_{1t} = \frac{L \cdot r \cdot C_q}{2R} \quad (29)$$

где L - шкворневая база локомотива, см;

r - расстояние между осями пружины и шкворня, см;

R - расчетный радиус кривой, см.

4.3 При проектировании новых экипажей с учетом технических требований к их характеристикам (4.2) и отсутствии данных испытаний аналогичных экипажей коэффициент динамики назначается конструктором ориентировочно из условия обеспечения требуемых динамических качеств экипажа. Зависит от величины статического прогиба, состояния пути, скорости движения и др.

4.3.1 Для магистральных локомотивов при одноступенчатом рессорном подвешивании со статическим прогибом около 100 мм коэффициент вертикальной динамики следует принимать $k_d = 0.3$. Для первой ступени двухступенчатого рессорного подвешивания коэффициент вертикальной динамики следует принимать $k_d = 0.25$.

Для экипажей, в которых конструкция допускает поперечные деформации буксовых пружин коэффициент горизонтальной динамики (от вертикальной нагрузки на буксовый узел) можно принять:

- для одноступенчатого рессорного подвешивания $k_{\partial q} = 0,2 *$;
- для первой ступени двухступенчатого рессорного подвешивания $k_{\partial q} = 0,15 *$.

Подсчитанная таким образом нагрузка действует на все связи первой ступени подвешивания. Поперечную нагрузку на пружину (или комплект пружин) следует подсчитывать с учетом жесткости буксовых водков и других связей пропорционально поперечной жесткости пружин.

Для второй ступени коэффициент вертикальной динамики (параллельно оси пружины) следует принимать $k_{\partial} = 0,2$. Для поперечных колебаний пружин второй ступени коэффициент горизонтальной динамики рекомендуется принимать $k_{\partial q} = 0,4 - 0,6$ (от Q_1) или подсчитывать Q_a следующим образом (рисунок А.2);

$$\bar{Q}_a = \bar{Q}_{aq} + \bar{Q}_{at}, \quad (30)$$

где Q_{aq} - составляющая динамической поперечной нагрузки от колебаний кузова;

$$Q_{aq} = f_{aq} \cdot C_a = \frac{F_q - f_{1q}}{2} C_a, \quad (31)$$

где f_{aq} - составляющая динамических поперечных перемещений (колебаний) кузова относительно тележки;

F_q - максимальный поперечный отход кузова относительно тележки;

f_{1q} - составляющая поперечного смещения кузова относительно тележки под действием силы Q_{1q} и рассчитывается по формуле:

$$f_{1q} = \frac{Q_{1q}}{C_a} = f'_{1q} + f''_{1q}, \quad (32)$$

где f''_{1q} - деформация пружины шкворневого узла при поперечном смещении кузова относительно тележки.

Q_{at} - составляющая динамической поперечной нагрузки от виляния тележки;

$$Q_{at} = \frac{r}{e} \cdot C_a. \quad (33)$$

* Данные ориентировочные до накопления опыта расчетов и сопоставления с результатами испытаний

где t - уширение в колесе, см;

ℓ - колесная база тележки, см.

4.3.2 Для маневровых локомотивов при работе в маневровом режиме рекомендуется принимать $k_d = 0,3$. При движении с конструкционной скоростью допускается выполнять оценку прочности только по пределу текучести.

4.4 Минимальный зазор между витками пружины под нагрузкой P_z (определяется только для пружин, работающих при комбинированных нагрузках)

$$\delta = \frac{d}{\frac{0,43 \cdot H_2^2}{D_0 \cdot F_a} - 1} \quad (34)$$

При этом межвитковом зазоре под продольной нагрузкой P крайние рабочие витки пружины не будут замыкаться при приложении поперечной нагрузки Q (или деформации F_{a1}). Так как иногда конструктивно трудно выполнить условие незамыкания витков при максимальных продольной и поперечной деформациях, этот расчет можно выполнять при $F_p = F_{p2}$ и $F_{a1} = F_{a2}$ или при другом необходимом значении F_{a1} . При расчете минимальный зазор вначале назначают, затем повторным расчетом уточняют (последовательным приближением).

Для уже имеющейся конструкции пружины можно определять величину поперечной деформации, при которой начнут смыкаться рабочие витки пружины, нагруженной заданной продольной нагрузкой P_i .

$$F_a = \frac{0,43 \cdot H_1^2}{D_0} \left(1 - \frac{dn}{Hr} \right), \text{ см.} \quad (35)$$

4.5 Напряжения от поперечной нагрузки

$$\tau_a = \eta_a \frac{50 \cdot Q}{x \cdot d^3} \cdot t_g \frac{x \cdot Hr}{2}, \text{ МПа,} \quad (36)$$

где параметры и коэффициенты:

$$\eta_a = 1 + \frac{0,63}{c} + \frac{0,35}{c^2}, \quad (37)$$

$$x = \sqrt{\frac{p}{B(1-p/S)}}, \text{ [1/см]}, \quad (38)$$

$$B = \frac{EJ}{\eta}, \text{ [кН см}^2\text{]}, \quad (39)$$

$$\eta = \frac{2 + \mu \cdot \cos^2 \alpha}{2 \cdot \sin \alpha}, \quad (40)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{Hr}{\pi \cdot D_0 \cdot n}, \quad (41)$$

$$S = \frac{8 \cdot EJ \operatorname{tg} \alpha}{D_0^2}, \text{ [кН]}, \quad (42)$$

α - угол подъема винтовой линии пружины под продольной нагрузкой P_i

4.6 Выбор предельных амплитуд напряжений.

4.6.1 Значения предельных амплитуд динамических напряжений τ_{az} рассчитывают по формуле (22):

$$\tau_{az} = 172 - 0,094 \tau_{p1},$$

которая соответствует диаграмме предельных напряжений $\tau_{az(3,6)}$, построенной в зависимости от среднего напряжения цикла τ_{p1} по результатам испытаний пружин на усталость с диаметром прутка $d = 3,6$ см (рисунок А.6).

4.6.2 Для пружин с размером прутка d , отличающимся от $d = 3,6$ см, значения предельных амплитуд $\tau_{az(d)}$ находят по той же диаграмме предельных напряжений с использованием зависимости

$$\tau_{az(d)} = \tau_{az(3,6)} \cdot \zeta_d \quad (43)$$

где ζ_d - коэффициент влияния размера прутка при заданном диаметре (таблица 2).

4.6.3 Для пружин, упрочненных наклепом дробью в соответствии с ГОСТ 1452, амплитуда предельных напряжений может быть выбрана по результатам испытаний на усталость таких пружин или введением коэффициента, учитывающего эффективность упрочнения дробью

$$\beta \cdot \tau_{az}, \quad (44)$$

РД 32,51-95

где τ_{az} – амплитуда предельных напряжений неупрочненных пружин;

β – коэффициент эффективности упрочнения.

При расчете принимать $\beta = 1,15$.

Таблица 2.

d, см	ζd	d, см	ζd	d, см	ζd	d, см	ζd	d, см	ζd
1,1	1,139	1,9	1,077	2,7	1,035	3,5	1,003	4,3	0,975
1,2	1,130	2,0	1,071	2,8	1,030	3,6	1,000	4,4	0,972
1,3	1,121	2,1	1,065	2,9	1,026	3,7	0,996	4,5	0,968
1,4	1,112	2,2	1,060	3,0	1,022	3,8	0,993	4,6	0,965
1,5	1,104	2,3	1,055	3,1	1,018	3,9	0,989	4,7	0,961
1,6	1,097	2,4	1,050	3,2	1,014	4,0	0,986	4,8	0,958
1,7	1,090	2,5	1,045	3,3	1,010	4,1	0,982	4,9	0,955
1,8	1,083	2,6	1,040	3,4	1,007	4,2	0,979	5,0	0,952

4.6.4 Шлифование или обточка прутка повышает предел выносливости пружин:

– При снятии поверхностного слоя до 1,5 мм на сторону и наличии регламентированного ГОСТ 1452 обезуглероженного слоя коэффициент повышения сопротивления усталости $\gamma = 1,2$;

– При снятии поверхностного слоя не менее 1,5 мм на сторону и наличии частичного обезуглероженного слоя коэффициент повышения сопротивления усталости $\gamma = 1,3$;

– При снятии поверхностного слоя не менее 1,5 мм на сторону и полном отсутствии обезуглероженного слоя коэффициент повышения сопротивления усталости $\gamma = 1,4$.

Если технология, применяемая заводом-изготовителем неизвестна, при расчете применять $\gamma = 1,2$.

4.6.5 Значения предельных амплитуд динамических напряжений от комбинированных нагрузок $\tau_{\Sigma az}$ рекомендуется выбирать по формуле:

$$\tau_{\Sigma az} = 219,4 - 0,118 \tau_{p1},$$

что соответствует линии " $\tau_{\Sigma az}$ " на диаграмме предельных напряжений (рисунок А.6).

4.6.6. Поправки на диаметр прутка (ξd), на упрочнение (β) и на обработку поверхности (γ) производят в соответствии с рекомендациями пунктов 4.6.2, 4.6.3 и 4.6.4. При наличии всех указанных факторов или двух из них коэффициенты перемножают.

4.7 Выбор значений пределов текучести при кручении.

4.7.1 Значения τ_t рекомендуется выбирать по таблице 3 для $d = 2,6$ см или по рисунку А.5.

Таблица 3

Марка стали по ГОСТ 14959	55С2 и 60С2		65С2ВА		60С2ХФА 60С2ХА	
Твердость HRC	41-42	43-44	43	48	42-45	46
Предел текучес- ти на кручение τ_t , МПа	720	760	800	970	915	До 970

4.7.2 Значения τ_t при расчете пружин с комбинированными нагрузками могут быть превышены вследствие того, что суммарные напряжения τ_z возникают в локальной (узко ограниченной) зоне на внутренней поверхности прутка, в плоскости действия поперечной силы. Учитывают введением коэффициента $\Delta = 1.1 - 1.2$. (Справедливо только при расчете максимальных суммарных напряжений от комбинированных нагрузок).

Пример расчета буксовой пружины одноступенчатого рессорного подвешивания на прочность (при продольных нагрузках) приведен в приложении Б(справочное).

Пример расчета пружины второй ступени рессорного подвешивания тепловоза мощностью 4000 л.с. (при комбинированных нагрузках) приведен в приложении В(справочное).

Пример расчета поперечной жесткости и напряжений в пружине при комбинированных нагрузках приведен в приложении Г(справочное).

Приложение А
(обязательно)

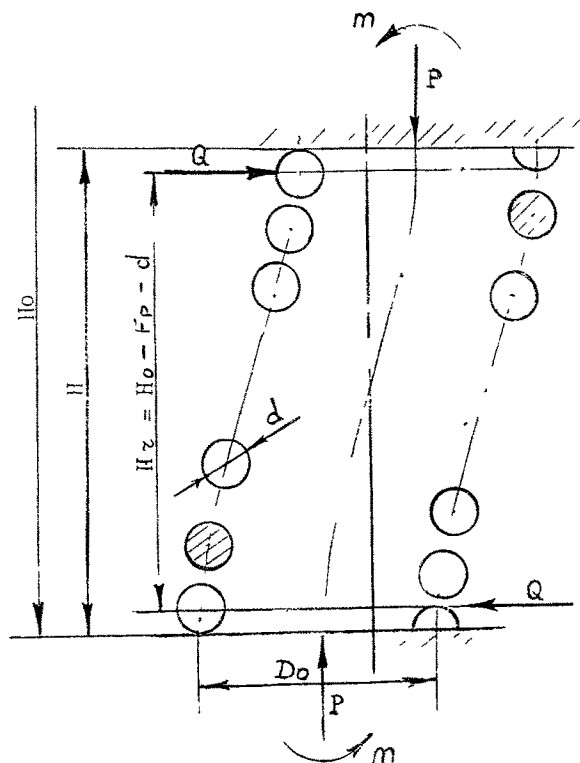


Рисунок А.1-Схема нагружения пружины продольными и поперечными (комбинированными) нагрузками

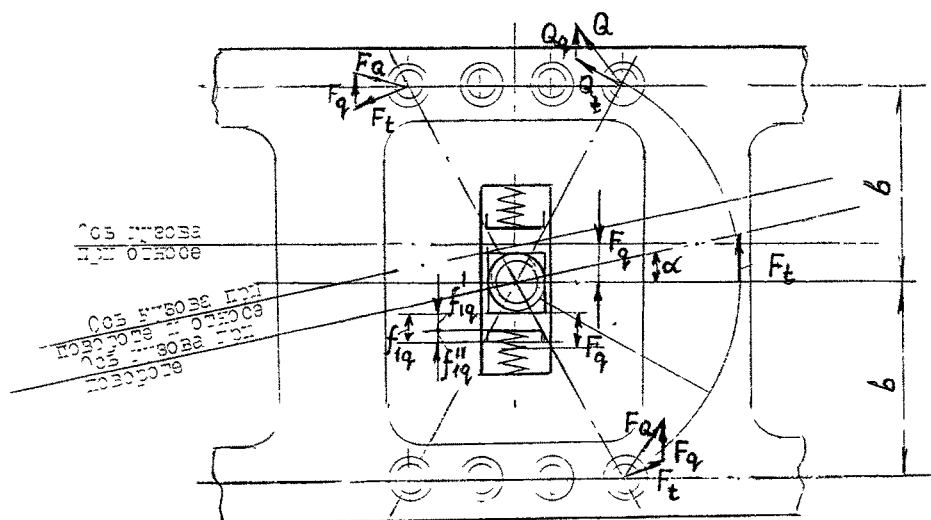


Рисунок А.2 - Схема поперечных нагрузок и деформаций пружин второй ступени при движении экипажа в кривой

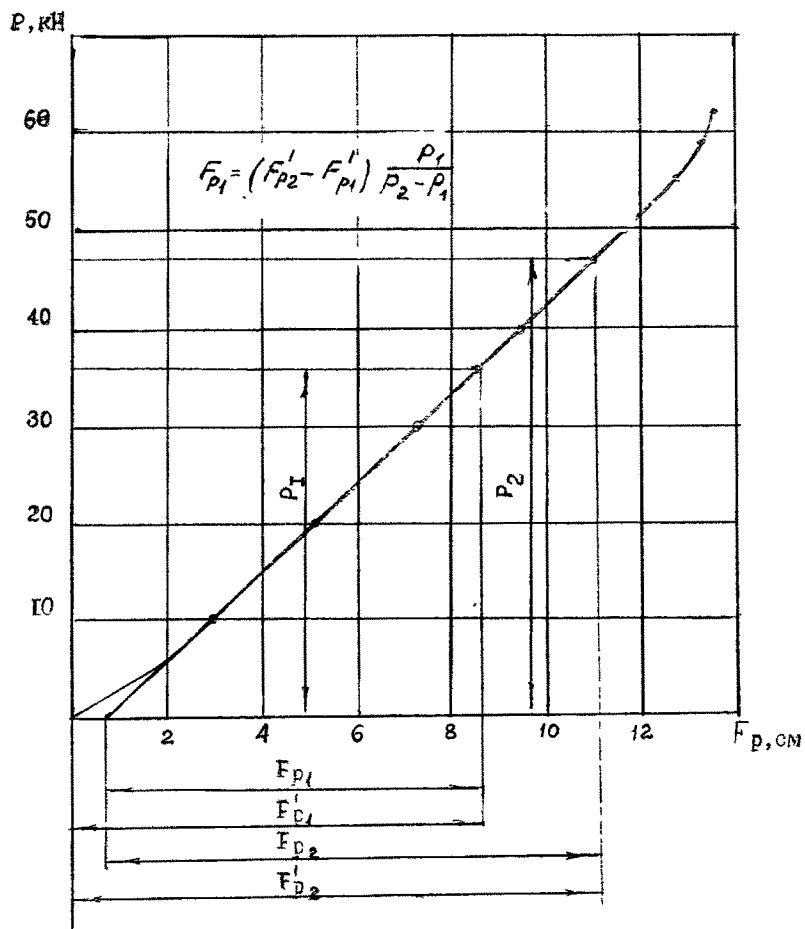


Рисунок А.3 - Характерная зависимость деформации пружины от нагрузки

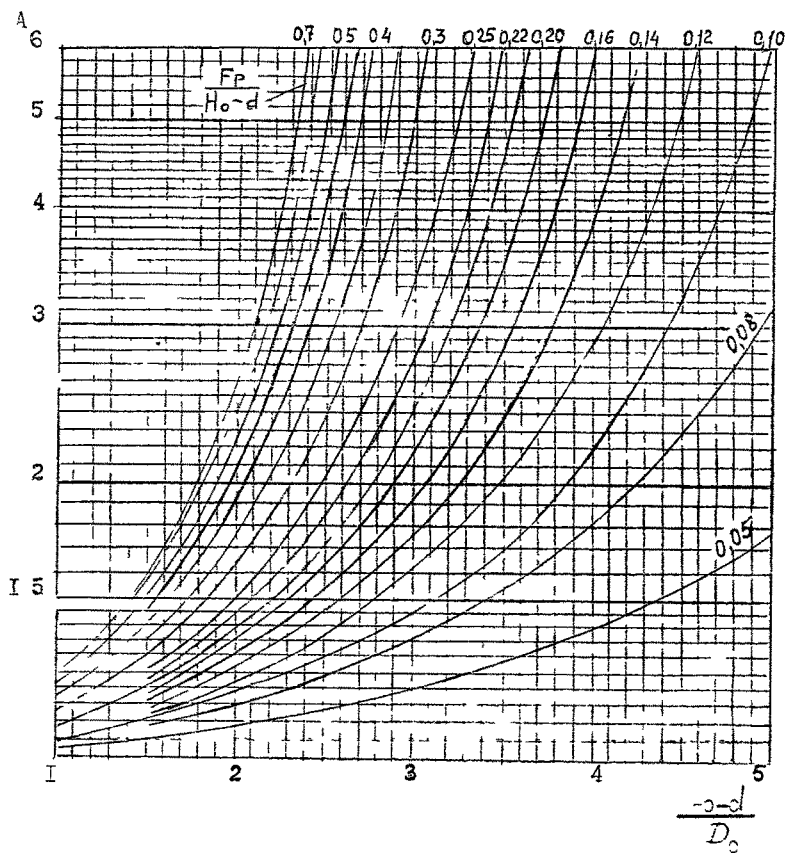
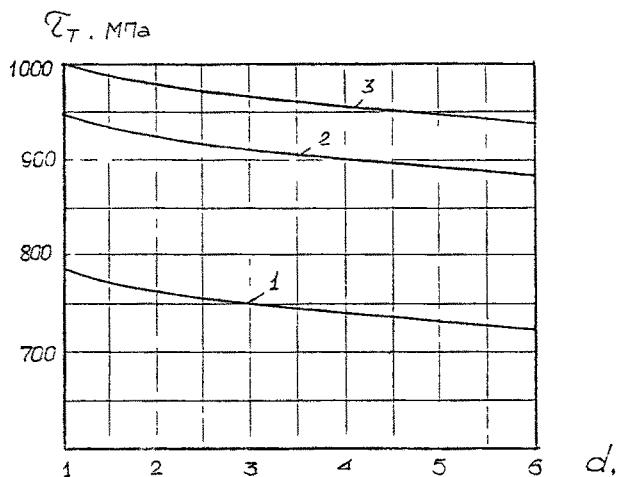
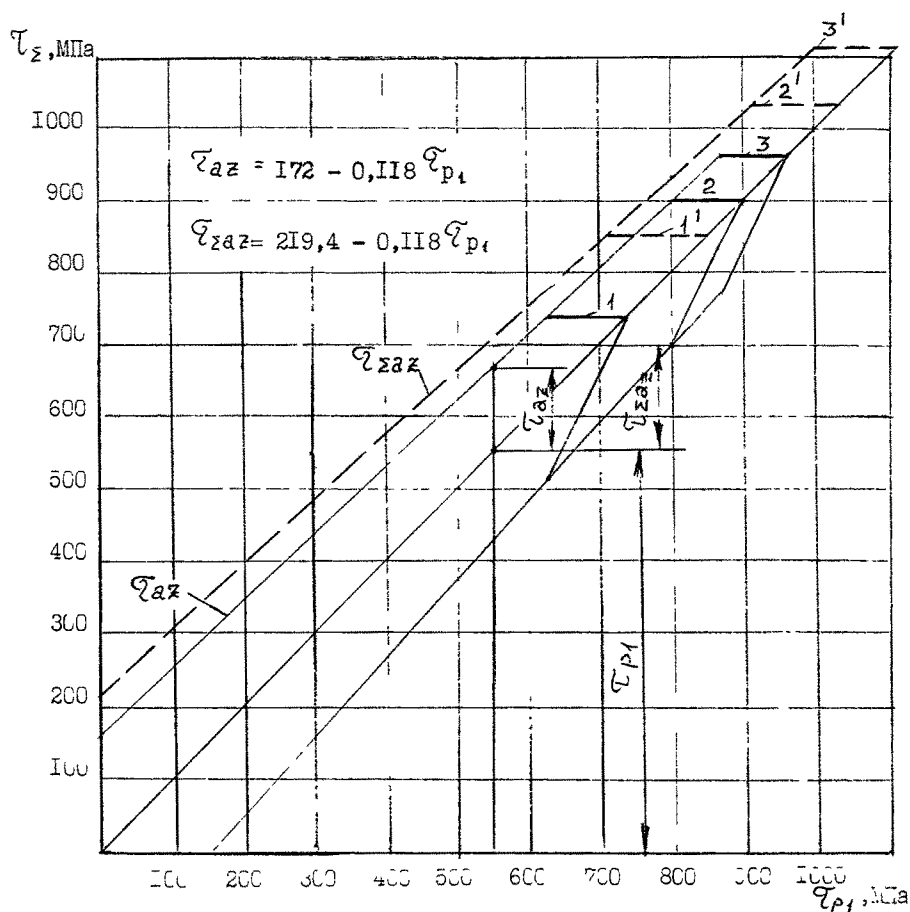


Рисунок А.4-Номограмма для определения поправочного коэффициента "А"



- 1-для сталей 5502 и 6002;
- 2-для сталей 6002ХА и 6002ХФА при НRс 43-45;
- 3-для сталей 6502ВА, 6002ХФА и 6002ХА, термообработанных до НRс 48

Рисунок А.5-Зависимость предела текучести различных сталей от размера сечения при кручении



τ_{zaz} амплитуды предельных напряжений $\tau_{zaz} = f(\tau_{p1})$ при комбинированной нагрузке; τ_{az} - амплитуды предельных напряжений $\tau_{az} = f(\tau_{p1})$ при продольной нагрузке;
 1 - 3' - ограничения по текучести для сталей; приведенных к $d=3,6$ см;
 1 - 55С2 и 60С2; 2 - 60С2ХА и 60С2ХФА; 3 - 65С2ВА, 60С2ХФА и 60С2ХА,
 1', 2', 3' - то же при комбинированной нагрузке

Рисунок А.6 - Диаграмма предельных напряжений для пружин из рессорных сталей с черной неупрочненной поверхностью прутка $d=3,6$ см

Приложение Б
(справочное)

Пример расчета буксовой пружины
одноступенчатого рессорного подвешивания
на прочность
(при продольных нагрузках)

1 Исходные данные:

1.1 Нагрузка на пружину (3.1.2)

$$P_1 = 32 \text{ кН}$$

1.2 Прогиб под статической нагрузкой

$$F_{p1} = 12,0 \text{ см}$$

1.3 По габаритным условиям принимают (предварительно)

$$B = 26,0 \text{ см}$$

1.4 По 3.3, 4.3, 4.3.1, 4.3.2 и по результатам испытаний локомотива, имеющего рессорное подвешивание подобной конструкции, назначают $k_2 = 0,3$.

2 Динамическая нагрузка (3.1.4, 4.1)

$$P_a = 0,3 \cdot P_1 = 9,6 \text{ [кН]}$$

3 Рабочая нагрузка (3.1.3)

$$P_2 = P_1 + P_a = 41,6 \text{ [кН]}$$

4 Максимальная, при опирании на ограничители (3.1.5)

$$P_3 = 1,25 \cdot P_2 = 52,0 \text{ [кН]}$$

Расчет буксовых пружин ведут на продольные нагрузки.

5 Продольная жесткость предварительно (3.9)

$$C_p = \frac{P_1}{F_{p1}} = \frac{32}{12} = 2,67 \text{ [кН/см]}$$

6 Определяют ориентировочно диаметр прутка по формуле(6)

$$d = \sqrt[3]{\frac{80 \text{ кПа} \cdot D_0}{\sigma_t \cdot \tau_t}};$$

Предварительно принимают:

$$d \approx 4 \text{ см}; D_0 \approx 22 \text{ см}; \tau_t \approx 900 \text{ МПа}; c \approx 6; k \approx 1,25;$$

$$a = \sqrt[3]{\frac{80 \cdot 1,25 \cdot 52 \cdot 22}{3,14 \cdot 900}} = 3,44 \text{ [см]}$$

Принимают $a = 3,6$ см

Средний диаметр $2b - 3,6 = 22,4$ [см]

7 Число витков

$$\text{рабочих } n = \frac{a \cdot d^4}{80 \cdot \sigma_p \cdot D_0^3} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3,6^4}{80 \cdot 2,67 \cdot 22,4^3} = 5,6$$

Принимают $n = 6$, $n_2 = 1,5$

Общее $n_1 = n + n_2 = 6 + 1,5 = 7,5$,

Продольная жесткость, окончательно

$$\sigma_p = \frac{a \cdot d^4}{80 \cdot n \cdot D_0^3} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 3,6^4}{80 \cdot 6 \cdot 22,4^3} = 2,49 \text{ [кН/см]}$$

Прогиб под статической нагрузкой

$$F_{p1} = \frac{P_1}{\sigma_p} = \frac{32}{2,49} = 12,95 \text{ [см]}$$

8 Определим напряжения по формулам (15), (16), (19)

$$\tau_{p1} = \frac{80 k P D_0}{51 \cdot d^3};$$

$$c = \frac{D_0}{a} = 6,47; \quad k = 1,23;$$

$$\tau_{p1} = \frac{80 \cdot 1,23 \cdot 32 \cdot 22,4}{3,14 \cdot 3,6^3} = 481 \text{ [МПа]}$$

Результаты расчетов сводят в таблицу Б.1

Таблица Б.1

МПа

τ_{p1}	τ_{pa}	τ_{p2}	τ_{p3}
481	144	625	782

9 Определяют допускаемые напряжения (рисунок А.5).

По условиям текучести выбирают сталь 60С2ХА при термообработке НРС 42-45, для прутка $d = 3,6$ см

$$\tau_T = 900 \text{ МПа}$$

По формуле (22) при $\tau_{p1} = 481$ МПа,

находим $\tau_{az} = 172 - 0,094 \tau_{p1} = 126,8$.

При наклепе дробью принимают коэффициент упрочнения

$$\beta = 1,15.$$

$$\tau_{az} = 126,8 \cdot 1,15 = 145,8 \text{ МПа.}$$

10 Запасы прочности:

по усталости

$$n_a = \frac{\tau_{p1} + \tau_{az}}{\tau_{p1} + \tau_{pa}} = \frac{481 + 145,8}{481 + 144} = 1,003:$$

по текучести

$$n_T = \frac{\tau_T}{\tau_{p3}} = \frac{900}{782} = 1,15.$$

Условиям прочности по усталости и по текучести пружина удовлетворяет.

Приложение В
(справочное)

Пример расчета пружины
второй ступени рессорного подвешивания
тепловоза мощностью 4000 л.с.
(при комбинированных нагрузках)

1 Исходные данные:

1.1 Нагрузка на пружину $P = 53,5$ кН (от полного веса кузова локомотива).

Статический прогиб $F_p = 12$ см

1.2 Спроектирована пружина

$a=4,2$ см; $D_0=19,8$ см; $H_0=64,8$; $n=9$; $n_1=10,5$.

1.3 Материал – сталь 60С2ХА (НРс 45-46)

$\sigma_T = 970$ МПа для $a = 2,6$ см (рисунок А.5, таблица 3);

$\sigma_{\text{зад}}$ определяют по (25).

1.4 Свободный зазор в шкворневом узле

$$\Delta_{\text{шк}} = \pm 2,0 \text{ см}$$

1.5 Поперечный ход кузова относительно тележки (общий зазор в шкворне)

$$\Delta_{\text{шк}} = \pm 4,0 \text{ см}$$

1.6 Жесткость шкворневого узла

$$C_{\text{ш}} = 40 \text{ кН/см}$$

1.7 Шкворневая база локомотива

$$L = 1363 \text{ см.}$$

1.8 Колесная база тележки

$$l = 415 \text{ см.}$$

1.9 Расстояние между осями шкворня и дальней пружины подвески
 $r = 158,4$ см. (Тележки локомотива спроектированы со шкворнями, смещенными относительно центров тележек в сторону автосцепок, (рисунок Б.1).

1.10 Расчетный радиус кривой $R = 600$ м (рисунок В.2).

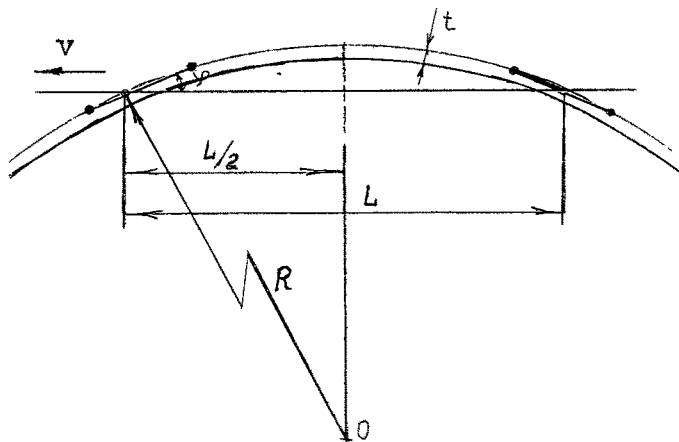


Рисунок В.2 схема хордовой установки тележек при движении локомотива в кривой.

1.11 Уширение в колее $t = 1,4$ см

Расчет пружины ведут на сопротивление усталости, поэтому перегруз можно не учитывать, так как он будет чередоваться с разгрузкой при движении то в правой, то в левой кривой.

2 Продольные нагрузки:

$$P_1 = P = 53,5 \text{ кН};$$

$$P_a = k_d P_1 = 0,2 \cdot 53,5 = 10,7 \text{ [кН]} \quad (3.1.4);$$

$$P_2 = P_1 + P_a = 53,5 + 10,7 = 64,2 \text{ [кН]} \quad (3.1.3);$$

$$P_3 = 1,25 P_2 = 1,25 \cdot 64,2 = 80,25 \text{ [кН]} \quad (3.1.5)$$

3 Определяют величину поперечной деформации, при которой могут замяться рабочие витки пружины при продольной рабочей нагрузке P_2 :

$$F_Q = \frac{0,43 H_2^2}{D_0} \left(1 - \frac{d n}{H r_2}\right) \quad (4.4);$$

$$H r_2 = H_2 - d;$$

$$H_2 = H_0 - F p_2;$$

$$F p_2 = \frac{P_2}{C_p};$$

$$C_p = \frac{G \cdot d^4}{80 n D_0^3} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 4,2^4}{80 \cdot 9 \cdot 19,8^3} = 4,45 \text{ [кН/см]}, \quad (3.9);$$

$$F p_2 = \frac{64,2}{4,45} = 14,4 \text{ [см]};$$

$$H_2 = 64,8 - 14,4 = 50,4 \text{ [см]};$$

$$H r_2 = 50,4 - 4,2 = 46,2 \text{ [см]};$$

$$F_Q = \frac{0,43 \cdot 50,4^2}{19,8} \left(1 - \frac{4,2 \cdot 9}{46,2}\right) = 9,9 \text{ [см]}.$$

Запас поперечного хода пружины значительный, следовательно, в диапазоне рабочих нагрузок пружина будет работать без контактирования рабочих витков.

4 Учитывая, что основной профиль пути представляет чередование кривых разного радиуса расчет проводят для кривой $R = 500$ м.

Статическая составляющая поперечной силы при движении в этой кривой (3.2.1):

$$Q_{1q} = Q_{1q} + Q_{1t}$$

4.1 Составляющая поперечной силы от отбоя кузова (4.2)

$$Q_{1q} = f'_{1q} C_q + \frac{q_{PC} C_q - C_q^2 f'_{1q}}{C_q + C_{ш1}}$$

$$H_r = H_0 - F_p - d = 64,8 - 12 - 4,2 = 48,6 \text{ [см]}$$

$$C_q = \frac{2,62 \cdot C_p}{n[1+0,77\left(\frac{H_r}{D_0}\right)^2]} = \frac{2,62 \cdot 4,45}{2,5[1+0,77\left(\frac{48,6}{19,8}\right)^2]}$$

$$C_q = 0,827 \text{ кН/см}$$

$C_{ш1}$ - доля жесткости шкворневого узла, приходящаяся на одну пружину:

$$C_{ш1} = C_{ш} : 8 = 40 : 8 = 5 \text{ [кН/см]}$$

$$Q_{1q} = 2 \cdot 0,827 + \frac{0,07 \cdot 53,5 \cdot 0,827 - 2 \cdot 0,827}{0,827 + 5} = 1,95 \text{ [кН]}$$

4.2 Составляющая от поворота тележки при хордовой установке (рисунок В.2) в кривой

$$Q_{1t} = \frac{L \cdot r \cdot C_q}{2R} = \frac{1363 \cdot 156,4 \cdot 0,827}{2 \cdot 50000} = 1,49 \text{ [кН]}, (4.2)$$

$$F_{1q} = \frac{Q_{1q}}{C_Q} = 2,36 \text{ [см]};$$

$$F_{1t} = \frac{Q_{1t}}{C_Q} = 1,8 \text{ [см]}.$$

Из рисунка В.1а :

α - угол между продольной осью тележки и линией, соединяющей центр поворота (шкворень) и ось пружины

$$\alpha = \arcsin \frac{b}{r} = \arcsin \frac{113}{158,4} = 45^\circ 30';$$

φ - угол поворота тележки относительно кузова:

$$\varphi = \frac{L}{2R} = \frac{1363}{2 \cdot 60000} = 0,0114 = 39';$$

При ограниченных скоростях в кривых малого радиуса чисто хордовая установка встречается редко, для этих случаев суммарный угол между продольной осью тележки и линией соединяющей центр поворота (шкворень) и ось пружины с учетом угла поворота тележки относительно кузова рекомендуется считать по формуле

$$\alpha' = \alpha + \frac{\varphi}{2};$$

$$F_{Q1} = \sqrt{(F_{1t} \cdot \sin \alpha')^2 + (F_{1q} - F_{1t} \cdot \cos \alpha')^2} = \\ = \sqrt{(1,8 \cdot 0,7133)^2 + (2,36 - 1,8 \cdot 0,701)^2} = 1,69 \text{ [см]};$$

$$Q_1 = F_{Q1} \cdot C_Q = 1,69 \cdot 0,827 = 1,397 \text{ [кН]}$$

4.3 Определяют динамическую составляющую от поперечных колебаний кузова и влияния тележки (4.3.1):

$$\bar{Q}_a = \bar{Q}_{aq} + \bar{Q}_{at};$$

$$Q_{aq} = f_{aq} \cdot C_a = \frac{F_q - f_{1q}}{2} C_a;$$

$$f_{1q} = \frac{Q_{1q}}{C_a} = \frac{1,95}{0,827} = 2,36 \text{ [см]};$$

$$Q_{aq} = \frac{4-2,36}{2} \cdot 0,827 = 0,678 \text{ [кН]};$$

$$f_{aq} = \frac{Q_{aq}}{C_o} = \pm 0,82 \text{ [см]};$$

$$Q_{at} = \frac{tr}{l} = \frac{1,4 \cdot 158,4}{415} \cdot 0,827 = 0,44 \text{ [кН]};$$

$$f_{at} = \frac{Q_{at}}{C_a} = \frac{0,44}{0,827} = \pm 0,53 \text{ [см]}$$

Для определения величины $F_{qa}(Q_a)$ принимают наиболее неблагоприятный вариант сложения составляющих f_{aq} и f_{at} как на рисунке В.1(б). Из рисунка В.1

$$\begin{aligned} F_{qa} &= \sqrt{(f_{aq} + f_{at} \cdot \cos \alpha)^2 + (f_{at} \cdot \sin \alpha)^2} = \\ &= \sqrt{(0,82 + 0,53 \cdot 0,701)^2 + (0,53 \cdot 0,7133)^2} = \pm 1,25 \text{ [см]}; \\ Q_a &= F_{qa} \cdot C_a = 1,25 \cdot 0,827 \approx \pm 1 \text{ [кН]} \end{aligned}$$

Расчет сил, действующих на ближнюю к шкворню пружину А (рисунок В.1), показал, что статическая составляющая поперечной нагрузки несколько больше, чем на пружину Б, а динамическая меньше. Определяющей является динамическая нагрузка, поэтому расчет ведут для дальней от шкворня (Б) пружины.

4.4 Коэффициент поперечной динамики для пружины получился равным

$$k_{aq} = \frac{Q_a}{Q_1} = \frac{1}{1,397} = 0,72$$

Для пружины А коэффициент поперечной динамики получился равным $k_{aq} = 0,34$

Таким образом, величины коэффициента поперечной динамики пружины при конструкции экипажа со смещенным шкворнем можно оценивать

расчетом или назначать в диапазоне $k q = 0,6 - 0,8$ (от Q).

5 Напряжения в пружине от продольных сил

$$\tau_p = \frac{80kPD_0}{5\pi \cdot d^3} \quad (3.12.1);$$

$$c = 4,7; k = 1,333$$

Данные сводим в таблицу В.1

Таблица В.1

МПа

τ_{p1}	τ_{pa}	τ_{p2}	τ_{pa}
486	97,3	583,3	730

Условиям прочности на продольные нагрузки пружина удовлетворяет.

5.1 Напряжения от поперечной силы (4.5)

$$\tau_a = \eta_a \frac{50Q}{xd^3} \cdot t_g \frac{xH}{2}$$

Результаты заносим в таблицу В.2

Таблица В.2

МПа

τ_{a1}	τ_{a2}	τ_{a3}	$\tau_{a3}(\text{при } F_a=12\text{ см})$
58	41	99	403

По условиям вписывания в кривые минимального радиуса поперечная деформация пружины может достигать 12 см (до упора в боковые ограничители). При этом скорости малы и вертикальная нагрузка будет примерно равна статической. С некоторым запасом принимаем ее равной P_2 , так как в указанных кривых имеет место крен кузова.

5.2 Суммарные напряжения приведены в таблице В.3.

Таблица В.3

МПа

$\tau_{\Sigma 1}$	$\tau_{\Sigma a}$	$\tau_{\Sigma 2}$	$\tau_{\Sigma 3}$ (при P_2 и Q_3)
544	139	682	987

6 Пределные напряжения

6.1 По формуле (25) определяют предельные напряжения при комбинированных нагрузках для пружины при $\tau_{\Sigma 1} = 546$ МПа для диаметра прутка $d = 3,6$ см:

$$\tau_{\Sigma az}(3,6) = 155 \text{ МПа}$$

Для пружины с $d = 4,2$ см, $G_d = 0,979$

$$\tau_{az} = \tau_{az}(3,6) \cdot G_{cl} = 151,7 \text{ [МПа]} \quad (4.6.2).$$

Применение шлифованного прутка повышает сопротивление усталости, $\gamma = 1,2$.

Пружины должны быть подвергнуты наклепу дробью, тогда (принимает $\beta = 1,15$) (4.6.3)

$$\tau_{az} = \beta \cdot \gamma \cdot 151,7 = 208,4 \text{ [МПа]}$$

6.2 Коэффициент запаса по усталости

$$n_2 = \frac{\tau_{Pl} + \tau_{\Sigma az}}{\tau_{Pl} + \tau_{\Sigma a}} = \frac{486 + 208,4}{486 + 139} = 1,05$$

6.3 Допустимое напряжение по пределу текучести прутка для $d=4,2$ см определяют по графику (рисунок А.5)

$$\tau_T = 950 \text{ МПа}$$

С учетом локальности максимальных напряжений при комбинированном нагружении $\Delta = 1,1-1,2$ (3.14.2)

$$\tau_T = 1,15 \cdot 950 = 1092 \text{ [МПа]}$$

6.4 Коэффициент запаса по текучести

$$n_T = \frac{\Delta \tau_T}{\tau_{\Sigma 3}} = \frac{1092}{987} = 1,084$$

Условиям прочности пружина удовлетворяет.

При ходовых испытаниях подобного локомотива замеренные продольные и поперечные деформации пружин и напряжения в них оказались близки к расчетным. Замеренные суммарные динамические напряжения достигли $\tau_{\Sigma a} = 140$ МПа. В отдельных случаях $\tau_{\Sigma a}$ достигали 160 МПа.

Приложение Г
(справочное)

Расчет поперечной жесткости и напряжений
в пружине при комбинированных нагрузках

Таблица Г.1

$C_a = \frac{2.62 C_p}{H[1+0.77(\frac{H_2}{D_0})^2]}$, $\frac{кН}{см}$										$\sigma_a = \frac{50 Q}{x \cdot d^3} \lg \frac{Q}{\sigma} \frac{x H_2}{2}$, МПа																																																																																																																																																																																										
Тип пробки	$D_0, см$	$d, см$	$H_0, см$	$\frac{C_p \cdot 10^3 \cdot d^3}{кН}$	$P, кН$	$F_p = \frac{P}{d}, см$	$H_2 = H_0 - F_p - d, см$	$\frac{H_0 - d}{F_p}$	$A(\frac{H_2^2}{F_p^2} + 0.77 + 1)$	$C_a, \frac{кН}{см}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$	$\lg \alpha = \frac{H_2}{H_0}$

УДК 625.2.012.8

ОКСТУ

ключевые слова: руководящий документ, методика, пружины рессорного подвешивания, расчет на прочность, продольные и комбинированные нагрузки

Научно-исследовательский институт тепловозов и путевых
машин (ВНИТИ) МПС РФ

Зам.директора института



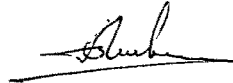
Э.И.Нестеров

Зав.отделом
стандартизации, сертификации
и комплексных нормативно-
технических исследований



А.А.Рыбалов

/Ведущий конструктор



А.В.Ширкалин

Инженер-конструктор
1 кат.



Н.А.Ершова

Отдел прочности

Зав.отделом



Э.С.Оганьян

Ст.научный сотрудник

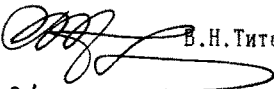


В.И.Романов

РД 32.5I-95

СОГЛАСОВАНО

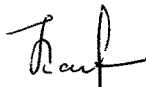
/ Начальник Главного управления
локомотивного хозяйства

 В.Н.Титов

" 21 " 12 1995г.

Главное управление локомотивного хозяйства

Начальник отдела
новых тепловозов



А.В.Кабаков

Начальник отдела
новых электровозов



А.А.Донской

Начальник отдела
электропоездов



В.С.Зубов

~~ВНУЛХТ~~

Согласовано письмом ЛД ЛД-47/51 от 21.12.95