

УДК 629.083

Никита Андреевич Землянушов, инженер, аспирант кафедры технической эксплуатации автомобилей, ФГАОУ ВО «Северо-Кавказский федеральный университет»
e-mail: nikita3535@mail.ru

Надежда Юрьевна Землянушнова, кандидат технических наук, доцент кафедры технической эксплуатации автомобилей, ФГАОУ ВО «Северо-Кавказский федеральный университет»
e-mail: zemlyanushnova@rambler.ru

К ТЕОРЕТИЧЕСКОМУ ОБОСНОВАНИЮ ВОССТАНОВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПРУЖИН ИЗ УПРОЧНЕННОЙ ПРОВОЛОКИ

Актуальность исследуемой проблемы обусловлена необходимостью совершенствования и теоретического обоснования технологий восстановления пружин на стадии их разработки.

Цель работы заключается в теоретическом обосновании технологий восстановления пружин с применением низкотемпературной термомеханической обработки и контактного заневоливания, а также с применением низкотемпературной термомеханической обработки, дробеметной обработки и контактного заневоливания. Получена зависимость высоты рабочей части пластически упрочненной пружины от площади упругого ядра сечения её витка, теоретически определена осадка пружины при дробеметной обработке. Проведено исследование напряженно-деформированного состояния клапанной пружины, подвергнутой дробеметной обработке, с учетом увеличения предела текучести материала в упрочненной зоне.

Результаты исследований рекомендуется применять при разработке технологии восстановления дорогостоящих автомобильных пружин.

Ключевые слова: упрочнение пружин, восстановление пружин, контактное заневоливание, дробеметная обработка, силовые характеристики пружин.

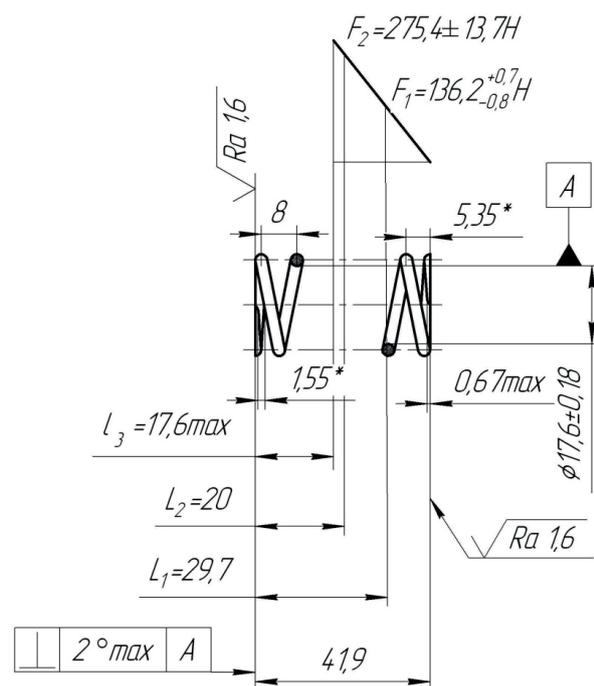
При эксплуатации высоконагруженных пружин сжатия в современной технике, требующей больших скоростей нагружения и компактного размещения пружин в узлах, со временем происходит потеря упругости пружин и уменьшение их рабочей нагрузки – релаксация [19]. Так, расположение газораспределительного механизма, размещение клапанных пружин, компоновка привода клапанов определяют условия эксплуатации пружин. Кла-

паные пружины подвергаются длительному многократному циклическому нагружению и значительному нагреву.

Пружина, потерявшая упругость, служит причиной ухудшения герметизации сопряжения клапан-седло. При такте впуска в результате разряжения в цилиндре открываются выпускные клапаны. Это приводит к увеличению расхода топлива и снижению мощности [8]. Клапанные пружины, работающие с пониженной упругостью, способствуют увеличению износа клапанного механизма [11]. По данным ОАО «Белебеевский завод «Автономаль» (ОАО «БелЗАН»), потеря рабочей нагрузки клапанных пружин F_2 может достигать до 10% и более [7].

Релаксация пружин подвески автомобилей является причиной преждевременного разрушения кузова и лонжеронов, осадка пружины гидрозамка подъемника автомобильного В-28 ведет к аварийной ситуации. При этом стоимость пружин, используемых в дорожной и строительной технике, доходит до 5000 рублей и выше, стоимость пружин подвесок автомобилей от 2000 до 3630 рублей за комплект, в зависимости от модели автомобиля.

Рисунок 1. Пружина клапана внутренняя 2101-1007021 (Примечание: F_1 и F_2 – нагрузка соответственно предварительного поджатия и рабочая, Н; l_1 , l_2 , l_3 – высота пружины соответственно при предварительном поджатии, при рабочей нагрузке и при сжатии до соприкосновения витков, мм; высота в свободном состоянии $l_0 = 41,9$ мм (справочный размер)



ТРАНСПОРТ

Высокие требования к надежности и экономичности современной техники, необходимость ресурсосбережения определяют задачу совершенствования и теоретического обоснования технологий восстановления и упрочнения пружин.

Для решения поставленной задачи совместно с сотрудниками ОАО «БелЗАН» разработано

и экспериментально обосновано три варианта технологии восстановления пружин из упрочненной пружинной проволоки (рисунок 1) с использованием низкотемпературной термомеханической обработки и контактного заневоливания [7]. Операции трех вариантов технологий восстановления пружин представлены в таблице 1.

Таблица 1. Варианты технологий восстановления силовых параметров пружин 2101–1007021

№ п/п	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Примечания, оборудование
1	Контроль: $l_2 = 20$ мм, $F_2 = 275,4 \pm 13,7$ Н			Весы TLS-S-2000, фирмы «ТМЕ»
2	Испытания на выносливость циклическим нагрузкам от l_0 до $l_2 6 \times 10^6$ циклов			Стенд СБН 0121
3	Промывка (обезжиривание)			–
4	Контроль: $l_2 = 20$ мм, $F_2 = 275,4 \pm 13,7$ Н			Весы TLS-S-2000, фирмы «ТМЕ»
5	Нагрев на оправке: $T=420^\circ\text{C}$ (температура нагрева), время нагрева 15 мин		–	Печь лабораторная
6	Растягивание. Высота рабочей части пружины 45 мм			Устройство для растяжения пружин
7	Отпуск на оправке: $T=400^\circ\text{C}$, время отпуска 30 мин. Высота рабочей части после снятия с оправки составила 42,53 мм		Отпуск на оправке: $T=420^\circ\text{C}$, время нагрева 40 мин. Высота рабочей части после снятия с оправки 42,53 мм	Печь лабораторная
8	Контактное заневоливание нагрузкой 3100 Н ($10F_3$)	–	–	Устройство для контактного заневоливания пружин
9	Отпуск: $T = 400^\circ\text{C}$, время отпуска 30 мин	–	–	Печь лабораторная
10	Дробеметная обработка: ДСЛ-0,5, прогиб контрольной пластинки 0,3 мм		Дробеметная обработка: ДСЛ-0,5, прогиб контрольной пластинки 0,3 мм	Установка 6GT8,5 – 10R фирмы «Carlo Banfi»
11	Контактное заневоливание нагрузкой 3100 Н ($10F_3$)	Контактное заневоливание нагрузкой 12400 Н ($40F_3$)	–	Устройство для контактного заневоливания пружин
12	–	–	Отпуск: $T \leq 240^\circ\text{C}$, время отпуска 30 мин	Печь лабораторная
13	–	–	Контактное заневоливание нагрузкой 3100 Н ($10F_3$)	Устройство для контактного заневоливания пружин
14	Контроль: $l_2 = 20$ мм, $F_2 = 275,4 \pm 13,7$ Н			Весы TLS-S-2000, фирмы «ТМЕ»
15	Испытания на выносливость циклическим нагрузкам от l_0 до $l_2 10,5 \times 10^6$ циклов			Стенд DV8-S2, фирмы «Gejrg Reicherter»
16	Контроль: $l_2 = 20$ мм, $F_2 = 275,4 \pm 13,7$ Н			Весы TLS-S-2000, фирмы «ТМЕ»

Примечание: F_3 – сила сжатия пружины до соприкосновения витков, Н; ДСЛ-0,5 – дробь стальная литейная диаметром 0,5 мм.

Все восстановленные пружины прошли испытания на выносливость циклическим нагрузкам без недопустимых осадок и поломок. Испытания были остановлены после $10,5 \times 10^6$ циклов, что

в 1,75 раза превышает принятую для пружин норму в количестве 6×10^6 циклов. Результаты экспериментальных работ занесены в таблицу 2 [7].

Таблица 2. Результаты экспериментальных работ по восстановлению силовых характеристик пружин клапана

№ п/п	До испытания	После испытания 6×10^6 циклов		После восстановления			После повторного испытания $10,5 \times 10^6$ циклов	
	F_2 , Н	F_2 , Н	$\Delta F_2 / F_2$, %	F_2 , Н	$\Delta F_2 / F_2$, %	τ_2 , МПа	F_2 , Н	$\Delta F_2 / F_2$, %
Вариант 1 технологии								
<i>min</i>	279,6	275,6	1,3	274,8	0,8	866	274,4	0
<i>max</i>	290,6	282,0	3,7	293,6	-4,1	926	292,8	1,4
X	283,4	278,5	2,0	281,2	0,9	884	279,9	0,45
R	11,0	6,4	2,4	18,8	4,9	60	18,4	1,4
Вариант 2 технологии								
<i>min</i>	271,2	265,0	0,6	266,6	0,1	840,0	262,4	0,5
<i>max</i>	285,4	281,0	4,7	288,2	-6,0	909,0	281,0	2,5
X	277,0	271,2	2,1	276,0	-1,8	870,3	271,7	1,6
R	14,2	16,0	4,1	21,6	6,1	69,0	18,6	2,0
Вариант 3 технологии								
<i>min</i>	276,0	271,8	1,03	290,6	-2,2	916	288,2	-0,7
<i>max</i>	291,0	288,0	1,94	316,0	-15,2	996	316,6	1,0
X	283,7	279,2	1,58	302,2	-8,3	953	302,1	-0,2
R	15,0	16,2	0,91	25,4	13,0	80	28,4	1,7

Примечание: знак «-» в таблице свидетельствует, что сила пружины увеличилась; τ_2 – касательные напряжения при рабочей деформации, МПа; X – среднее арифметическое значение; *min* – минимальное значение выборки; *max* – максимальное значение выборки; R – размах рассеивания.

Вариант первый восстановления следует применять для высокоскоростных пружин, воспринимающих нагрузку в изделии меньшую, чем $10F_3$. Вариант третий восстановления рекомендуется применять для таких же пружин, но со значительной потерей рабочей нагрузки. Вариант второй восстановления следует применять для пружин, работающих с соударениями витков или при значительных малоцикловых контактных нагрузках между витками, превышающими $10F_3$. При этом нагрузка контактного заневоливания должна не менее чем на 5 % превышать рабочую нагрузку на пружину [4].

Несмотря на то, что пружины после растяжения на оправке с шагом 45 мм были подвергнуты отпуску при температуре 400...420 °С, после снятия с оправки высота их рабочей части $l_{\text{раб}}$ уменьшилась в среднем до 42,53 мм [7]. Это связано с наличием в пружинах остаточных напряжений после изгиба на малый радиус, возникших при навивке. В процессе отпуска остаточные напряжения релаксируют до величины $0,3\sigma_m$ (σ_m – предел текучести). Если

увеличить температуру отпуска, то произойдет резкое падение прочности стали и уменьшение циклической прочности пружин [10].

Предел прочности пружинной проволоки 1 класса диаметром 2,7 мм согласно ГОСТ 9389-75 «Проволока стальная углеродистая пружинная» составляет 1900 МПа, предел текучести проволоки 1520 МПа. С учетом влияния остаточных напряжений после навивки, напряжения [10], при которых появится остаточная деформация пружины $\sigma_m = 0,954 \times 1520 = 1450$ МПа. Это напряжение следует учитывать как предел текучести материала пружины при дальнейших исследованиях. Можно оценить влияние остаточных напряжений на уменьшение длины пружины при восстановлении (1)

$$\frac{\Delta l_{\text{раб}}}{l_{\text{раб}}} = \frac{45,00 - 42,53}{45,00} \times 100\% = 5,5\% \quad (1).$$

Расчеты и эксперимент приведены для закаленной и отпущенной пружинной проволоки после

изготовления пружин, циклического испытания, растяжения и отпуска. Для патентованной проволоки результаты могут быть другими, т. к. она имеет остаточные макронапряжения после волочения, суммарный уровень пластической деформации у неё значительно выше, что повлияет на результат таких же исследований [10].

Рассмотрим метод упрочнения пружин контактным заневоливанием в направлении действия рабо-

чей нагрузки на пружину. При приложении к пружине нагрузки F_3 и выдержке в сжатом состоянии в течение 24...48 часов напряжения на наружных волокнах достигают предела текучести и за длительное время частично релаксируют [18]. После разгрузки пружина уменьшается по высоте, её относительная остаточная деформация A , %, равна A_1 (рисунок 2). Аналогичного эффекта можно добиться при термоосадке пружины.

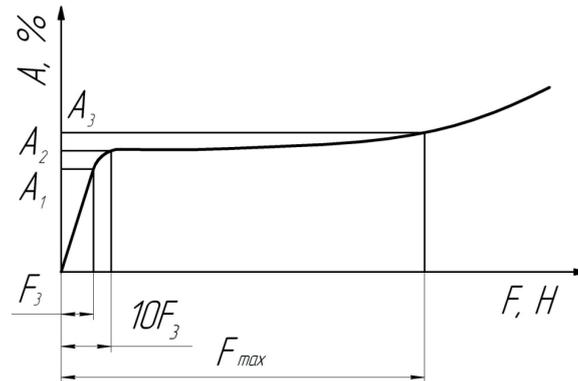


Рисунок 2. График зависимости относительной остаточной деформации пружины от нагрузки контактного заневоливания

$$A = \frac{\Delta l}{l_3} \times 100\%. \quad (2)$$

где Δl — изменение длины пружины, мм.

При дальнейшем увеличении нагрузки интенсивность возрастания величины A уменьшается за счет появления контактных напряжений. Заневоливание пружины в течение 24...48 часов (A_1) рекомендуется заменять [18] контактным заневоливанием нагрузкой $10F_3$ (A_2), время выдержки — 1,5 с. Величина упругого ядра пружин при упрочнении $d_{упр}$ не должна выходить за пределы рекомендованного значения $d_{упр} \geq 0,5d$ (d — диаметр проволоки пружины) [14], в противном случае пружина окажется неработоспособной. Максимально допустимая нагрузка контактного заневоливания пружин F_{max} (A_3), удовлетворяющая условию $d_{упр} \geq 0,5d$, зависит от физико-механических свойств материала и от геометрических параметров пружин.

Проведено теоретическое исследование формы и величины упругого ядра клапанных пружин 2101-1007021 при заневоливании нагрузкой 12400 Н (второй вариант восстановления, таблица 1).

Известно уравнение для определения границы, отделяющей упругую зону от пластической в поперечном сечении витка при контактном заневоливании [6]

$$3 \cdot \left(\frac{\Delta \kappa \cdot G \cdot x_0}{\sigma_m} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\Delta \kappa \cdot G}{\sigma_m} \right)^2 \cdot (r - y_{0\kappa})^2 + \frac{C \cdot y_{0\kappa}^6}{(\lambda^2 + b^2 \cdot y_{0\kappa}^2)^2 \cdot \sigma_m^2} = 1 \quad (3)$$

где $\Delta \kappa$ — приращение кручения витка пружины, мм^{-1} ;

G — модуль упругости второго рода, МПа;

$x_0, y_{0\kappa}$ — координаты точек (рисунок 3), принадлежащих границе упругой зоны, мм;

r — радиус витка пружины, мм;

b — полуширина полосы контакта витков, мм;

λ — эллиптическая координата [16], которая находится в виде положительного корня из уравнения, мм^2 ,

$$\frac{x^2}{b^2 + \lambda} + \frac{y_{0\kappa}^2}{\lambda} = 1 \quad (4)$$

$$C = \frac{A^2 \cdot b^4 \cdot (b^2 + \lambda)}{\lambda}$$

$$\text{постоянная } A = \frac{1,727 \cdot E}{\pi \cdot r} \quad (5)$$

E — модуль упругости первого рода, МПа.

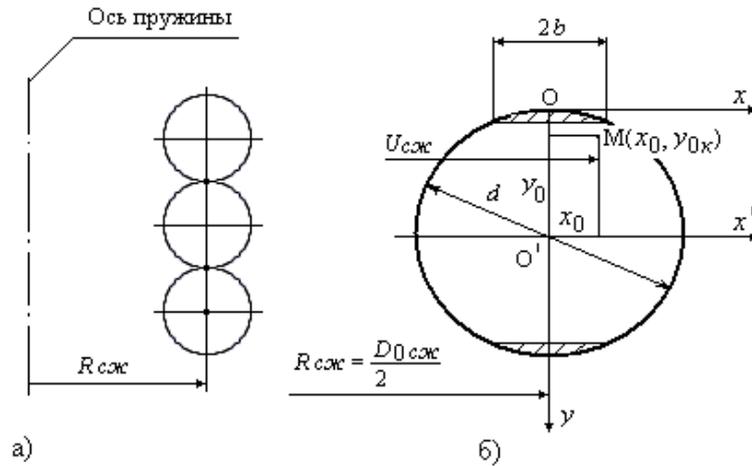


Рисунок 3. Сечение витков пружины при контактном заневоливании (Примечание: а) витки сжатой пружины; б) сечение витка пружины: $D_{0cож}$ – средний диаметр пружины, сжатой до соприкосновения витков, мм; $R_{cож}$ – радиус пружины, сжатой до соприкосновения витков, мм; $U_{cож}$ – расстояние от оси пружины до абсциссы границы упругой зоны, мм; $x_0, y_0, y_{0к}$ – координаты точек, принадлежащих границе упругой зоны при контактном заневоливании, мм)

Выражения для определения напряженного состояния витков при контактном заневоливании [6]

$$\sigma_y = X \cdot \frac{E \cdot y_{0к}^3}{(\lambda^2 + b^2 \cdot y_{0к}^2)} + E_1 \cdot \left(X_1 \cdot \frac{y^3}{(\lambda_1^2 + b^2 \cdot y^2)} - X \cdot \frac{y_{0к}^3}{(\lambda^2 + b^2 \cdot y_{0к}^2)} \right) \quad (6),$$

$$\tau_{кр} = \frac{\Delta\kappa \cdot G \cdot \sqrt{x^2 + \left(\frac{d}{2} - y\right)^2}}{Z} \quad (7),$$

где σ_y – сжимающие виток пружины вдоль оси «у» напряжения, МПа;
 $\tau_{кр}$ – напряжения кручения, МПа.

$$X = \frac{1,727 \cdot b^2}{\pi \cdot r} \cdot \sqrt{\frac{b^2 + \lambda}{\lambda}} \quad (8),$$

$$X_1 = \frac{1,727 \cdot b^2}{\pi \cdot r} \cdot \sqrt{\frac{b^2 + \lambda_1}{\lambda_1}} \quad (9),$$

E_1 – модуль упрочнения материала пружины, МПа;

λ_1 – эллиптическая координата, мм², которая находится в виде положительного корня из уравнения

$$\frac{x^2}{b^2 + \lambda_1} + \frac{y^2}{\lambda_1} = 1 \quad (10),$$

x, y – координаты точки пластической зоны, в которой определяются значения напряжений, мм;

$$Z = 1 + \frac{\varepsilon_{пл}}{\varepsilon_{упр}} - \text{величина, характеризующая глубину пластического упрочнения по сечению витка пружины [16];}$$

$\varepsilon_{пл}$ – пластическая часть полной относительной линейной деформации;

$\varepsilon_{упр}$ – упругая часть полной относительной линейной деформации.

Крутящий момент [6]

$$M_{кр} = \int_S \tau \cdot \rho dS = \int_S \frac{\Delta\kappa \cdot G \cdot \left(x^2 + \left(\frac{d}{2} - y \right)^2 \right)}{Z} dS \quad (11),$$

где S – площадь поперечного сечения витка, мм²;
 ρ – полярный радиус исследуемой точки сечения витка, мм.

Приращение диаметра пружины, мм, [6]

$$\Delta D = \frac{D^2 \sin \alpha}{\cos \alpha} \cdot \left(\Delta\kappa - \frac{32 \cdot M_{кр}}{G \cdot \pi \cdot d^4 \cdot K} \right) \quad (12),$$

где D – средний диаметр пружины до упрочнения, мм;

α – угол наклона витков пружины до упрочнения, град;

K – коэффициент, учитывающий разницу между средним приращением кручения волокон проволоки и приращением кручения оси проволоки пружины

ны при первоначальном сжатии из-за разных углов подъема волокон в разных точках сечения витка [6].

Изменение высоты рабочей части пружины [6], мм,

$$\Delta l_{раб} = L_{раб} \cdot \frac{D}{2} \cdot \cos \alpha \cdot \left(\Delta \kappa - \frac{32 \cdot M_{сп}}{G \cdot \pi \cdot d^4 \cdot K} \right) \quad (13),$$

где $L_{раб}$ – длина развертки рабочей части пружины, мм.

Параметры растянутой пружины перед заневоливанием: $D = 20,239$ мм; $l_0 = 45,73$ мм; $l_{раб} = 42,53$ мм; полное число витков $i = 6,5$; рабочее число витков $i_{раб} = 4,5$; $d = 2,7$ мм; материал пружи-

ны – проволока 2,7 – 70ХГФА-III ТУ 14-4-1380-86 (Отева 60); шаг рабочих витков пружины $t = 9,45$ мм; $E = 2,10 \times 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$; $G = 8,077 \times 10^4$ МПа; $\sigma_m = 1450$ МПа.

Половина сечения витка пружины разделена на 49 элементов М1...М49 (таблицы 3, 4). Используя выражения (2...13), в программе MathCAD проведено теоретическое исследование изменения геометрических параметров пружины, установлена величина упругого ядра $d_{упр}$ проволоки пружины. Параметры упрочненной пружины показаны в таблице 5. Глубина наклепа в точке контакта витков составляет 0,369 мм.

При известных геометрических параметрах

Таблица 3. Деление сечения витка пружины на элементы

x, мм / y, мм	-1,35	-1,2	-0,9	-0,6	-0,3	-0,1	0,1	0,3	0,6	0,9	1,2	1,35
0												
0,3			М43	М44	М45	М46	М47	М48	М49			
0,6		М34	М35	М36	М37	М38	М39	М40	М41	М42		
0,9		М24	М25	М26	М27	М28	М29	М30	М31	М32		
1,2		М13	М14	М15	М16	М17	М18	М19	М20	М21		
1,35	М1	М2	М3	М4	М5	М6	М7	М8	М9	М10	М11	

Таблица 4. Деление периферии сечения витка пружины на элементы

x, мм / y, мм	-1,35	-1,342	-1,273	-1,122	-0,849	0	0,849	1,122	1,273	1,342	1,35
0											
0,3					М43		М49				
0,6				М34				М42			
0,9			М23						М33		
1,2		М12								М22	
1,35	М1										М11

Таблица 5. Параметры упрочненной пружины 2101-1007021

Параметры пружины	Нагрузка контактного заневоливания 12400Н (40F ₃)					
	$l_{раб}$, мм	l_0 , мм	$d_{упр}$, мм	D , мм	$l_0 - l_1$, мм	$l_0 - l_2$, мм
	36,022	39,222	1,962	20,302	9,522	19,222

упрочненных пружин и их деформации $l_0 - l_1$ и $l_0 - l_2$ при предварительном поджатии и рабочей нагрузке соответственно (рисунок 1) по формуле инженера Сажина (14) [1] определены силы, возникающие в восстановленных пружинах при указанных деформациях: $F_1 = 132,54$ Н, $F_2 = 267,55$ Н.

$$l_0 - l_i = \frac{64 \cdot F_i \cdot R^3 \cdot i_{раб}}{G \cdot d^4 \cdot \cos^3 \alpha} \quad (14).$$

Силловые характеристики экспериментальных восстановленных пружин ($F_{2min} = 266,6$ Н; $F_{2max} = 288,2$ Н, таблица 2) соответствуют требованиям конструкторской документации ($F_2 = 275,4 \pm 13,7$ Н). Разница между теоретическими ($F_2 = 267,55$ Н) и экспериментальными ($F_2 = 276,0$ Н) исследованиями не превышает 3,06 %.

Рассмотрим третий вариант восстановления пружин (таблица 1). Основным эффектом дробетной обработки (ДО) является повышение ме-

ханических свойств материала пружин и создание в поверхностном слое сжимающих остаточных напряжений, глубина которых составляет 0,18...0,25 мм [2, 10]. Интенсивность этих напряжений наиболее велика в приповерхностных слоях. Предел текучести материала пружин возрастает, повышается его твердость, уменьшается склонность к релаксации нагрузки, повышается несущая способность пружин [13]. Незначительные неровности ячеистого вида, возникшие в результате наклепа (рисунок 4) не влияют негативно на ресурс пружин [12]. Поэтому эта операция полезна при восстановлении пружин.

Необходимо установить влияние ДО, а также последующего контактного заневоливания на параметры пружин после их растяжения и отпуска. Па-

раметры пружин зависят от размеров упругой части, оставшейся после упрочнения. Теоретическое определение глубины упрочнения и осадки пружин при ДО в зависимости от физико-механических свойств материала является сложной задачей, решаемой при множестве допущений и упрощений. В работе [2] показано, что внутренние волокна пружин наклепываются так же, как и наружные – до насыщения, следовательно, глубина упрочнения будет одинакова по сечению витка пружины. Упрочняемый материал считаем изотропным и упруго-пластичным, а дробинку рассматриваем как шар, однократно внедряющийся в упругопластическую среду; поверхности шара и пружины считаем абсолютно гладкими; не учитываем температурные эффекты, возникающие при ударе.

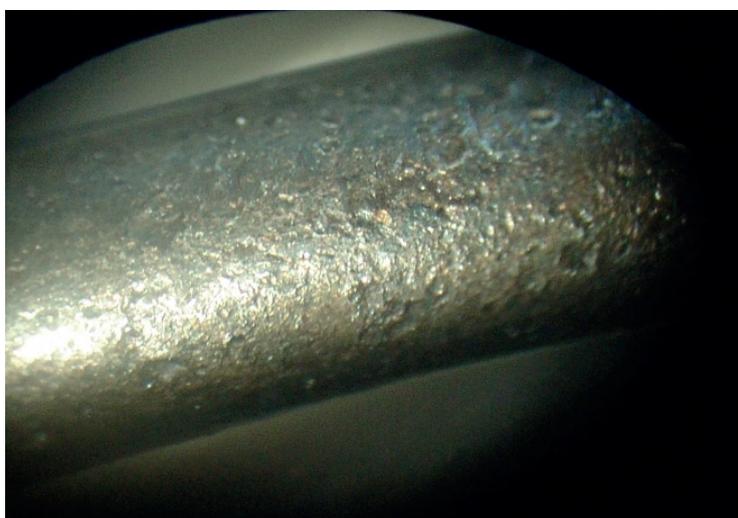


Рисунок 4. Следы дробеструйного наклепа на поверхности пружины клапана (увеличение в 10 раз)

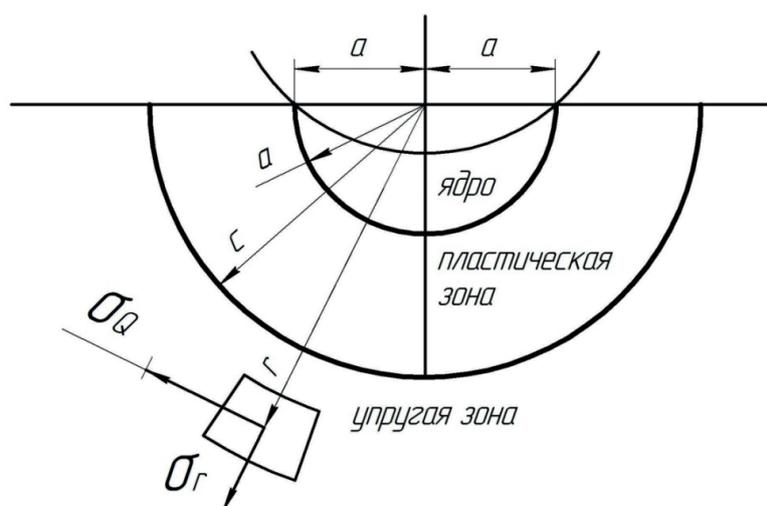


Рисунок 5. Модель с шаровым ядром для анализа внедрения сферы в упругопластическое полупространство

Исследованию упругопластических явлений при внедрении шара в упругопластическую среду посвящены работы [5, 20-23]. Из наблюдений, изложенных в указанных работах, следует, что смещения под поверхностью примерно радиальны по отношению к точке начального контакта, а поверхности равных деформаций имеют примерно полусферическую форму [5]. В рамках этой упрощенной модели упругопластического внедрения полагается, что поверхность контакта охватывается полусферическим ядром радиуса a (рисунок 5). Внутри ядра предполагается наличие гидростатического напряженного состояния интенсивностью \bar{p} . Считается, что во внешности ядра напряжения и перемещения обладают радиальной симметрией и совпадают с напряжениями и перемещениями в неограниченном упруго-идеально-пластическом теле со сферической полостью, в которой действует давление \bar{p} .

Радиальное σ_r и окружное σ_ϱ напряжения в пластической зоне, МПа, $\alpha \leq r \leq c$ (рисунок 5) равны [5]:

$$\sigma_r = \left[-2 \times \ln\left(\frac{c}{r}\right) - \frac{2}{3} \right] \times \sigma_m \quad (15),$$

$$\sigma_\varrho = \left[-2 \times \ln\left(\frac{c}{r}\right) + \frac{1}{3} \right] \times \sigma_m \quad (16),$$

где c – граница, отделяющая упругую зону от пластической, мм;

r – расстояние от центра внедряемой дробинки до исследуемой точки упрочняемого материала, мм.

В упругой зоне $r \geq c$ [5]:

$$\sigma_r = -\frac{2}{3} \times \left(\frac{c}{r}\right)^3 \times \sigma_m \quad (17),$$

$$\sigma_\varrho = \frac{1}{3} \times \left(\frac{c}{r}\right)^3 \times \sigma_m \quad (18).$$

Состояние течения в случае сферического индентора наступает при среднем контактном давлении $p_m \approx 1,1\sigma_m$. Наступление состояния полной пластичности наступает при верхнем пределе для давления внедрения $p_m \approx 3\sigma_m$, которое для шара достигается при [5]

$$E^* \times a / (\sigma_m \times R_d) \approx 30 \quad (19),$$

где R_d – радиус дробы, мм.

E^* – приведенный модуль упругости, МПа [5],

$$E^* = \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu^2}{E} \right)^{-1} \quad (20).$$

Для материала стальной литейной дробы $E_1 = 2,20 \times 10^5$ МПа, $\mu_1 = 0,3$.

$E^* = 1,181 \times 10^5$ МПа. Тогда из зависимости (19) $\alpha = 0,092$ мм.

Положение упругопластической границы определяется соотношением [5]

$$\frac{c}{a} \approx 2,3. \quad (21)$$

Тогда $c = 0,212$ мм.

Из проведенного по зависимостям (19)...(21) анализа следует, что глубина упрочнения (наклепа) клапанных пружин 2101-1007021 при ДО на ОАО «БелЗАН» составляет 0,212 мм (рисунок 6). Это совпадает с результатами экспериментов и расчетов, приведенных в работах [2, 10] ($c = 0,21$ мм).

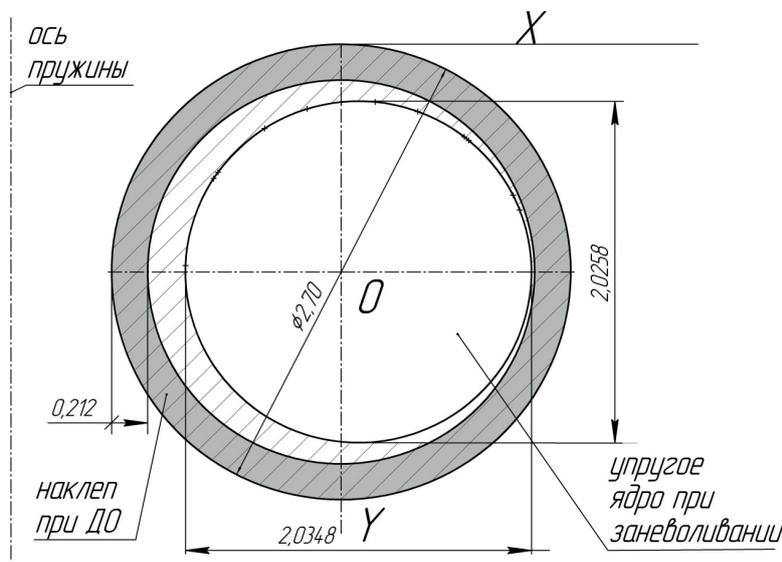


Рисунок 6. Сечение витка пружины при ДО и при заневоллиании

Обработка дробью вызывает значительную осадку и изменение упругих характеристик пружин [12], поэтому актуальной является задача определения осадки пружины при ДО.

Известен метод расчета кинетики напряженно-деформированного состояния (НДС) при ДО [9, 10]. Для расчета требуется поле внедренной пластической деформации от дробемета, которое определяют при травлении образца-свидетеля – тонкой контрольной пластинки, помещаемой в дробеметную камеру вместе с партией пружин [9]. Способ требует предварительных экспериментальных исследований и измерений, что не всегда возможно на стадии теоретических разработок.

Силовые и геометрические параметры пружин при пластическом упрочнении (заневоливании или ДО) зависят от площади оставшейся работоспособной части – упругого ядра (рисунок 6). При ДО пружины в свободном состоянии (не сжатом) внутренние и наружные волокна наклепываются до насыщения, поэтому упругое ядро пружины в сечении представляет собой окружность диаметром $d_{\text{упр}} = d - 2c$. При заневоливании упругое ядро представляет собой эллипс [15], центр которого смещен от центра сечения к наружному волокну витка пружины. На границе упругого ядра в обоих случаях эквивалентное напряжение σ_i равно пределу текучести материала пружины.

При пластическом внедрении вдоль оси симметрии [5]

$$\sigma_i = \left| \sigma_r - \sigma_\theta \right| \leq \sigma_m \quad (22).$$

При контактном заневоливании пружины в соответствии с теорией малых упругопластических деформаций [17]

$$\sigma_i^2 = \sigma_y^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2 \leq \sigma_m^2 \quad (23).$$

Используя выражения (2...13), в программе MathCAD проведено теоретическое исследование изменения геометрических параметров пружины 2101-1007021 после растяжения при сжатии до высоты 12,15...17 мм и заневоливании, определена площадь упругого ядра сечения проволоки пружины. Например, установлено, что при сжатии пружины до соприкосновения витков (высота рабочей части пружины 12,15 мм) упругое ядро представляет собой эллипс (рисунок 6). Площадь эллипса 3,237 мм², высота рабочей части пружины после снятия нагрузки 38,317 мм. Результаты теоретических исследований по определению площади упругой части сечения и высоты рабочей части упрочненной пружины в зависимости от высоты её рабочей части при заневоливании представлены в таблице 6.

Таблица 6. Зависимость параметров упрочненной пружины от высоты её рабочей части при заневоливании

№ п.п	Высота рабочей части сжатой пружины при заневоливании, мм	Площадь упругого ядра сечения витка, мм ²	Высота рабочей части упрочненной пружины, мм
1	12,15	3,237	38,317
2	15,00	3,965	40,221
3	15,34	4,066	40,415
4	16,00	4,277	40,786
5	17,00	4,599	41,314

По данным таблицы 6 построен график зависимости высоты рабочей части упрочненной пружины от площади упругого ядра сечения её витка (рисунок 7).

Наибольшая величина достоверности аппроксимации $R^2 = 1$ соответствует уравнению полиномиальной регрессионной линии

$$y = 0,3692 \times x^3 - 5,014 \times x^2 + 24,317 \times x - 0,3859 \quad (24).$$

Площадь упругого ядра при ДО (рисунок 6) составляет 4,0685 мм. Такая же площадь упругого ядра из уравнения (24) соответствует высоте рабо-

чей части пружины после упрочнения 40,416 мм. Значит осадка пружины при ДО составит 4,97 %. По тем же зависимостям (2...13) проведем исследование НДС пружины после ДО при упрочнении нагрузкой $10F_3$ (таблица 1, вариант 3). Последующий после ДО отпуск при температуре ≤ 240 °C не приводит к существенному изменению остаточных напряжений ни по их величине, ни по глубине их распространения [10]. Следует учесть увеличение предела текучести материала пружины в пластической зоне после ДО (рисунок 6). Истинные напряжения при ДО следует определять по зависимостям (17), (18). Напряжения, возникающие в пластической зоне – по зависимостям (15), (16). Интенсивность напряжений – по зависимости (22).

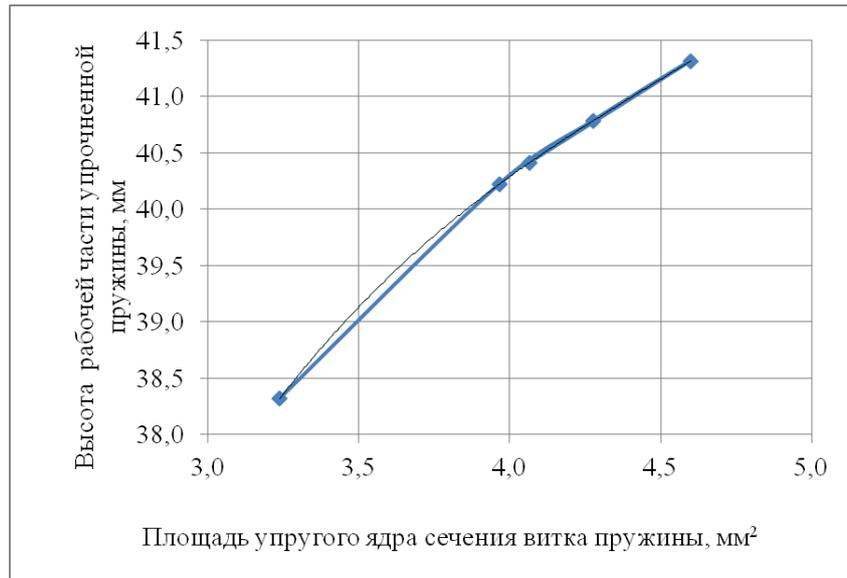


Рисунок 7. График зависимости высоты рабочей части упрочненной пружины от площади упругого ядра сечения её витка

Например, при $r = 0,3$ (рисунки 5, 6 – упругая зона при ДО) $\sigma_r = -340,12$ МПа, $\sigma_o = 170,06$ МПа, $\sigma_i = 510,18$ МПа;

при $r = 0,212$ (упругопластическая граница) $\sigma_r = -963,80$ МПа, $\sigma_o = 486,20$ МПа, $\sigma_i = 1450,0$ МПа;

при $r = 0,1$ (пластическая зона) $\sigma_r = -3143,0$ МПа, $\sigma_o = 1693,0$ МПа, $\sigma_i = 1450,0$ МПа; однако истинные напряжения $\sigma_r = -9183,0$ МПа, $\sigma_o = 4592,0$ МПа, $\sigma_i = 13775,0$ МПа.

Истинные напряжения при ДО в наиболее напряженной точке поперечного сечения проволоки достигают значительной величины, поэтому за схему диаграммы упрочнения пружинной проволоки

можно принять ломанную линию, состоящую из двух прямых, уклоны которых определяются модулем упругости E и модулем упрочнения Π [3] (рисунок 8). Модуль упрочнения мал, а деформации упрочняемого материала значительные, поэтому можно определять предел текучести упрочненного материала пружины при ДО на основании испытания растяжением по формуле: $\sigma_m = \sigma_o$, где $\sigma_o = 1790$ МПа – предел прочности на разрыв пружинной проволоки диаметром 2,7 мм [3]. При расчетах НДС пружины при контактном заневолитании следует для упрочненной после ДО зоны (рисунок 5) принимать $\sigma_m = \sigma_o$.

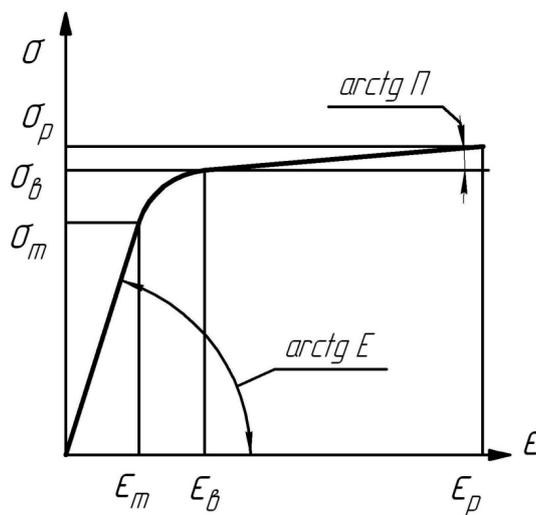


Рисунок 8. Диаграмма упрочнения пружинной проволоки (Примечание: $\epsilon_m, \epsilon_\beta, \epsilon_p$ – относительная деформация при напряжениях, соответствующих пределу текучести σ_m , пределу прочности на разрыв σ_β и напряжению при разрушении образца σ_p)

Параметры пружины до контактного заневоливания: $D = 20,261$ мм; $l_0 = 43,616$; $l_{\text{раб}} = 40,416$ мм; $i = 6,5$; $i_{\text{раб}} = 4,5$; $d = 2,7$ мм; материал пружины – проволока 2,7 – 70ХГФА-III ТУ 14-4-1380-86 (Oteva 60); $E = 2,10 \times 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$; $G = 8,077 \times 10^4$ МПа. Предел текучести материала пружины в упругой

зоне после ДО 1450 МПа, в пластической – 1790 МПа.

Параметры пружины после упрочнения представлены в таблице 7.

Глубина наклепа в точке контакта витков составляет 0,212 мм.

Таблица 7. Параметры восстановленных пружин 2101-1007021 по третьему варианту таблицы 1

Параметры пружины	Нагрузка контактного заневоливания 3100Н ($10F_3$)					
	$l_{\text{раб}}$, мм	l_0 , мм	$d_{\text{упр}}$, мм	D , мм	$l_0 - l_1$, мм	$l_0 - l_2$, мм
	39,549	42,749	2,276	20,270	13,049	22,749

По формуле (14) определены силы F_1 и F_2 , возникающие в восстановленных пружинах при деформациях $l_0 - l_1$ и $l_0 - l_2$: $F_1 = 181,604$ Н, $F_2 = 316,6$ Н. Разница между теоретическими ($F_2 = 316,6$ Н) и экспериментальными ($F_2 = 302,2$ Н, таблица 2 вариант 3) исследованиями не превышает 4,76%.

Вывод. Представлены результаты экспериментальных работ по восстановлению силовых характеристик пружин клапана. Теоретически обоснованы варианты восстановления пружин с применением низкотемпературной термомеханической обработки и контактного заневоливания пружин, а также с применением низкотемпературной термомеханической обработки, дробеметной обработки и контактного заневоливания. Разница между теоретическими и экспериментальными исследованиями

не превышает соответственно 3,06 и 4,76%.

Теоретически получена зависимость высоты пластически упрочненной пружины от площади упругого ядра сечения её витка. Проведено исследование НДС клапанной пружины 2101-1007021, подвергнутой дробеметной обработке, с учетом увеличения предела текучести материала в упрочненной зоне.

Предложенную методику определения параметров пружин рекомендуется применять при разработке технологии восстановления дорогостоящих автомобильных пружин. Используя эту же методику, зная F_2 восстановленных пружин, можно теоретически установить влияние отпуска на параметры пружин после контактного заневоливания в первом варианте восстановления.

Литература

1. Батанов, М.В. Пружины / М.В. Батанов, Н.В. Петров. – Ленинград: Машиностроение, 1968. – 216 с.
2. Белков, Е.Г. Технология изготовления и упрочнения пружин: монография / Е.Г. Белков. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2013. – 168 с.
3. Белков, Е.Г. Холодная навивка пружин / Е.Г. Белков. – Иркутск: Изд. Иркутского ун-та, 1987. – 96 с.
4. Блинник, С.И. Расчёт пружин в связи с их заневоливанием / С.И. Блинник // Новые методы расчёта пружин / Под общей редакцией Пономарева С.Д. – Москва: МАШГИЗ, 1946. – С. 26-46.
5. Джонсон, К.Л. Механика контактного взаимодействия: монография (Пер. с англ.) / К.Л. Джонсон. – Москва: Мир, 1989. – 510 с.
6. Землянушнов, Н.А. Определение теоретической зависимости силовых характеристик пружин сжатия от нагрузки их упрочнения при восстановлении / Н.А. Землянушнов, Н.Ю. Землянушнова // Интеллект. Инновации. Инвестиции. – 2018. – № 1. – С. 54-59.
7. Землянушнова, Н.Ю. Восстановление винтовых цилиндрических пружин сжатия: монография / Н.Ю. Землянушнова, Ю.М. Тебенко, Н.А. Землянушнов. – Ставрополь: АГРУС, 2012. – 88 с.
8. Кагнер, Ю.А. Исследование и разработка способа восстановления пружин тракторов, автомобилей и сельхозмашин: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / Кагнер Юрий Авикидорович. – Москва, 1981. – 185 с.
9. Лавриненко, Ю.А. Разработка методики проектирования технологических процессов изготовления высоконагруженных пружин сжатия / Ю. А. Лавриненко // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2017. – № 9 (1). – С. 421-428.
10. Лавриненко, Ю.А. Упрочнение пружин / Ю.А. Лавриненко, Е.Г. Белков, В.В. Фадеев. – Уфа: Изд. Дом «Бизнес-Партнёр», 2002. – 124 с.
11. Мкртумян, В.С. Исследование работы клапанных пружин и разработка рационального способа их восстановления: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / Мкртумян Ваган Семенович. – Москва, 1958. – 196 с.
12. Остроумов, В.П. Повышение динамической прочности пружин / В.П. Остроумов, В.А. Карпу-

нин. – Москва: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1961. – 111 с.

13. Остроумов, В.П. Производство винтовых цилиндрических пружин / В.П. Остроумов. – Москва: Машиностроение, 1970. – 135 с.

14. Пономарев, С.Д. К обоснованию размеров упругого ядра в заневоленных пружинах / С.Д. Пономарев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1974. – № 10. – С. 24-27.

15. Пономарев, С.Д. Пружины, их расчёт и конструирование / С.Д. Пономарев. – Москва: МАШГИЗ, 1954. – 183 с.

16. Пономарев, С.Д. Расчёты на прочность в машиностроении. Т. II / С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман, К.К. Лихарев и др. – Москва: МАШГИЗ, 1958. – 974 с.

17. Пономарев, С.Д. Упруго-пластические расчёты в связи с холодной навивкой цилиндрических пружин / С.Д. Пономарев // Тр. МАИ. – 1952. – № 17. – С.10-25.

18. Тебенко, Ю.М. Проблемы производства высокоскоростных пружин и пути их решения: монография / Ю.М. Тебенко. – Ставрополь: ООО «Мир данных», 2007. – 152 с.

19. Элькин, С.Ю. Разработка технологии восстановления клапанных пружин двигателей мобильной сельскохозяйственной техники с использованием электромеханической обработки: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / Элькин Сергей Юрьевич. – Саратов, 1984. – 196 с.

20. Bishop, R.F. The theory of indentation and hardness tests / R.F. Bishop, R. Hill, N.F. Mott // Proceedings of the Physical Society. – 1945. – Vol. 57. – pp. 147-159.

21. Johnson, K.L. The correlation of indentation experiments / K.L. Johnson // Journal of The Mechanics and Physics of Solids. – 1970. – Vol. 18. – pp. 115-126.

22. Mulhearn, T.O. The deformation of metals by Vickers-type pyramidal indenters / T.O. Mulhearn // Journal of The Mechanics and Physics of Solids. – 1959. – Vol. 7. – pp. 85-96.

23. Samuels, L.E. An experimental investigation of the deformed zone associated with indentation hardness impressions / L.E. Samuels, T.O. Mulhearn // Journal of The Mechanics and Physics of Solids. – 1957. – Vol. 5. – pp. 125-134.