

ОБЩЕСТВО «ЗНАНИЕ» РОССИИ
ПРИВОЛЖСКИЙ ДОМ ЗНАНИЙ
ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
КУБАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НЕФТИ И ГАЗА им. И.М. ГУБКИНА

*XVI Международная
научно-техническая конференция*

МАТЕРИАЛЫ И ТЕХНОЛОГИИ XXI ВЕКА

Сборник статей

март 2019 г.

Пенза

УДК 620.22+621.77+621.81+621.91

ББК 30.3+30.6+30.42+65.2

М34

МАТЕРИАЛЫ И ТЕХНОЛОГИИ XXI ВЕКА:

М34 сборник статей XVI Международной научно-технической конференции. – Пенза: Приволжский Дом знаний, 2019. – 92 с.

ISBN 978-5-8356-1721-0

Под редакцией **О.Е. Чуфистова**, кандидата технических наук,
доцента Пензенского государственного
технологического университета (ПГТУ).

Информация об опубликованных статьях предоставлена
в систему Российского индекса научного цитирования (РИНЦ)
по договору № 573-03/2014К от 18.03.2014.

ISBN 978-5-8356-1721-0

© АННМО «Приволжский Дом знаний», 2019

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕПОДВИЖНОГО СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СО СПИРАЛЕВИДНЫМ ПРОФИЛЕМ СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

И.И. Воячек, Д.В. Кочетков, А.В. Водянов, И.В. Баранов

STUDY OF THE IMMOBILE CONNECTION OF DETAILS WITH A SPIRAL-SPECIAL PROFILE OF CONFORMABLE SURFACES

I.I. Voyachek, D.V. Kochetkov, A.V. Vodyanov, I.V. Baranov

Аннотация. Приведены результаты исследования неподвижного соединения деталей со спиралевидным профилем сопрягаемых поверхностей (*s*-профильное соединение). Установлены места концентрации напряжений в *s*-профильном соединении. Показано, что средние напряжения в деталях данного соединения близки по значению к напряжениям, возникающим в деталях соединения с натягом с аналогичными параметрами.

Ключевые слова: профильное соединение, спиралевидный профиль, напряжения, соединение с натягом, сборка, метод конечных элементов.

Abstract. The results of the study of the fixed connection of parts with a helical profile of the mating surfaces (*s*-profile connection) are presented. The places of stress concentration in the *s*-profile connection are established. It is shown that the average stresses in the details of this connection are close in value to the stresses arising in the details of the tensioned connection with similar parameters.

Keywords: profile connection, spiral profile, stress, connection with tension, assembly, finite element method.

В машиностроении применяют различные профильные соединения, в которых реализуется принцип силового формозамыкания [1, с. 83], и цилиндрические соединения с натягом, в которых эксплуатационная нагрузка, например, крутящий момент $M_{кр}$, передается за счет фрикционного замыкания поверхностей.

Профильные соединения обычно в поперечном сечении имеют некруглый профиль, например, треугольный (рис. 1, а). Очевидным недостатком данных соединений является то, что при нагружении соединений крутящим моментом $M_{кр}$ передача нагрузки (силовое замыкание) происходит не по всей поверхности соединения, а на отдельных его участках, что снижает несущую способность соединения. Кроме того, при реверсивной

и динамической нагрузке происходит разбиевание отверстия или смятие рабочих участков вала, что уменьшает долговечность соединения.

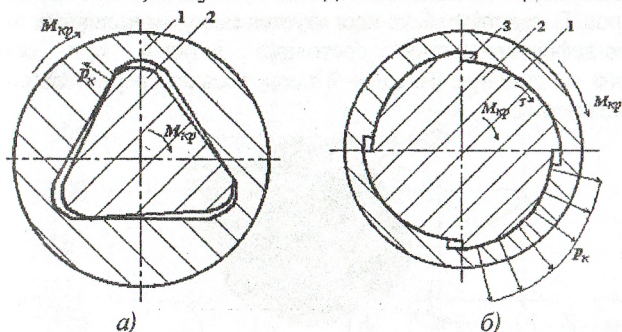


Рис. 1. Профильные соединения: треугольный профиль (а) и спиралевидный профиль (s-профильное соединение) (б): 1 и 2 — охватывающая и охватываемая детали; 3 — зазор

Недостатком соединения с натягом (ССН) является то, что сила трения может существенно изменяться из-за действия множества факторов, кроме того, при их сборке путем запрессовки значительная часть энергии тратится на преодоление силы трения при относительном перемещении деталей на длину запрессовки. Чтобы повысить и стабилизировать прочность ССН, их сборку осуществляют с применением полимеризующихся в зоне контакта деталей анаэробных материалов (АМ) [2, 3].

В соединении со спиралевидным профилем (s-профильное соединение) [4] устраняются недостатки и используются преимущества профильного соединения и соединения с натягом. Повышение несущей способности достигается тем, что сопрягаемые участки охватывающей и охватываемой деталей выполняются по спирали, например, спирали Архимеда (круговой клин). При этом угол наклона сопрягаемых клиновидных участков должен быть небольшим и обеспечивать затягивание соединения при относительном повороте деталей (рис. 1, б), что достигается при относительном уклоне (клиновидности) $K < 0,1$. Таким образом, в s-профильном соединении практически по всей поверхности соединения деталей происходит, как и в ССН, силовое фрикционное замыкание и удельная нагрузка на единицу площади контакта P_k по сравнению с обычным профильным соединением уменьшается, несущая способность соединения увеличивается. Соединение хорошо работает в условиях динамического нагружения. Предлагаемое соединение может также успешно работать при действии осевой нагрузки и при реверсе за счет появления при затягивании фрикционных сил T .

Широкое применение *s*-профильного соединения сдерживается из-за отсутствия данных о влиянии на его эксплуатационные свойства различных факторов. В данной работе исследуется методом конечных элементов напряженно-деформированное состояние деталей при сборке *s*-профильного соединения. На рис. 2 представлена твердотельная модель данного соединения.

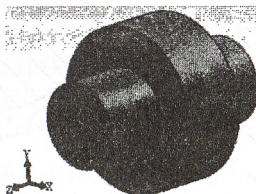


Рис. 2. Твердотельная модель *s*-профильного соединения

При моделировании использовались следующие исходные данные: наружный диаметр втулки $D_1 = 50$ мм, внутренний минимальный и внутренний максимальный диаметры втулки – $D_{\min} = 26,04$ мм и $D_{\max} = 30,04$ мм; минимальный и максимальный диаметры вала $d_{\min} = 26$ мм и $d_{\max} = 30$ мм; длина втулки (соединения) $l = 20$ мм; материал втулки и вала – сталь 35Х (модуль упругости $E = 2,14 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,29$, предел прочности при растяжении $\sigma_p = 550$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 300$ МПа). Условный натяг в соединении $N = 0,048$ мм создавался путем поворота втулки относительно вала (угол поворота $\alpha = 2^\circ$). Коэффициент трения в зоне контакта деталей $f = 0,1$.

На рис. 3 и 4 представлены результаты моделирования напряженного состояния деталей.

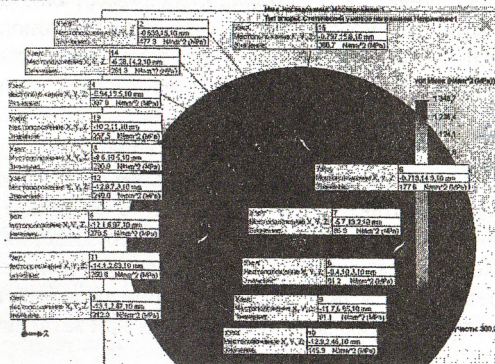


Рис. 3. Напряженное состояние деталей *s*-профильного соединения

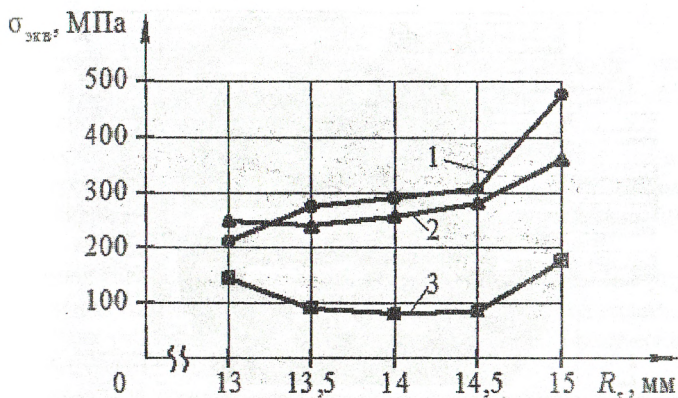


Рис. 4. Зависимость эквивалентных напряжений (по Мизесу) в сопрягаемых деталях от номинального радиуса R_s спиралевидных участков соединения: 1 — эквивалентные напряжения на поверхности втулки $\sigma_{\text{экв}}^{\text{вт}}$; 2 — эквивалентные напряжения во втулке на расстоянии 0,8...1 мм от поверхности; 3 — эквивалентные напряжения на поверхности вала $\sigma_{\text{экв}}^{\text{в}}$.

Полученные данные показывают, что максимальные эквивалентные напряжения, превышающие напряжения в других точках спиралевидного участка в 1,55–1,8 раза, возникают на поверхности втулки во впадине при переходе от номинального радиуса $R_s = 15$ мм к радиусу $R_s = 13$ мм (рис. 3 и 4). Концентрацию напряжений на этом участке втулки нужно учитывать при назначении угла относительного поворота деталей. Напряжения на поверхности вала существенно меньше, их максимум наблюдается на выступе при $R_s = 15$ мм.

Для сравнения осуществлено моделирование цилиндрического соединения с натягом, результаты которого представлены на рис. 5 и 6.

Параметры соединения: наружный и внутренний (посадочный) диаметры втулки — $D_1 = 50$ мм и $D = 28$ мм; наружный (посадочный) диаметр вала $d = 28,048$ мм; длина втулки (соединения) $l = 20$ мм; материал втулки и вала — сталь 35X. Коэффициент трения в зоне контакта деталей $f = 0,1$. Натяг в ССН задавался равным условному натягу $N = 0,048$ мм, реализуемому в s-профильном соединении при относительном повороте деталей (затягивании).

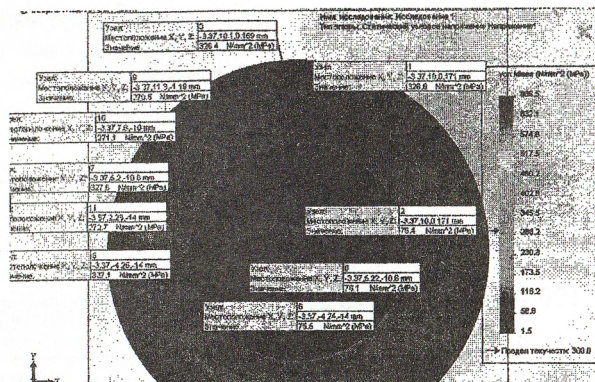


Рис. 5. Напряженное состояние деталей цилиндрического СШ

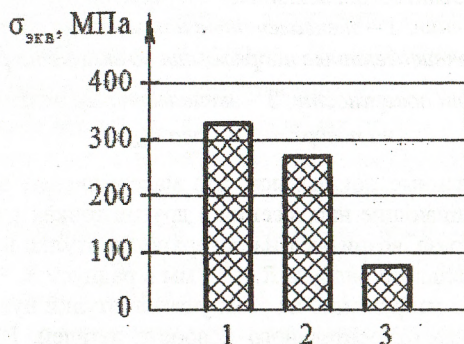


Рис. 6. Значения эквивалентных напряжений (по Мизесу) в цилиндрических деталях, соединенных с натягом: 1 – эквивалентные напряжения на поверхности втулки $\sigma_{\text{экв}}^{\text{вт}}$; 2 – эквивалентные напряжения во втулке на расстоянии 0,8...1 мм от поверхности; 3 – эквивалентные напряжения на поверхности вала $\sigma_{\text{экв}}^{\text{в}}$

При анализе эквивалентных напряжений, возникающих в СШ, можно заключить, что их значения близки к средним напряжениям в деталях s-профильного соединения. Следовательно, при создании методики проектирования данного соединения можно использовать элементы методики проектирования соединений с натягом. Для повышения силы трения при сборке s-профильного соединения также целесообразно использовать АМ.

Библиографический список

1. Конструирование машин: справочно-методическое пособие: в 2 т. Т.2 / А.Ф. Крайнев, А.П. Гусенков, В.В. Болотин и др.; под общ. ред. К.В. Фролова. М.: Машиностроение, 1994. 624 с.

2. Воячек И.И., Евстифеева Е.А. Совершенствование технологии сборки и проектирования соединений с натягом с применением анаэробных материалов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008. № 7. С. 3–6.

3. Воячек И.И., Кочетков Д.В., Митясов С.Г. Избирательное упрочнение соединений с натягом при сборке с анаэробными материалами // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2015. № 2 (34). С. 192–204.

4. Воячек И.И. Соединение деталей со спиралевидным профилем сопрягаемых поверхностей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2003. №3. С. 3–4.

Воячек
Игорь Иванович
Пензенский государственный
университет,
г. Пенза, Россия
E-mail: voyachek@list.ru

Voyachek I.I.
Penza State University,
Penza, Russia

Кочетков
Денис Викторович
Пензенский государственный
университет,
г. Пенза, Россия
E-mail: denis.kochetkov80@yandex.ru

Kochetkov D.V.
Penza State University,
Penza, Russia

Водянов
Александр Владимирович
Пензенский государственный
университет,
г. Пенза, Россия
E-mail: tms@pnzgu.ru

Vodyanov A.V.
Penza State University,
Penza, Russia

Баранов
Илья Викторович
Пензенский государственный
университет,
г. Пенза, Россия

Baranov I.V.
Penza State University,
Penza, Russia