

АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ФЛАНЦА НАМОТОЧНОГО УСТРОЙСТВА КАК КОЛЬЦЕВОЙ ПЛАСТИНЫ

Конев С.В.¹, Михайлец В.Ф.¹, Тефтелев И.Е.², Файнштейн А.С.¹

¹Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, МГТУ, Магнитогорск, Россия

²Магнитогорский метизно-металлургический завод, Магнитогорск, Россия

Аннотация

Используемые в метизной промышленности пластиковые катушки для смотки проволоки имеют недостаточную прочность фланцев. Поломки фланцев имеют место как под воздействием наматываемой на катушки проволоки, так и под воздействием случайных ударных и тепловых нагрузок при транспортировке и хранении катушек с намотанной на них проволокой. Для укрепления фланцев используются радиальные и кольцевые ребра жесткости. Традиционно считается, что наибольшие (главные) напряжения во фланцах – радиальные и тангенциальные, вследствие симметрии катушки и симметрии намотанной на катушку проволоки. Поэтому ребра жесткости на фланцах в настоящее время выполняются радиальными и кольцевыми. Авторы предположили, что возможно образование главных напряжений под углом к радиусу фланца катушки. Соответственно целью исследований являлся анализ законов изменения напряжений в точках фланца, нагруженного различной внешней нагрузкой. Анализ проводился на основе ранее полученных авторами расчетных формул напряженного состояния в точках фланца катушки, представляющего из себя тонкую жесткую кольцевую пластину. В среде математического пакета MathCad 15 рассчитывали величины моментов M_r и M_θ и возникающие от их действия нормальные напряжения – радиальные σ_r и тангенциально направленные σ_θ . Визуализация полученных зависимостей в виде графиков позволила получить следующий научный результат: обнаружено, что возникающие во фланце, как в кольцевой пластине, окружные нормальные напряжения могут, в зависимости от типа и интенсивности нагрузки, а также способа закрепления фланца, иметь экстремум; авторами дано объяснение этому факту. Основным результатом исследований стало предложение выполнять дополнительные ребра жесткости, расположенные на внешней стороне фланца катушки, в соответствии с возможными направлениями главных напряжений, под углом к радиальным и кольцевым ребрам жесткости.

Ключевые слова: пластиковая катушка; элементы катушки; гибкая кольцевая пластина; наибольшие напряжения; упругие деформации.

Введение

Причиной поломки используемых в настоящее время пластиковых монолитных катушек, предназначенных для смотки электродной проволоки, металлокорда и аналогичных длинномерных изделий, является недостаточная прочность фланцев. Деформация фланца, в частности, возникает от давления витков проволоки на фланцы. Указанное давление возникает при смещении витков проволоки второго и последующего рядов намотки из положения «строго друг над другом» относительно витков предыдущего ряда. Как следствие, фланец получает упругую деформацию изгиба, направленную в сторону внешней поверхности фланца. Вследствие этого, на внутренней поверхности фланцев материал испытывает опасные растягивающие напряжения. Дополнительно фланец катушки испытывает напряжения вследствие ударных и температурных нагрузок при складировании и транспортировке катушек.

Проблему прочности катушек решают конструктивно [1– 4]. Однако указанные решения зачастую делаются на основе инженерного опыта, а не аналитических исследований. Поэтому актуальным является углубленное исследование напряженно-деформированного состояния фланца катушки, нагруженного различной внешней нагрузкой.

В работах [5, 6] получены расчетные формулы для анализа напряженного состояния в точках фланца катушки, представляющего из себя тонкую жесткую кольцевую пластину. С целью поиска дополнительных конструктивных решений, повышающих прочность такой катушки, в настоящей работе проанализированы законы изменения напряжений в точках фланца.

Для полученной модели напряжённо деформированного состояния фланца катушки была произведена численная реализация задачи в среде математического пакета MathCad 15. Исходные данные для вычислений были введены в абсолютных величинах системы СИ.

Основная часть

Так как фланец катушки деформируется как пластина, то напряженное состояние при его изгибе от воздействия витков наматываемой проволоки является плоским. При осесимметричном нагружении фланца катушки проволокой (кордом и т.д.) главные напряжения направлены по радиусу фланца и перпендикулярно радиусу фланца. Соответственно в среде математического пакета MathCad 15 рассчитываются величины моментов M_r и M_θ и возникающие от их действия нормальные напряжения – радиальные σ_r и тангенциально направленные σ_θ .

Полученные графики изменения внутренних силовых факторов и напряжений представлены на **рис. 1, 2, 4**. Параметры рассчитываемых катушек, условные обозначения и краевые условия решаемой задачи представлены в **таблице**.

Параметры катушек и краевые условия

Тип катушки	Параметры фланца, м	Цилиндрическая жёсткость фланца D , Нм	Индекс и цвет графиков	Тип нагрузки при r от a до b	Кинематические условия на границе
D300	Внутренний радиус $a=0,05$ м Внешний радиус $b=0,15$ м Толщина $h=0,005$ м	9,921	1, красный	Равномерно распределённая $q(r)=q_0=const$	Защемление на радиусе a
			2, синий	Равномерная $q(r)=q_0/(b-a)$	Защемление на радиусе b

Как видно из **рис. 1**, определяемые поперечными силами Q касательные напряжения в точках фланца, наличие которых влияет на гипотезы Кирхгофа, используемые при расчетах тонких жестких пластин, уменьшаются при приближении к свободному краю фланца. В то же время наибольшее количество поломок при транспортировке катушек имеет место именно по внешнему радиусу

фланца. Это обстоятельство повышает точность производимых расчетов в этих точках фланца.

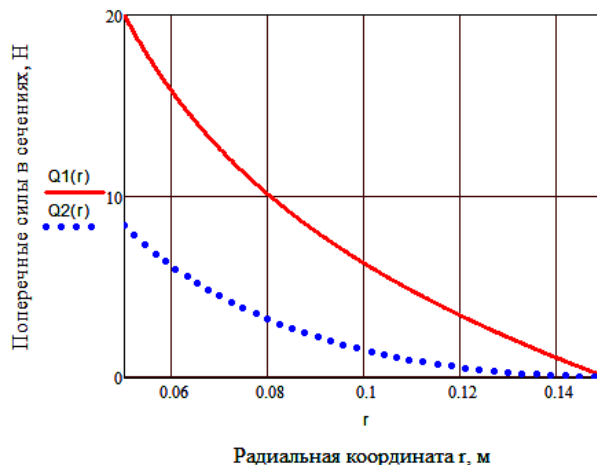


Рис. 1. Изменение поперечной силы вдоль радиуса фланца катушки

Анализ изменения величины тангенциальных моментов по радиусу фланца (**см. рис. 2**) позволил выявить их существенную особенность: наличие экстремума. Чем нагрузка равномернее распределена по радиусу кольца фланца, тем дальше от заделки расположен экстремум, тем более плавным является смена знака производной к функции момента в точке экстремума.

При рассчитанном в настоящей статье консольном нагружении пластины равномерной или равнопеременной нагрузкой смены знака тангенциального момента не происходит. Однако более глубокий анализ явления позволяет сделать вывод о возможной смене знака M_t при иных краевых условиях (двухопорном нагружении пластины, нагружение пластины приложенными на кромках пластины изгибающими моментами и др.). Смена знака момента приводит к смене знака тангенциальных нормальных напряжений σ_θ , что, несомненно, должно учитываться при расчете прочности фланца.

Этот факт можно объяснить следующим образом. На **рис. 3** в аксонометрии изображена схема изгиба пластины равномерно распределенной погонной нагрузкой, приложенной к кромке пластины. Пластина закреплена консольно и подкреплена двумя опорами на свободной кромке. Изгиб пластины в окружной плоскости приводит к образованию окружного момента M_t . Этот момент создает вогнутость пластины. Очевидно, что при этом в заделке возникает момент, распрямляющий пластину, т.е. имеющий противоположный знак.

Другим примером может служить упруго деформируемая тонкая пластина, свернутая в виде

усеченного конуса. Если края отверстия при вершине конуса закреплять на жестком кольце, имеющем диаметр меньше диаметра отверстия конуса, то возникает окружной момент, дополнительно сворачивающий конус, т.е. совпадающий по знаку с моментом, сворачивающим пластинку. Если края отверстия закреплять на жестком кольце, имеющем диаметр больше диаметра отверстия в конусе, то дополнительный окружной момент будет разворачивать конус, т.е. будет иметь противоположный знак. Если диаметры жесткого кольца и отверстия в конусе равны, то дополнительный окружной момент будет равен нулю.

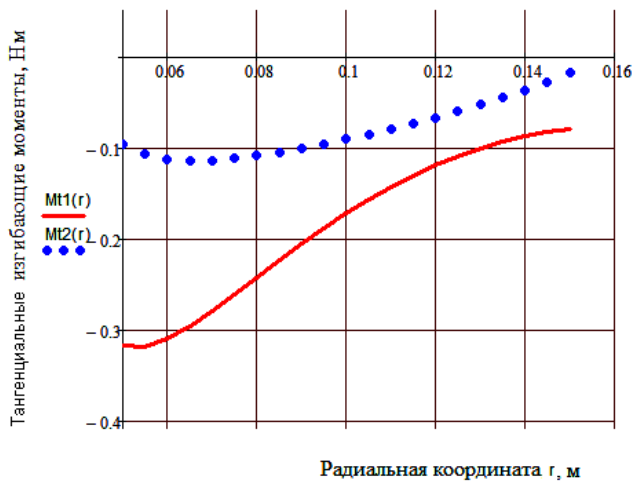


Рис. 2. Изменение тангенциального момента во фланце катушки

Величины поперечных упругих деформаций точек срединной линии фланца $w(r)$ представлены на рис. 4. Как видно из графиков, указанные прогибы имеют те же характерные особенности, что и прогибы балочных функций с аналогичными крайними условиями [5]. Так, например, прогиб балки с защемлением, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой $w_1(r)$, также увеличивается быстрее, чем прогиб балки с равнопеременной нагрузкой $w_2(r)$ с той же максимальной интенсивностью. При этом скорости увеличения прогиба dw/dz также совпадают. По этой причине элементарные балочные функции могут быть рекомендованы в качестве аппроксимирующих при использовании приближенных вычислений прогибов не только прямоугольных, но и кольцевых пластин по вариационному методу Канторовича-Власова.

Для снижения величины напряжений на фланцах катушки выполняют ребра жесткости [7]. Ребра жесткости, как известно, снижают величину растягивающих напряжений. Однако, в отличие от балочных конструкций, фланец катушки, как кольцевая пластина, испытывает изгиб не только в радиальной плоскости, но и в перпендикулярной ей тангенциальной плоскости. Поэтому направле-

ние наибольших напряжений и, соответственно, наибольших деформаций фланца может не совпадать с традиционно практикуемым при изготовлении пластиковых катушек направлением ребер жесткости – вдоль радиуса фланца и по его окружности, т.е. кольцевым. Такое происходит при несимметричном нагружении фланца катушки, например, при его транспортировке, при ударных нагрузках. В этом случае радиальные и тангенциальные напряжения не являются главными. Главные напряжения рассчитываются, например, по [8,9]. Они направлены под углом α или $\alpha+90^\circ$ к напряжениям σ_r , σ_θ . По этой причине необходимо к радиальным и кольцевым ребрам жесткости дополнительно добавить ребра жесткости, расположенные под углом к радиальным и кольцевым. При этом дополнительные ребра жесткости должны образовывать с радиальными и окружными ребрами жесткости треугольные элементы. Треугольные элементы являются, в отличие от многоугольных элементов, геометрически неизменяемыми. Соединение ребер жесткости в треугольный элемент снижает деформацию фланца катушки в плоскости фланца, что дополнительно уменьшает величину главных напряжений в точках фланца. Катушка с фланцами, снабженными дополнительными ребрами жесткости, показана на рис.4, 5.

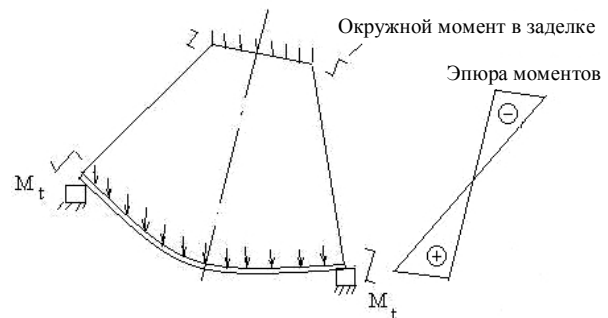


Рис. 3. Схема смены знака окружного момента в изогнутой пластине

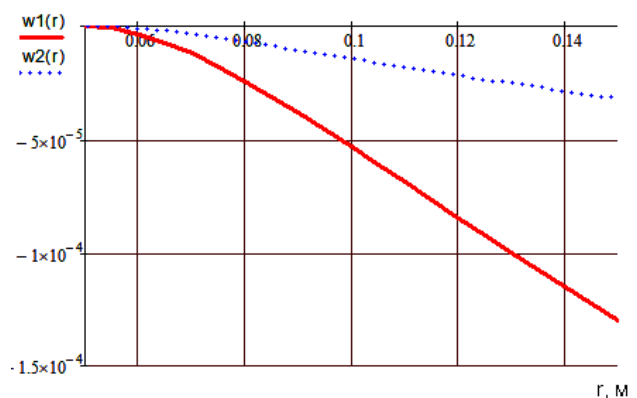


Рис.4. Вертикальные перемещения точек срединной линии фланца

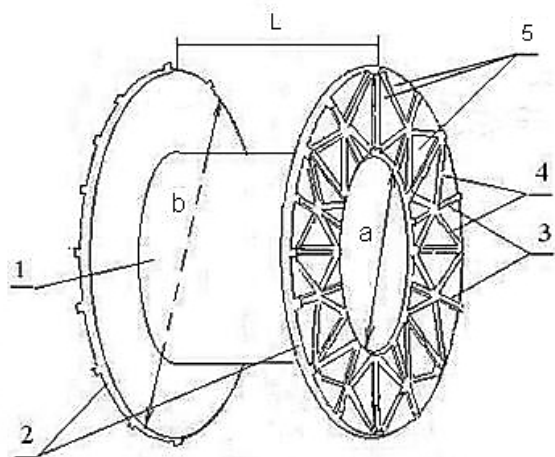


Рис. 5. Катушка с фланцами с радиальными и угловыми ребрами жесткости: 1 – сердечник; 2 – фланец; 3 – радиальные ребра жесткости; 4 – дополнительные ребра жесткости; 5 – треугольный элемент

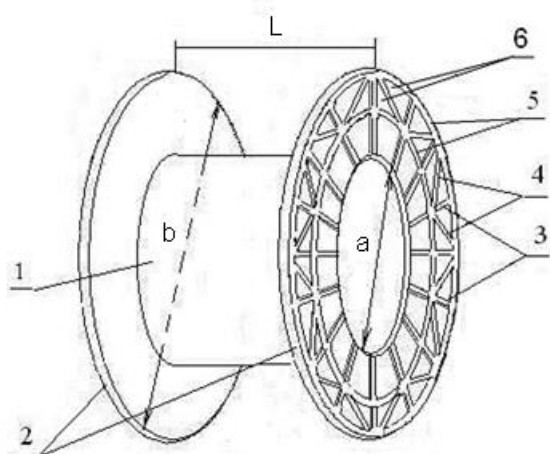


Рис. 6. Катушка с фланцами с угловыми, радиальными и кольцевыми ребрами жесткости: 1 – сердечник; 2 – фланец; 3 – радиальные ребра жесткости; 4 – дополнительные ребра жесткости; 5 – кольцевые ребра жесткости; 6 – треугольный элемент

Заключение

1. Установлены закономерности распределения нормальных радиальных и окружных напряжений по кольцевой симметрично изогнутой жесткой тонкой пластине. Возникающие во фланце устройства для намотки проволоки, как в кольцевой пластине, окружные нормальные напряжения могут, в зависимости от типа и ин-

тенсивности нагрузки, а также способа закрепления фланца, менять знак вдоль радиуса фланца.

2. Определено, что касательные напряжения в точках фланца, наличие которых влияет на гипотезы Кирхгофа, используемые при расчетах тонких жестких пластин, уменьшаются при приближении к свободному краю фланца. Это обстоятельство повышает точность производимых расчетов в наиболее опасных при ударных и термических нагрузках точках фланца.

3. Предложено использовать формулы прогиба элементарных балочных функций, как аппроксимирующие, при приближенном расчете кольцевых пластин по методу Канторовича-Власова.

4. Предложено выполнять дополнительные ребра жесткости, расположенные на внешней стороне фланца катушки, в соответствии с направлениями главных напряжений, под углом к радиальным и кольцевым ребрам жесткости.

Список литературы

1. Пат. 1187451 ФРГ, МКИ2 кл. 47К 5/08. Spule aus Kunststoff mit durch Rippen verstärkten umrandeten Flanchen/Nordrohr Kunststoff Rönchen undspritzgußwerk/ Н. Zeigmeister K.G. Заявл. 25/08/61; опублик. 30.06.66.
2. Пат. 3334841 США, МКИ2 кл. 242-118.61. Plastic spool of complementary halves/ W.W. Burhop. № 896963. Опубликовано. 8.08.67.
3. Пат. 112520 ПНР, МКИ4В65Н 75/02. Намоточная катушка. Gewka powoiova/ Kubiak Edmund, Basinski Tadeusz. №204490. Заявл. 06.02.78; опублик. 15.03.82.
4. Пат. ВУ 3997 Республика Беларусь, МПК (2006) В65Р 75/18/Сверж А.А. №20070276; заявл.04.12.07; опублик. 30.10.07.
5. Конев С.В., Михайлец В.Ф., Тефтелев И.Е. Определение оптимальных размеров пластиковой катушки для сварочной проволоки // Технические и физико-математические науки: сб. ст. по материалам VII междунар. науч.-практ. конф. № 6(7). М.: МЦНО, 2017. С. 13–20.
6. Конев С.В., Михайлец В.Ф., Тефтелев И.Е. Задача о прочности пластиковой катушки с неравномерной нагрузкой на фланцы // Качество в обработке материалов. 2017. №2 (8). С. 42–45.
7. Конструктивные способы повышения жесткости [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://inzheninfo.ru/razdely/konstruirovaniye/zhestkost-konstruktsij/konstruktivnye-sposoby-povysheniya-zhestkosti.html>
8. Филин А.П. Прикладная механика твердого деформируемого тела. Т.1., М.: Наука, 1975. 397 с.
9. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов: учебник для студентов высших учебных заведений. М.: Высш. шк., 1989. 624 с.: ил.

Поступила 18.06.18

Принята в печать 06.08.18

ANALYSIS OF THE CHARACTERISTIC STRESS STATE OF THE COIL FLANGE AS A CIRCULAR PLATE

Sergey V. Konev – PhD (Eng.), Assistant Professor

Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia

Vladimir F. Mikhaylets – PhD (Eng.), Assistant Professor

Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia

Ivan E. Teftelev – Head of Preproduction Department

MMK-Metiz, Magnitogorsk, Russia

Aleksandr S. Fainshtein – Assistant Professor

Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia swetlana@mgn.ru

Abstract

Plastic spools that are used in metalware industry for reeling wires have flanges that are lacking in strength. Flange failures can occur as a result of wire pressure during reeling or accidental mechanical and thermal impacts during transportation and storage of spools with installed wire. Radial and ring stiffeners are normally used to strengthen the flanges. Radial and tangential stresses are traditionally believed to be the greatest (main) stresses that occur in the flanges due to the symmetry of the spool and the installed wire. Therefore, the flange stiffeners are currently designed as radial and ring stiffeners. The authors suggested that the main stresses might occur at an angle to the spool flange radius. Correspondingly, the aim of this research was to understand how the stresses tend to change at different points of the flange subjected to a variety of external loads. For analysis, the authors used some previously obtained formulas for calculating the stress state at different points of the spool flange, which is basically a thin rigid circular plate. With the help of the MathCad 15 package, the authors calculated the M_r and M_θ values and the normal stresses – i.e. radial σ_r and tangential σ_θ stresses – caused by the above moments. The following scientific results were generated through visualization of the obtained dependences as graphs: It was found that the normal circumferential stresses arising in the flange as a circular plate can have an extremum depending on the type and intensity of the load and the flange fitting; the authors explain why this is so. The main outcome of this research was a proposal to use additional stiffeners on the outboard side of the coil flange accounting for possible directions of the main stresses occurring at an angle to the radial and ring stiffeners.

Keywords: Plastic spool; spool components; flexible circular plate; maximum stresses; elastic deformations.

References

1. Spule aus Kunststoff mit durch Rippen verstärkten umrandeten Flanchen/Nordrohr Kunststoff Rönchen undspritzgußwerk/H. Zeigmeister K.G. Patent FRG 1187451. Declared 25/08/61; Published 30.06.66.
2. W.W. Burhop. Plastic spool of complementary halves Patent USA 3334841. No. 896963; Published 8.08.67. hand written review.
3. Winding coil. Gewka nowoiova/ Kubiak Edmund, Basinski Tadeusz; Pat. 112520 Poland. Declared 06.02.78; No. 204490; Published 15.03.82.
4. Pat. BY 3997 Republic of Belarus, MPK (2006) B65P 75/18/Sverzh A.A. Declared 04.12.07, No. 20070276, Published 30.10.07.
5. Konev S.V., Mikhaylets V.F., Teftelev I.E. Defining the optimum size of the plastic spool for welding wire. *Tekhnicheskie i fiziko-matematicheskie nauki: sb. st. po materialam VII mezhdunar. nauch.-prakt. konf. # 6(7)* [Engineering and physical and mathematical sciences: Proceedings of the VII International Conference no. 6(7). Moscow: MTsNO, 2017, pp. 13-20.
6. Konev S.V., Mikhaylets V.F., Teftelev I.E. The problem about the strength of a plastic spool with uneven flange loads. *Kachestvo v obrabotke materialov* [Quality in materials processing], 2017, no. 2 (8), pp. 42-45
7. Constructive ways to increase rigidity. Available at: <http://inzhenery-info.ru/razdely/konstruirovaniye/zhestkost-konstruktsij/konstruktivnye-sposoby-povysheniya-zhestkosti.html>
8. Filin A.P. *Prikladnaya mekhanika tverdogo deformiruemogo tela. T.1* [Applied mechanics of solid deformable body. Vol.1]. Nauka, Moscow, 1975, 397 p.
9. Darkov A.V., Shpiro G.S. *Soprotivlenie materialov: uchebnik dlya studentov vysshikh uchebnykh zavedeniy* [Strength of materials: Textbook for university students]. Moscow: Vysshaya shkola, 1989, 624 p.

Received 18/06/18

Accepted 06/08/18

Образец для цитирования

Анализ особенностей напряженного состояния фланца намоточного устройства как кольцевой пластины / Конев С.В., Михайлец В.Ф., Тейтелев И.Е., Файнштейн А.С. // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2018. Т.16. №3. С. 98–102. <https://doi.org/10.18503/1995-2732-2018-16-3-98-102>

For citation

Konev S.V., Mikhaylets V.F., Teftelev I.E., Fainshtein A.S. Analysis of the characteristic stress state of the coil flange as a circular plate. *Vestnik Magnitogorskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]. 2018, vol. 16, no. 3, pp. 98–102. <https://doi.org/10.18503/1995-2732-2018-16-3-98-102>