

Раздел 3. «Технические науки и технологии»УДК 621.771.06
МРНТИ 55.35.43

В.В. Поворотный, Г.И. Толстикова, И.Г. Толстикова

*Украинский государственный университет науки и технологий, г. Днепр, Украина***Метод расчёта разрушающихся элементов предохранительных устройств рабочих клеток станов холодной прокатки труб**

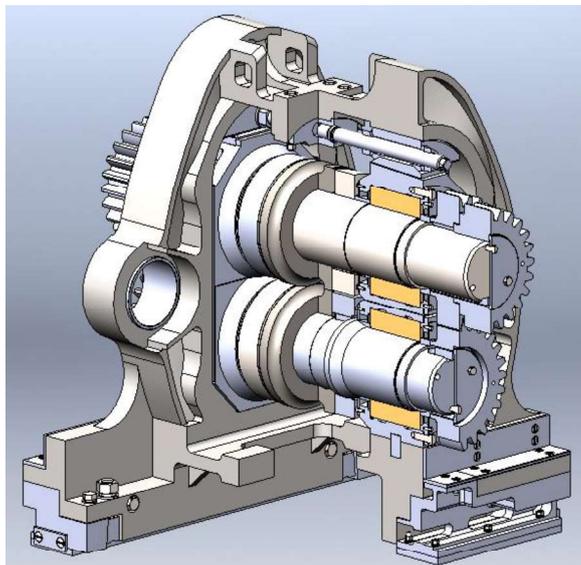
Выработка основных концепций модернизации рабочих клеток, обеспечивающих повышение их эксплуатационных характеристик и улучшение качества прокатываемых труб при одновременном снижении металлоемкости, является актуальной задачей. От решения данной задачи во многом зависит расширение технологических возможностей и повышение производительности станов холодной прокатки труб (ХПТ).

Описаны конструкции предохранительных устройств рабочих клеток станов холодной прокатки труб, приведены их достоинства и недостатки. Показано влияние жесткости предохранительного устройства со срезным диском на качество выпускаемой продукции, а также соотношение упругой деформации предохранительных устройств к общей деформации рабочей клетки. Представлены результаты усталостных испытаний для стали 40 ХН, а также результаты, сравнения затрат времени на замену разрушенного предохранительного устройства старой и новой конструкций.

Ключевые слова: холодная прокатка труб, нажимное устройство, предохранительное устройство, усталостная прочность, деформация, жесткость, поверхностно – пластическая деформация (ППД).

На ряде отечественных трубопрокатных предприятий в силовой линии станов ХПТ эксплуатируются эффективные рабочие клетки рациональной конструкции, в которой сочетается повышенная жесткость, минимальная масса и высокая эксплуатационная прочность [1].

Рабочая клетка представляет собой пространственную станину, содержащую две соединенными определенными связями овалообразные рамы рациональной конструкции, каждая из которых образована внутренней и наружной оболочками, сопряженными вертикальной продольной перемышкой переменной толщины. В окнах станины в подшипниках качения, помещенных в подушки, смонтированы рабочие валки с напрессованными на них с двух сторон синхронизирующими и приводными шестернями, а также нажимной механизм с предохранительным устройством (рис. 1).



Раздел 3. «Технические науки и технологии»

Рисунок 1. Рабочая клетка стана холодной прокатки труб рациональной конструкции с кольцевыми калибрами

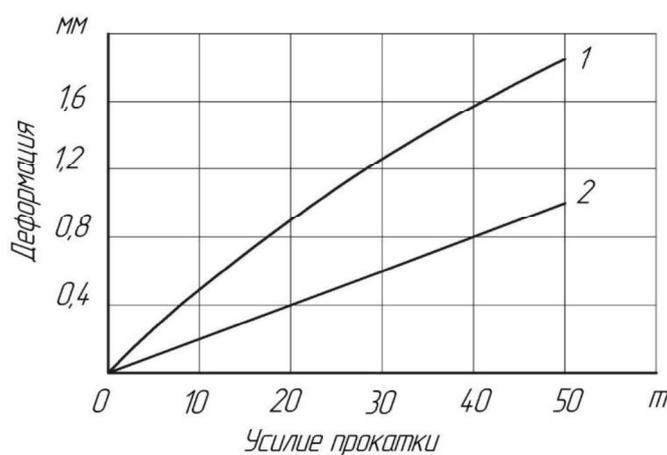
В отличие от типовой рабочей клетки конструкции ОАО «ЭЗТМ» нажимной механизм размещён перпендикулярно технологической оси прокатки трубы и содержит два клина и винтовое устройство их перемещения. Клиновое устройство снабжено клиньями, перемещающимися по наклонным контактным поверхностям подушек верхних валков посредством сегментных опор и компенсирующих вкладышей с цилиндрическими поверхностями от винта винтового устройства который жестко закреплён в корпусе станины. В нажимном механизме предусмотрено размещение предохранительного устройства, которое состоит из пуансона (цилиндрический выступ плоской части компенсирующего вкладыша), срезного (предохранительного) диска и матрицы, одновременно являющейся клином.

Предохранительное устройство служит для практически мгновенного подъёма подушки верхнего рабочего валка примерно на 20-25 мм вследствие среза предохранительных дисков, когда вертикальное усилие прокатки превышает максимально допустимые значения на определенную величину [2]. Использование такого предохранительного устройства в значительной мере способствует сохранению деталей рабочей клетки и главного привода стана. Однако, эти устройства имеют ряд существенных недостатков, к которым относятся: пластические деформации кромок пуансона, матрицы и самого диска, что искажает размеры очага деформации, большая трудоёмкость и длительность смены дисков после их срезания и, наконец, высокая упругая деформация устройства, которая вдвое снижает жесткость рабочей клетки, что влияет на давление прокатки, величину усилий при обратном ходе и качество прокатываемых труб.

Влияние упругой деформации клетки на качество труб и производительность станов ХПТ отмечалось в ряде работ [2,3,4]. Так в работе [2] показано, что полное упругое перемещение рабочих калибров стана ХПТ является результатом упругой деформации его деталей и узлов, расположенных между рабочим конусом оправки и станиной рабочей клетки. При этом деформационные показатели рабочей клетки стана равны сумме упругих перемещений рабочих валков опорных подшипников, предохранительного устройства и станины клетки.

В работе [3] были представлены результаты экспериментального определения упругого перемещения элементов рабочей клетки станов ХПТ различных типоразмеров.

Характерным является значительное упругое перемещение предохранительного устройства, величина которого практически равна упругим перемещениям всех остальных элементов рабочей клетки (рис. 2).



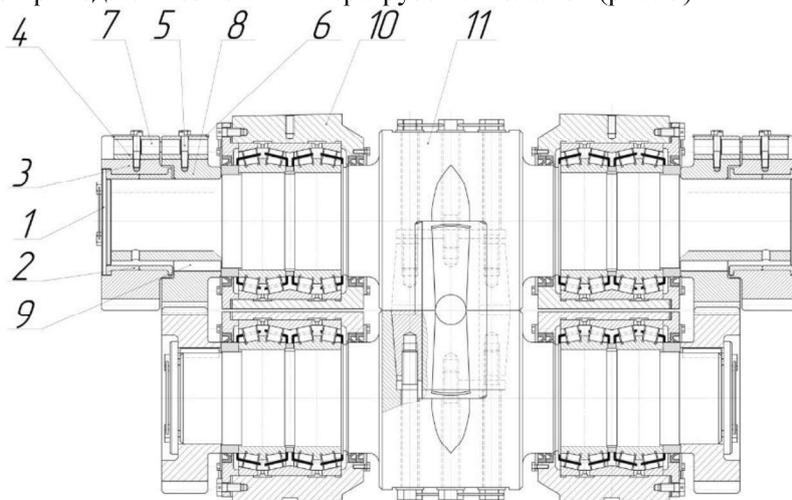
1 – со встроенным предохранительным устройством; 2 – без предохранительного устройства

Рисунок 2. Упругая деформация рабочей клетки стана ХПТ 55

Кроме указанных недостатков также возникает необходимость дополнительной настройки стана после замены разрушившихся предохранительных дисков, что требует значительных затрат времени. С целью устранения указанных недостатков, а также с учётом опыта создания предохранительного устройства для типовой рабочей клетки, отличного от существующего [5], нами

Раздел 3. «Технические науки и технологии»

разработана конструкция предохранительного устройства для рабочей клетки рациональной конструкции, установленного в технологической линии стана ХПТ 55 и защищающей детали клетки и элементы главного привода от возможных перегрузок и поломок (рис. 3).



1 – фланец; 2 – втулка; 3 – ведущая шестерня; 4 – кассета; 5 – болт; 6 – шайба стопорная; 7 – палец предохранительный; 8 – ведомая шестерня; 9 – шпонка; 10 – подушка верхнего валка; 11 – валок верхний

Рисунок 3. Установка валков рабочей клетки стана ХПТ 55 рациональной конструкции с полудисковыми калибрами и новым предохранительным устройством:

На конце верхнего рабочего валка 10 насажены зубчатые шестерни, одна из которых ведущая 3 напрессована на втулке 2, а другая, ведомая 8, закреплена на шпонке 9. Посадка втулок 2 на валок скользящая. Для предотвращения осевого перемещения втулок 2 с напрессованной шестерней 3 и ведомой шестерней 8 используется упорная шайба (фланец) 1. В обеих шестернях имеются гнезда, в которых помещены кассеты 4, закрепленные в корпусах шестерен с помощью болтов 5 и стопорных шайб 6. Для передачи плоскопараллельного движения от ведущей шестерни 3, находящейся в зацеплении с неподвижной рейкой 11 (рис. 6), к рабочему валку через ведомую шестерню 8 кассеты 4 связаны между собой посредством предохранительного пальца 7.

При поломке пальца разрывается связь между шестернями 3 и 6, прокатка осуществляется уже не по принудительному катающему радиусу (как это имеет место при прокатке труб), а по естественному катающему радиусу. При этом наступает рассогласование между положениями ведущей и ведомой шестерней, которое приводит к тому, что ведомая шестерня наезжает на один из установленных в начале и в конце хода клетки конечных выключателей, которые при обычной работе стана не функционируют (за счёт наличия экспериментально установленных зазоров между конечным выключателем и поверхностью ведущего зубчатого колеса), и отключает главный привод стана.

В новом предохранительном устройстве из состава нажимного механизма исключён срезной диск 8. Если разрушение предохранительного (срезного) элемента произошло при рабочем ходе (ход вперед), шестерни 3 и 8, а с ними и деформирующий профиль валка отстаёт от положения, определяемого принудительным катающим радиусом, деформирующий радиус профиля калибра, а следовательно, и усилие на рабочие валки уменьшается до минимума.

Размеры предохранительного элемента выбирают из условия разрушения при срезе по максимальной пиковой нагрузке, известной для каждого типоразмера стана с учетом сортамента прокатываемых труб [6]. При этом прочность пальца заведомо ниже прочности предохраняемых деталей рабочей клетки или привода рабочих валков.

Методы и материалы. В связи с частыми поломками ответственных деталей и узлов рабочих клеток станов ХПТ, к которым относятся рабочие валки, работающих при переменных режимах нагружения, вопросы рационального применения и надежного расчета предохранительных устройств представляет практический и теоретический интерес.

Раздел 3. «Технические науки и технологии»

Как было сказано выше, наиболее распространенным и простым по конструкции являются предохранительные устройства со срезными пальцами, при срезании которых силовая линия привода разрывается.

Обычно диаметр срезного пальца определяют из условий прочности на срез по формуле:

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{kp}}{\pi \cdot r_{cp} \cdot \tau_{cp} \cdot Z}}, \tag{1}$$

где M_{kp} - наибольший передаваемый номинальный крутящий момент, Нм

r_{cp} - радиус окружности расположения срезных пальцев, м

τ_{cp} - напряжения среза, МПа ($\tau_{cp} = 0,7 \cdot \sigma_B$) [7]

σ_B - предел прочности материала, МПа

Z – количество срезных пальцев.

Экспериментальные исследования и анализ условий эксплуатации подобных предохранительных устройств показывают [8], что они, в большинстве случаев, работают в условиях небольших, но систематических перегрузках, и через усталость материала пальца снижается величина необходимой срезной силы, то есть палец срезается при нагрузках, значительно меньших, чем рассчитанные по условию статической прочности.

Поэтому, необходимо определить диаметр пальца из условий его и статической, и усталостной прочности. При этом, разрушение пальца может быть по двум причинам: от предельного крутящего момента, действующего на деталь и на палец, и от накапливаемых постепенно усталостных повреждений пальца. В первом случае палец является предохранительным, а во втором сигнализирует о возможной (в пределах зоны доверительных интервалов срока службы $T_{мес}$ и заданной вероятности разрушения P) поломке детали, накапливающей усталостные повреждения совместно с пальцем (Рис. 4). При этом, зоны доверительных интервалов возможной поломки пальца и деталей для одной и той же вероятности разрушения должны быть максимально сближены.

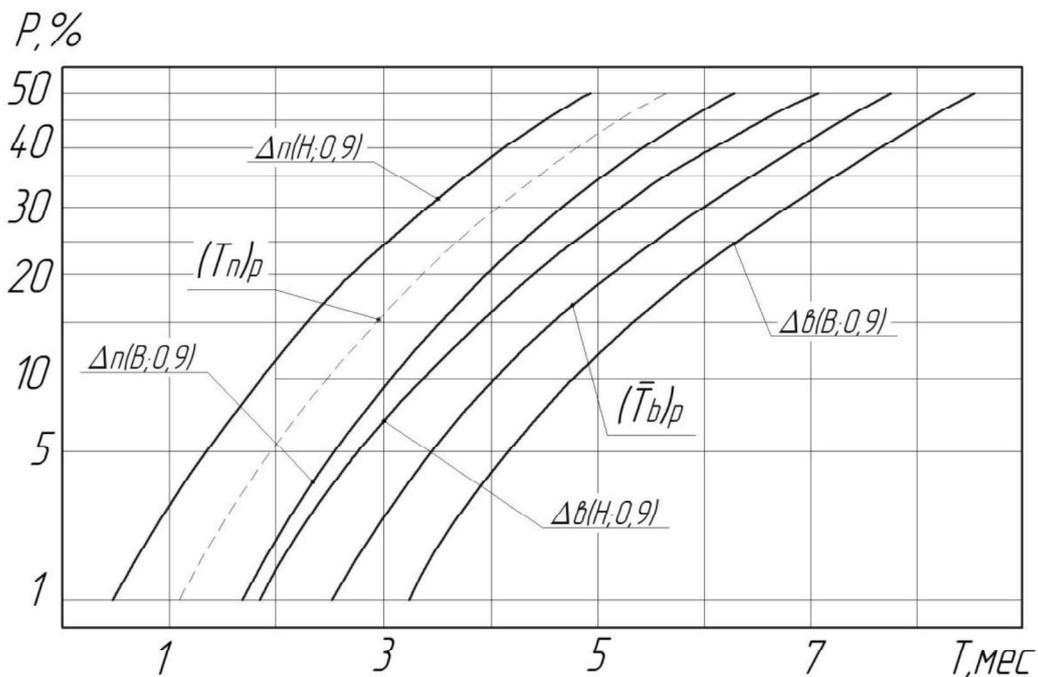


Рисунок 4. Функции распределения долговечностей валка $(T_b)_p$ и пальца $(T_b)_p$; $\Delta(H; 0,9)$; $\Delta(B; 0,9)$ – нижняя и верхняя граница 90% - ных доверительных интервалов.

Раздел 3. «Технические науки и технологии»

Разрушившийся палец заменяют новым, и он работает вплоть до момента разрушения основной детали. После разрушения детали новая деталь устанавливается совместно с новым пальцем, изготовленным из того же материала, что и деталь (желательно той же плавки).

В случае, когда выбранный из условий прочности на срез диаметр пальца не удовлетворяет условиям необходимого сближения функций распределения сроков службы детали и пальца и зон их доверительных интервалов, необходимо сблизить эти зоны, например, путем упрочнения пальца методом поверхностно-пластической деформации. При этом предел прочности материала практически не меняется [9], а выносливость и долговечность повышаются.

Авторами, в качестве примера, подобрано сечение срезного пальца сигнально-предохранительного устройства стана холодной прокатки труб (ХПТ), установленного на стане ХПТ-55, предохраняющего рабочий валок от разрушения в случае возникновения однократной перегрузки и сигнализирующего о возможно скорой его поломке от накопления усталостных повреждений.

Результаты и обсуждение. На основании экспериментально определенных нагрузок на рабочий валок (Таблица 1) по формуле Ю.Ф. Шевакина [10] были определены крутящие моменты, действующие на валок и, как следствие, на палец (Табл.1). Напряжения в пальце определяли из известного выражения:

$$\tau = \frac{4 \cdot M_{кр}}{r_{cp} \cdot \pi \cdot d_n^2}, \quad (2)$$

где d_n - диаметр пальца, м

Максимальная однократная нагрузка, которая может привести к поломке рабочего валка, составляет $N_{max} = 1470 \text{ кН}$ [11]. Крутящий момент, передаваемый рабочим валком при такой нагрузке, и, следовательно, действующий на палец, составляет по формуле Ю.Ф. Шевакина $M_{кр} = 22,35 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Таблица 1. Исходные данные для определения функции распределения долговечности пальца диаметром $d_n = 21 \text{ мм}$

Нагрузка на валок, N, кН	Крутящий момент на валке и пальце $M_{кр}, \text{кН} \cdot \text{м}$,	Нагрузка на палец, $N_1, \text{кН}$	Напряжения в пальце $\tau, \text{МПа}$
640	8,41	546,1	157,7
660	8,75	568,2	164,1
680	9,08	589,6	170,3
700	9,42	611,7	176,7
720	9,76	633,8	183,1
740	10,09	655,2	189,3
760	10,43	677,3	195,6
780	10,77	699,4	202,0
800	11,10	720,8	208,2
820	11,44	742,9	214,6
840	11,78	764,9	221,0
860	12,12	787,0	227,3
880	12,45	808,4	233,5
900	12,79	830,5	240,0
920	13,13	852,6	246,3
940	13,46	874,0	252,4
960	13,80	896,1	259,0
980	14,14	918,2	265,0
1000	14,47	939,6	271,0
1020	14,81	961,7	278,0

Раздел 3. «Технические науки и технологии»

Тогда по выражению (1) при пределе прочности $\sigma_B = 608$ МПа, полученного экспериментально для стали 40ХН (материал рабочего валка и пальца), диаметр пальца составит $d_n = 21$ мм при радиусе $r_{cp} = 154$ мм и количестве пальцев $Z=1$. Функции распределения долговечности валка и пальца диаметром $d_n = 21$ мм, полученные с использованием метода, приведенного в работе [12], и данных таблицы 2 в предположении идентичности характера спектров напряжений пальца и валка, далеки друг от друга (рисунок 5, соответственно кривые 1 и 3).

Сблизить эти функции можно, применив для пальца упрочнение поверхностно-пластической деформацией. При этом расчетный период усталости пальца увеличится с $\tau_{-1n} = 154,6$ МПа (для $d_n = 21$ мм) до $\tau_{-1n}^{ypp} = 177$ МПа, а предел прочности материала σ_B останется практически неизменным. Увеличение предела выносливости повлечет за собой увеличение долговечности пальца. Функция распределения срока службы пальца, максимально приближенная с функцией срока службы валка за счёт увеличения предела выносливости до $\tau_{-1n}^{ypp} = 177$ МПа путем упрочнения поверхностно-пластической деформацией (обкатка роликом), представлена на рисунке 5 (кривая 2).

Глубину наклепанного слоя, при которой предел выносливости составит $\tau_{-1n}^{ypp} = 177$ МПа, можно определить с учетом соотношения $\tau_{-1} = 0,6 \cdot \sigma_{-1}$ из выражения [13]:

$$\sigma_{-1}^{ypp} = \sigma_{-1} + \frac{5 \cdot 10^5}{\delta^3} \cdot \frac{\Delta}{R}, \tag{3}$$

где σ_{-1} - исходный предел выносливости, МПа

σ_{-1}^{ypp} - предел выносливости после упрочнения, МПа

δ - относительное удлинение ($\delta = 23\%$ для стали 40ХН при $\sigma_B = 608$ МПа)

R - радиус пальца, мм

Δ - глубина наклепанного слоя, мм

Таблица 2. «Характеристики усталостной прочности валка и пальца сигнально предохранительного устройства стана ХПТ»

Деталь (Материал: сталь 40ХН)	Предел выносливости, $\overline{\sigma_{-1}}(\tau_{-1})$ МПа	Угловой коэффициент, \overline{K} , МПа	Число циклов, соответствующие точке перелома	Рассеяние		
				Предел выносливости S , МПа	Параметра K S_k , МПа	Параметра N_0 , $S_{N_0} \cdot 10^6$
Валок	$\overline{\sigma_{-1}} = 128,2$ МПа	55,0	4,45	4,5	2,8	0,34
Палец	* $\overline{\tau_{-1}} = 154,6$ МПа	55,0	4,45	5,4	3,4	0,41

Раздел 3. «Технические науки и технологии»

	**	$\tau_{-1}^{ypp} = 177,0 \text{ МПа}$	55,0	4,45	6,2	3,8	0,46
--	----	---------------------------------------	------	------	-----	-----	------

* - неупрочненный
 ** - упрочненный

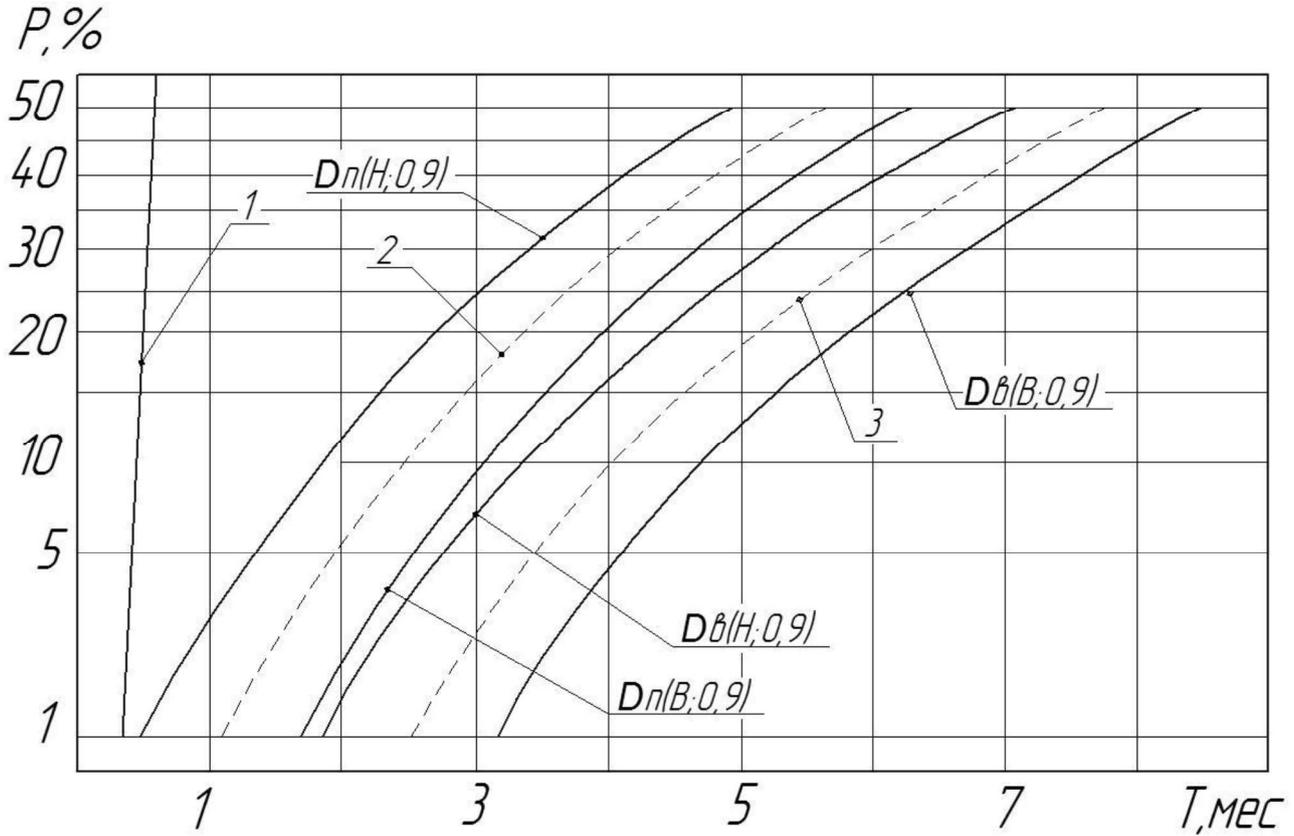


Рисунок 5. Функции распределения сроков службы пальца, упрочненного методом ППД, и валка; $D(H; 0,9)$; $D(B; 0,9)$ – нижняя и верхняя граница 90% - ных доверительных интервалов.

В данном случае глубина наклепанного слоя составит $\Delta = 0,946$ мм.

Таким образом, можно решить вопросы рационального применения и расчёта в вероятностном аспекте сигнально предохранительных устройств со срезными пальцами, разрушающимися либо от накопления усталостных повреждений, либо от действий однократных, превышающих допустимые нагрузки.

Выводы

Предложенная конструкция предохранительного устройства для рабочей клетки стана ХПТ рациональной конструкции отличается от известных конструкций большей эффективностью, позволяет повысить жесткость рабочей клетки в 2,5 раза по сравнению с существующей конструкцией, уменьшить время на замену предохранительных элементов (пальцев) примерно в 4-5 раз (время на замену срезного диска существующего предохранительного устройства и настройки стана составляет около 40-45 минут, а время на замену срезных пальцев предлагаемого предохранительного устройства составляет около 8-10 минут) без дополнительной настройки стана, что способствует снижению его простоев и повышению производительности.

Раздел 3. «Технические науки и технологии»**Список литературы**

1. Коликов А.П., Романенко В.П., Самусев С.В., Шейх-Али А.Д., Фролочкин В.В. Машины и агрегаты трубного производства // Учебное пособие для вузов – М.: «МИСиС», 1998. – 536с.
2. Tolstikov G.I., Povorotny V.V., Rakhmanov S.R., Krishin S.M. To the question of creation of the working stand cold rolling mill pipe with safety device // Metallurgical and Mining Industry №2. – Dnipro, 2017. P. 20-24.
3. Соколовский В.И. Влияние упругой деформации рабочей клетки на процесс холодной прокатки труб // Сталь, 1961, №1, с 27-30.
4. Шевакин Ю.Ф. Калибровка и усилия при холодной прокатке труб. – М.: Metallurgizdat, 1963. – 212с.
5. Гребеник В.М., Вдовин В.Д., Толстиков Г.И. Предохранительное устройство стана холодной прокатки труб // Metallургическая и горнорудная промышленность, 1984, №4, с 44-45.
6. С.Р. Рахманов, С.М. Крышин, В.Ф. Орещенко, В.Т. Вышинский, А.В. Журавлев Расчет конструкции рабочей клетки стана холодной прокатки труб // Metallургическая и горнорудная промышленность-2013.- №5.-с. 45-51.
7. Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин // Справочник.– М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
8. Дьяченко С.К., Киркач Н.Ф. Предохранительные муфты. – Киев: Гостехиздат. 1962. – 122 с.
9. Ткачев В.Н., Фиштейн В.М., Власенко В.Д. и др. Методы повышения долговечности деталей машин. – М.: Машиностроение. 1971. – 272с.
10. Шевакин Ю.Ф., Сейдалиев Ф.С. Станы холодной прокатки труб. – Москва: Metallургия, 1966. – 212с.
11. Кофф З.А., Соловейчик П.М., Алешин В.А., Гриншпун М.И. Холодная прокатка труб // Государственное научно-техническое издательство литературы по чёрной и цветной металлургии, Свердловское отделение, Свердловск 1962. – 431с.
12. Гребеник В.М., Толстиков Г.И., Цапко В.К. Определение срока службы с оценкой вероятности разрушения // В кн.: Гребеник В.М., Цапко В.К. Надёжность металлургического оборудования: Справочник. – М.: Metallургия. 1980. – 344с.
13. Гребеник В.М., Вдовин В.Д., Цапко В.К. Прогнозирование предела выносливости и изменение массы валов и осей, упрочнённых ПДД // Детали машин: Респ. Межвед. Науч. – техн. сб., 1979, вып. 28, с 27-30.

В.В. Поворотный, Г.И. Толстиков, И.Г. Толстиков

Суық құбырларды илектеген стандарттардың жұмыс шақыруларының қауіпсіздік құрылғаларының абайлау элементтерін есептеу әдісі

Жұмыс стендтерін жаңғыртудың негізгі концепцияларын әзірлеу, олардың эксплуатациялық сипаттамаларын арттыруды және прокат құбырларының сапасын жақсартуды қамтамасыз ету, сонымен бірге металды тұтынуды азайту кезек күттірмейтін міндет болып табылады. Технологиялық мүмкіндіктердің кеңеюі және суық құбырлы прокат стандарттарының (СПП) өнімділігін арттыру көп жағдайда осы мәселені шешуге байланысты.

Суық құбырлы прокат стандарттарының жұмыс стенділеріне арналған қауіпсіздік құрылғыларының конструкциялары сипатталған, олардың артықшылықтары мен кемшіліктері келтірілген. Шығарылатын бұйымның сапасына ығысу дискісі бар сақтандырғыш құрылғының қаттылығының әсері, сонымен қатар сақтандыру құрылғыларының серпімді деформациясының жұмыс торының жалпы деформациясына қатынасы көрсетілген. 40 KhN болатқа арналған шаршау сынауларының нәтижелері,

Раздел 3. «Технические науки и технологии»

сондай-ақ ескі және жаңа конструкциялардың бұзылған қауіпсіздік құрылғысын ауыстыруға кеткен уақытты салыстыру нәтижелері ұсынылған.

Түйін сөздер: құбырларды суықтай илемдеу, қысым құрылғысы, қауіпсіздік құрылғысы, шаршау күші, деформация, қаттылық, беттік пластикалық деформация.

V.V. Povorotny, G.I. Tolstikov, I.G. Tolstikov

Method of calculation of failure elements of safety devices of working cage of cold pipe rolling mills

The development of basic concepts for the modernization of working stands, ensuring an increase in their operational characteristics and an improvement in the quality of rolled pipes while simultaneously reducing metal consumption, is an urgent task. The expansion of technological capabilities and increased productivity of cold pipe rolling mills (CRP) largely depend on the solution of this problem.

The designs of safety devices for working stands of cold pipe rolling mills are described, their advantages and disadvantages are given. The influence of the rigidity of the safety device with a shear disk on the quality of the manufactured product is shown, as well as the ratio of the elastic deformation of the safety devices to the general deformation of the working cage. The results of fatigue tests for steel 40 KhN are presented, as well as the results of comparing the time spent on replacing a destroyed safety device of the old and new designs.

Key words: cold rolling of pipes, pressure device, safety device, fatigue strength, deformation, rigidity, surface plastic deformation.

References

1. Kolikov A.P., Romanenko V.P., Samusev S.V., Sheyh-Ali A.D., Frolochkin V.V. Mashinyi i agregaty trubnogo proizvodstva // Uchebnoe posobie dlya vuzov – M.: «MISiS», 1998. – 536s.
2. Tolstikov G.I., Povorotny V.V., Rakhmanov S.R., Krishin S.M. To the question of creation of the working stand cold rolling mill pipe with safety device // Metallurgical and Mining Industry №2. – Dnipro, 2017. P. 20-24.
3. Sokolovskiy V.I. Vliyanie uprugoy deformatsii rabochey kleti na protsess holodnoy prokatki trub // Stal, 1961, №1, s 27-30.
4. Shevakin Yu.F. Kalibrovka i usiliya pri holodnoy prokatke trub. – M.: Metallurgizdat, 1963. – 212s.
5. Grebenik V.M., Vdovin V.D., Tolstikov G.I. Predohranitelnoe ustroystvo stana holodnoy prokatki trub // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost, 1984, №4, s 44-45.
6. S.R. Rahmanov, S.M. Kryishin, V.F. Oreschenko, V.T. Vyishinskiy, A.V. Zhuravlev Raschet konstruktsii rabochey kleti stana holodnoy prokatki trub // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost-2013.- №5.-s. 45-51.
7. Birger I.A., Shor B.F., Iosilevich G.B. RaschYot na prochnost detaley mashin // Spravochnik.–M.: Mashinostroenie, 1979. – 702 s.
8. Dyachenko S.K., Kirkach N.F. Predohranitelnyie muftyi. – Kiev: Gostehizdat. 1962. – 122 s.
9. Tkachev V.N., Fishteyn V.M., Vlasenko V.D. i dr. Metodyi povyisheniya dolgovechnosti detaley mashin. – M.: Mashinostroenie. 1971. – 272s.
10. Shevakin Yu.F., Seydaliev F.S. Stanyi holodnoy prokatki trub. – Moskva: Metallurgiya, 1966. – 212s.
11. Koff Z.A., Soloveychik P.M., Aleshin V.A., Grinshpun M.I. Holodnaya prokatka trub // Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatelstvo literaturyi po chYornoy i tsvetnoy metallurgii, Sverdlovskoe otделение, Sverdlovsk 1962. – 431s.

Раздел 3. «Технические науки и технологии»

12. Grebenik V.M., Tolstikov G.I., Tsapko V.K. Opredelenie sroka sluzhby s otsenkoy veroyatnosti razrusheniya // V kn.: Grebenik V.M., Tsapko V.K. NadYozhnost metallurgicheskogo oborudovaniya: Spravochnik. – M.: Metallurgiya. 1980. – 344s.
13. Grebenik V.M., Vdovin V.D, Tsapko V.K. Prognozirovanie predela vyinoslivosti i izmenenie massyi valov i osey, uprochnennyih PDD // Detali mashin: Resp. Mezhved. Nauch. – tehn.sb., 1979, vyip. 28, s 27-30.