

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Пермский национальный исследовательский политехнический университет»

Надёжность химического оборудования

Методические указания к лабораторной работе «Надёжность болтового соединения по критериям нераскрытия стыка, несдвигаемости стыка, прочности болта, выносливости болта»

Издательство
Пермского национального исследовательского политехнического университета
2017

Составитель: Т.Н. Сергеева

УДК 62.192

Н-17

Рецензент:

канд. техн. наук, доцент *С.Э. Шаклеина*
(Березниковский филиал ПНИПУ)

Н-17 Надёжность химического оборудования: метод. указания к лабораторной работе «Надёжность болтового соединения по критериям нераскрытия стыка, несдвигаемости стыка, прочности болта, выносливости болта» / сост. Т.Н. Сергеева. – Пермь: Березниковский филиал Перм. гос. техн. ун-та, 2017. – 16 с.

Методические указания предназначены для выполнения расчетной лабораторной работы «Надёжность болтового соединения по критериям нераскрытия стыка, несдвигаемости стыка, прочности болта, выносливости болта» студентами направления «Технологические машины и оборудование» всех форм обучения, изучающих дисциплину «Надёжность химического оборудования».

Лабораторные работы направлены на закрепление и лучшее усвоение теоретического материала по основным разделам курса «Надёжность химического оборудования». В пособии приведен теоретический материал по теме лабораторной работы, примеры выполнения расчетов, индивидуальные задания, справочный материал.

УДК 62.192

© ПНИПУ, 2017

Оглавление

Введение.....	4
Лабораторная работа «Надежность болтового соединения по критериям нераскрытия стыка, несдвигаемости стыка, прочности болта, выносливости болта»	5
Теоретическая часть	5
1. Надежность резьбового соединения по критерию нераскрытия стыка	7
2. Надежность резьбового соединения по критерию несдвигаемости стыка.....	7
3. Надежность резьбового соединения по критерию статической прочности.....	8
4. Надежность резьбового соединения по критерию сопротивления усталости.....	9
Пример определения надежности болтового соединения по критериям нераскрытия стыка, несдвигаемости стыка, прочности болта, выносливости болта.....	10
Задание.....	12
Контрольные вопросы.....	13
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	14
Список литературы.....	15

Введение

Одной из важных характеристик, учитываемых при проектировании, разработке и эксплуатации машин и аппаратов, является их надежность. Цель данного пособия – помочь студентам освоить теоретический курс дисциплины «Надежность химического оборудования» и приобрести навыки инженерных расчетов.

Современная практика проектирования и производства машин подтверждает, что разработка машин должна начинаться с анализа конструктивно-технологической схемы и выбора конструктивно-технологических вариантов новой машины с учетом производственной и эксплуатационной технологичности. Для этого необходимо иметь исходные материалы, отражающие показатели производственной и эксплуатационной технологичности машин с учетом показателей надежности. В результате анализа технологичности должны быть выявлены способы изготовления и упрочнения деталей, узлов и механизмов проектируемых машин с целью определения их соответствия заданной долговечности. В процессе проектирования деталей и механизмов должна быть определена не только их прочность, жесткость, но и надежность. Зная надежность деталей машин отдельных групп с учетом структурной схемы их соединения, можно оценить надежность всей машины в целом. Разработаны специальные методы определения надежности соединений и многопоточных передач, валов, подшипников качения и скольжения, различных типов муфт и т.д. Для ознакомления с этими методами на лабораторно-практических занятиях проводится расчет надежности резьбовых соединений.

Данное пособие является методическим руководством для выполнения лабораторной работы студентами направления «Технологические машины и оборудование» всех форм обучения, изучающих дисциплину «Надежность химического оборудования». Пособие содержит теоретический материал по теме лабораторной работы, пример выполнения типового задания, индивидуальные задания и контрольные вопросы для защиты работы.

При выполнении и оформлении лабораторных работ необходимо соблюдать следующие указания: каждую работу следует выполнять в тетради чернилами любого цвета, кроме красного, оставляя поля для замечаний преподавателя; на обложке тетради должны быть написаны фамилия и инициалы студента, название группы; расчеты и пояснения должны излагаться подробно и аккуратно. Допускаются отчеты в печатном виде на листах формата А4.

Номер варианта контрольной работы выбирается в соответствии с порядковым номером студента в журнале группы.

Лабораторная работа

«Надежность болтового соединения по критериям нераскрытия стыка, несдвигаемости стыка, прочности болта, выносливости болта»

Цель работы: ознакомление с принципиальным методом определения надежности различных соединений и деталей машин; определение вероятности безотказной работы болтового соединения по различным критериям; уяснение необходимости на этапе проектирования оценки надежности отдельных элементов системы; приобретение навыков пользования справочной литературой.

Теоретическая часть

Вопрос о надежности резьбовых соединений возникает в основном в связи с рассеянием нагрузок, предела выносливости болтов, разбросом их ударной прочности при низких температурах и с недостаточной надежностью многих применяемых средств стопорения.

Специфика расчета резьбовых соединений на надежность может быть сведена к учету рассеяния концентрации напряжений. В расчете принимают случайными величинами внешнюю нагрузку, силу начальной затяжки, предел выносливости материала и эффективный коэффициент концентрации напряжений в связи с разбросом радиуса выкружки резьбы.

Напряжение в болте зависит от силы затяжки. Сильная затяжка повышает надежность работы резьбового соединения, так как при этом повышается жесткость стыка и существенно понижается доля переменной нагрузки, приходящейся на болт.

Чтобы обеспечить требуемую затяжку болтов, силу затяжки контролируют. Методы контроля основаны на замерах удлинения болта, угла поворота гайки, крутящего момента при затяжке гайки. Первый метод наиболее точен, третий – наиболее распространен вследствие простоты и приспособленности для крупносерийного производства. Контроль в этом случае производят с помощью ключа предельного момента, или динамометрического ключа.

Считается, что при затяжке динамометрическим ключом разброс силы затяжки составляет $\pm (25...30)\%$, при затяжке на определенный угол поворота гайки – $\pm 15\%$, при контроле затяжки по деформации тарированной упругой шайбы – $\pm 10\%$, при контроле удлинения болта – $\pm (3...5)\%$. Этим значениям разброса соответствуют приблизительно следующие коэффициенты вариации силы затяжки: 0,09; 0,05; 0,04; 0,02.

Напряжение в болте от внешней нагрузки в затянутом резьбовом соединении определяется с учетом того, что лишь χ -я часть нагрузки передается на болты. Величина χ называется коэффициентом основной нагрузки и может быть оценена по расчету

$$\chi = \frac{\lambda_o}{\lambda_o + \lambda_g}, \quad (1)$$

где λ_o , λ_g – податливость деталей и болта.

В рабочем диапазоне внешних нагрузок при достаточных силах затяжки болтов для стальных и чугунных деталей обычно $\chi = 0,2 \div 0,3$. Предполагая, что стыки достаточно сильно затянуты и поэтому контактная жесткость мало меняется от давления, можно принимать значения χ детерминированной величиной. Отсюда коэффициент вариации номинальных напряжений в болте, вызванный рассеянием внешней нагрузки, полагается равным коэффициенту вариации внешней нагрузки.

Коэффициент концентрации в резьбе в первую очередь определяется формой впадины резьбы. Форма может быть неоговоренной или закругленной.

Для ответственных высоко нагруженных соединений при переменных и динамических нагрузках должна применяться резьба с закругленной впадиной. У этой резьбы радиус кривизны впадины не должен быть менее $0,1P$, где P – шаг резьбы. У болтов с закругленной впадиной в конце их обозначения ставится буква R . Рассеяние радиуса впадины заключено в пределах $(0,1 \div 0,144)P$ независимо от степени точности резьбы.

Эффективный коэффициент концентрации в резьбе определяют экспериментально или через теоретический коэффициент концентрации напряжений и коэффициент чувствительности. Теоретический коэффициент концентрации для наиболее распространенного сопряжения болта с гайкой, работающего на сжатие, связан с шагом P и радиусом выкружки R зависимостью:

$$\alpha = 1 + 1,1 \sqrt{\frac{P}{R}} \quad (2)$$

Отсюда среднее значение α и коэффициент вариации \mathcal{G}_α коэффициента концентрации напряжений

$$\bar{\alpha} = 1 + 1,1 \sqrt{\frac{2P}{R_{\max} + R_{\min}}} = 1 + 1,1 \sqrt{\frac{2P}{(0,144 + 0,1)P}} = 4,15 \quad (3)$$

$$v_\alpha = \frac{1}{6} \alpha (\alpha_{\max} - \alpha_{\min}) = \frac{1}{6} \alpha \cdot 1,1 \left(\sqrt{\frac{P}{R_{\max}}} - \sqrt{\frac{P}{R_{\min}}} \right) = 0,023 \quad (4)$$

Вероятностный расчет работоспособности и надежности болтового соединения сводится к оценке вероятности P безотказной работы соединения, в простейшем предположении равной произведению $P = P_1 P_2 P_3 P_4$ вероятностей безотказной работы по основным критериям: нераскрытию стыка, несдвигаемости стыка, статической прочности и споротивлению усталости.

1. Надежность резьбового соединения по критерию нераскрытия стыка

Вероятность безотказной работы по критерию нераскрытия стыка P_1 соответствует вероятности того, что наименьшее напряжение сжатия в стыке после приложения внешней нагрузки больше нуля.

Для простейшего случая, когда единичное болтовое соединение нагружено центральной отрывающей силой F (величина случайная), вероятность P_1 определяют из условия (1):

$$P_1 = P \left[\frac{F_{зам}}{\beta_c} > F(1 - \chi) \right] \quad (5)$$

где $F_{зам}$ – сила затяжки, Н;

$(1 - \chi)$ – множитель, характеризующий долю внешней нагрузки на стык;

β_c – коэффициент, учитывающий возможное ослабление затяжки вследствие обмятия стыков, $\beta_c = 1,1$.

Вероятность P_1 безотказной работы определяется по таблице приложения в зависимости от квантиля

$$U_{P1} = \frac{n_1 - 1}{\sqrt{n_1^2 v_{зам}^2 + v_F^2}}, \quad (6)$$

где n_1 – коэффициент запаса нераскрытия стыка по средним нагрузкам; $v_{зам}$ – коэффициент вариации силы затяжки; v_F – коэффициент вариации отрывающей силы.

Коэффициент запаса нераскрытия стыка определяется по формуле:

$$n_1 = \frac{F_{зам}}{\beta_c F(1 - \chi)}. \quad (7)$$

Сила затяжки определяется по формуле:

$$F_{зам} = \sigma_{зам} \pi \frac{d_p^2}{4}, \quad (8)$$

где d_p – расчетный диаметр резьбы болта; $\sigma_{зам}$ – среднее значение напряжения затяжки.

2. Надежность резьбового соединения по критерию несдвигаемости стыка

Вероятность безотказной работы по критерию несдвигаемости стыка P_2 единичного затянутого болтового соединения, нагруженного сдвигающей силой F_c , определяется из условия:

$$P_2 = P \left[\frac{f \cdot F_{зам}}{\beta_c} > F_c \right] \quad (9)$$

Для определения P_2 вычисляют квантиль по формуле:

$$U_{P_2} = \frac{n_2 - 1}{\sqrt{n_2^2 V_{np}^2 + V_{Fc}^2}}, \quad (10)$$

где n_2 – коэффициент запаса несдвигаемости стыка по средним нагрузкам;

V_{np} – предельное значение коэффициента вариации;

V_{Fc} – коэффициент вариации сдвигающей силы.

Коэффициент запаса определяется по формуле:

$$n_2 = \frac{f \cdot F_{зам}}{\beta_c \cdot F_c}, \quad (11)$$

где f – среднее значение коэффициента трения. Нужно отметить, что в литературе приводятся различные значения коэффициента трения (от 0,05 до 0,4). Ряд исследователей рекомендует среднее значение $f=0,20$ как более соответствующее условиям эксплуатации.

Предельное значение коэффициента вариации определяется из выражения:

$$V_{np} = \sqrt{V_{зам}^2 + V_f^2}, \quad (12)$$

где V_f – коэффициент вариации коэффициента трения f .

Сила затяжки $F_{зам}$ находится по формуле (8).

Вероятность безотказной работы находим по таблице приложения в зависимости от квантиля.

3. Надежность резьбового соединения по критерию статической прочности

Вероятность безотказной работы по критерию статической прочности определяется из условия:

$$P_3 = P(\sigma_{рас} < \sigma_T), \quad (13)$$

где $\sigma_{рас}$ – расчетное напряжение в опасном сечении болта, МПа;

σ_T – предел текучести материала болта, МПа.

Расчетное напряжение в болте единичного болтового соединения, нагруженного центральной отрывающей силой, определяется выражением:

$$\sigma_{рас} = \frac{4}{\pi d_p^2} (kF_{зам} + \chi F), \quad (14)$$

где d_p – расчетный диаметр резьбы болта; k – коэффициент, учитывающий кручение болта (если кручение при затяжке исключено, $k = 1$, в остальных случаях $k = 1,0 \div 1,3$).

Среднее значение расчетного напряжения $\bar{\sigma}_{pac}$ определяется по зависимости (14) для σ_{pac} , в которую вместо $F_{зам}$ и F подставляются их средние значения $\bar{F}_{зам}$ и \bar{F} .

Вероятность безотказной работы по критерию статической прочности P_3 находят по таблице приложения по квантилю:

$$U_{P_3} = \frac{n_3 - 1}{\sqrt{n_3^2 V_{\sigma_t}^2 + V_{pac}^2}}, \quad (15)$$

где n_3 – коэффициент запаса прочности; V_{σ_t} – коэффициент вариации предела текучести σ_t , $V_{pac} = V_{зам}$.

Коэффициент запаса прочности по средним напряжениям определяется по формуле:

$$n_3 = \frac{\sigma_t}{\sigma_{pac}} = \frac{\pi d_p^2 \sigma_t}{4(kF_{зам} + \chi F)}, \quad (16)$$

где σ_t – среднее значение предела текучести материала болта, МПа.

Сила затяжки $F_{зам}$ находится по формуле (8).

4. Надежность резьбового соединения по критерию сопротивления усталости

Вероятность безотказной работы по критерию сопротивления усталости определяется из условия:

$$P_4 = P(\sigma_\alpha < \sigma_{-1}), \quad (17)$$

где σ_α – действующие напряжения, приведенные к симметричному циклу, МПа; σ_{-1} – среднее значение предела выносливости материала болта, МПа.

Среднее значение действующих напряжений определяется по формуле:

$$\sigma_\alpha = \frac{4}{\pi d_p^2} \left[0,5 \chi F + \frac{\psi}{K_\sigma} (F_{зам} + 0,5 \chi F) \right], \quad (18)$$

где F – среднее (учитывая случайный характер силы) значение максимальной нагрузки цикла, Н; $0,5 F$ – среднее значение амплитуды нагрузки, Н; ψ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла, $\psi = 0,1$; K_σ – среднее значение эффективного коэффициента концентрации напряжений, принимают в зависимости от предела прочности материала σ_B .

Сила затяжки $F_{зам}$ находится по формуле (8).

Вероятность безотказной работы по критерию сопротивления усталости P_4 определяется по таблице 1 приложения в зависимости от квантиля нормированного нормального распределения:

$$U_{P4} = \frac{n_4 - 1}{\sqrt{n_4^2 v_{-1}^2 + v_\alpha^2}} \quad (19)$$

Коэффициент запаса сопротивления усталости определяется по формуле:

$$n_4 = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_\alpha}, \quad (20)$$

где v_{-1}, v_α – коэффициенты вариации предела выносливости и действующих напряжений.

Пример определения надежности болтового соединения по критериям нераскрытия стыка, несдвигаемости стыка, прочности болта, выносливости болта

Две стальные детали стянуты болтом М12 с усилием от 0 до F . Среднее значение силы $F = 10^4$ Н, коэффициент вариации силы равен $v_F = 0,2$. Контроль затяжки болта осуществляется динамометрическим ключом.

Исходные данные для расчёта: $\chi = 0,2$; $\sigma_t = 380$ МПа; $\sigma_{-1} = 40$ МПа; $v_{\sigma_t} = 0,05$; $\sigma_{зат} = 200$ МПа; $\beta_c = 1,2$; $K_\sigma = 3,0$; $\psi = 0,1$; $v_{зат} = 0,08$; $v_F = 0,2$; $d_p = 10,2$ мм; $v_{-1} = 0,15$; $v_a = 0,1$.

Определить вероятность безотказной работы болтового соединения по критериям нераскрытия стыка, несдвигаемости стыка, статистической прочности, выносливости болта. Определить в целом вероятность безотказной работы болтового соединения.

Выполнение работы

1. Определим надежность резьбового соединения по критерию нераскрытия стыка. Для этого предварительно найдём силу затяжки по формуле 8:

$$F_{зат} = \sigma_{зат} \pi \frac{d_p^2}{4} = 200 \cdot 3,14 \cdot \frac{10,2^2}{4} = 1,63 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

По формуле 7 определим коэффициент запаса нераскрытия стыка:

$$n_1 = \frac{F_{зат}}{\beta_c F (1 - \chi)} = \frac{1,63 \cdot 10^4}{1,2 \cdot 10^4 (1 - 0,2)} = 1,7.$$

Для определения вероятности P_1 безотказной работы по формуле 6 найдём квантиль:

$$U_{P1} = \frac{n_1 - 1}{\sqrt{n_1^2 v_{зат}^2 + v_F^2}} = \frac{1,7 - 1}{\sqrt{1,7^2 \cdot 0,08^2 + 0,2^2}} = 2,903.$$

Вероятность P_1 безотказной работы определяется по таблице 1 приложения в зависимости от квантиля: $P_1(2,903) = 0,9981$.

2. Определим надежность резьбового соединения по критерию несдвигаемости стыка. Для этого предварительно по формуле 11 найдём коэффициент запаса несдвигаемости стыка по средним нагрузкам:

$$n_2 = \frac{f \cdot F_{зам}}{\beta_c \cdot F_c} = \frac{0,2 \cdot 1,63 \cdot 10^4}{1,2 \cdot 10^4} = 0,27.$$

Предельное значение коэффициента вариации определяется из выражения 12:

$$v_{np} = \sqrt{v_{зам}^2 + v_f^2} = \sqrt{0,08^2 + 0,2^2} = 0,22.$$

Для определения P_2 вычисляют квантиль по формуле 10:

$$U_{P2} = \frac{n_2 - 1}{\sqrt{n_2^2 v_{np}^2 + v_{Fc}^2}} = \frac{0,27 - 1}{\sqrt{0,27^2 \cdot 0,22^2 + 0,2^2}} = -3,491$$

Вероятность безотказной работы находим по таблице приложения в зависимости от квантиля: $P_2(3,491) = 0,9998$.

3. Определим надежность резьбового соединения по критерию статической прочности.

Расчетное напряжение в болте единичного болтового соединения, нагруженного центральной отрывающей силой, определяется по формуле 14:

$$\sigma_{pac} = \frac{4}{\pi d_p^2} (kF_{зам} + \chi F) = \frac{4}{3,14 \cdot 10,2^2} (1,3 \cdot 1,63 \cdot 10^4 + 0,2 \cdot 10^4) = 284,5 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности по средним напряжениям определяется по формуле 16:

$$n_3 = \frac{\sigma_t}{\sigma_{pac}} = \frac{380}{284,5} = 1,33.$$

Вероятность безотказной работы по критерию статической прочности P_3 находят по таблице 1 приложения по квантилю (формула 15):

$$U_{P3} = \frac{n_3 - 1}{\sqrt{n_3^2 v_{\sigma_t}^2 + v_{pac}^2}} = \frac{1,33 - 1}{\sqrt{1,33^2 \cdot 0,05^2 + 0,08^2}} = 3,221;$$

$$P_3(3,2) = 0,9994.$$

4. Определим надёжность резьбового соединения по критерию сопротивления усталости.

Среднее значение действующих напряжений определяется по формуле 18:

$$\begin{aligned} \sigma_\alpha &= \frac{4}{\pi d_p^2} \left[0,5 \chi F + \frac{\psi}{K_\sigma} (F_{зам} + 0,5 \chi F) \right] = \\ &= \frac{4}{3,14 \cdot 10,2^2} \left[0,5 \cdot 0,2 \cdot 10^4 + \frac{0,1}{3} (1,57 \cdot 10^4 + 0,5 \cdot 0,2 \cdot 10^4) \right] = 19,3 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Коэффициент запаса сопротивления усталости определяется по формуле 20:

$$n_4 = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_\alpha} = \frac{40}{19,3} = 2,07.$$

Вероятность безотказной работы по критерию сопротивления усталости P_4 определяется по таблице 1 приложения в зависимости от квантиля нормированного нормального распределения (формула 19):

$$U_{P_4} = \frac{n_4 - 1}{\sqrt{n_4^2 v_{-1}^2 + v_\alpha^2}} = \frac{2,07 - 1}{\sqrt{2,07^2 \cdot 0,15^2 + 0,1^2}} = 3,282;$$

$$P_4(3,282) = 0,9994.$$

Таким образом, вероятность безотказной работы болтового соединения по четырём критериям равна:

$$P = P_1 P_2 P_3 P_4 = 0,9981 \cdot 0,9998 \cdot 0,9994 \cdot 0,9994 = 0,9967.$$

Задание

Две стальные детали стянуты болтом М12 с усилием от 0 до F . Среднее значение силы $F = 10^4$ Н, коэффициент вариации силы равен $v_F = 0,2$. Контроль затяжки болта осуществляется динамометрическим ключом.

Определить вероятность безотказной работы болтового соединения по критериям нераскрытия стыка, несдвигаемости стыка, статистической прочности, выносливости болта. Определить в целом вероятность безотказной работы болтового соединения.

Исходные данные для расчёта:

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
χ	0,2	0,19	0,19	0,19	0,2	0,2	0,2	0,21	0,2	0,2
σ_t (МПа)	380	375	375	375	375	390	385	384	384	384
σ_{-1} (МПа)	35	30	30	30	30	30	30	25	25	25
v_{σ_t}	0,05	0,05	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03
$\sigma_{зат}$ (МПа)	200	240	240	230	255	240	235	235	240	240
β_c	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,3
K_σ	3	3	3	3	3,1	3,1	3,1	3,2	3,2	3,1
ψ	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$v_{зат}$	0,08	0,12	0,12	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14
v_F	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,19	0,19	0,19
d_p	10,4	10,6	9,6	10	9,5	9,8	11	11	10,8	10,1
v_{-1}	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
v_a	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1

Контрольные вопросы

1. Факторы, влияющие на прочность изделий: геометрия, прочность материалов изделия, нагрузка на элементы изделия.
2. Достоверность расчетов по данным информации об отказах изделий. Выбор необходимого числа данных по отказам, оценка однородности выборки.
3. Определение надежности элементов конструкции в случае нормальных законов распределения нагрузки и прочности. Значения коэффициентов вариации параметров прочности, допуски на основные технологические операции.
4. Определение вероятности безотказной работы болтового соединения по критериям нераскрытия стыка, несдвигаемости стыка, прочности болта, выносливости болта.
5. Методы контроля затяжки болтов.
6. Основные критерии, по которым определяется вероятность безотказной работы резьбовых соединений.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица

Зависимость вероятности безотказной работы от квантилей

Квантиль u_p	Вероятность безотказной работы $P(t)$	Квантиль u_p	Вероятность безотказной работы $P(t)$	Квантиль u_p	Вероятность безотказной работы $P(t)$
0,000	0,5000	1,1	0,8643	2,326	0,99
0,1	0,5398	1,2	0,8849	2,4	0,9918
0,126	0,55	1,282	0,9	2,409	0,992
0,2	0,5793	1,3	0,9032	2,5	0,9938
0,253	0,6	1,4	0,9192	2,576	0,995
0,3	0,6179	1,5	0,9332	2,6	0,9953
0,385	0,65	1,6	0,9452	2,652	0,996
0,4	0,6554	1,645	0,95	2,7	0,9965
0,5	0,6915	1,7	0,9554	2,748	0,997
0,524	0,70	1,751	0,96	2,8	0,9974
0,6	0,7257	1,8	0,9641	2,878	0,998
0,674	0,75	1,881	0,97	2,9	0,9981
0,7	0,7580	2,0	0,9772	3,0	0,9986
0,8	0,7881	2,054	0,98	3,090	0,999
0,842	0,8	2,1	0,9821	3,291	0,9995
0,9	0,8159	2,170	0,985	3,5	0,9998
1,0	0,8413	2,2	0,9861	3,719	0,9999
1,036	0,85	2,3	0,9893		

Список литературы

1. Климов А.М. Надежность технологического оборудования: учебное пособие / А.М. Климов, К.В. Брянкин. – 2-е изд., стер. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. – 104 с.
2. Машиностроение. Энциклопедия в 40 томах. – Том IV-3. Надежность машин/ Редакторы-составители В.В. Ключев [и др.]. Отв. редактор Колесников К.С. – М.: изд-во Машиностроение, 2003. – 592 с.
3. Шубин В.С., Рюмин Ю.А. Надежность оборудования химических и нефтеперерабатывающих производств. – М.: Химия, КолосС, 2006. – 359 с.: ил.

Учебное издание

Надёжность химического оборудования

Методические указания к лабораторной работе «Надёжность болтового соединения по критериям нераскрытия стыка, несдвигаемости стыка, прочности болта, выносливости болта»

Составитель
Сергеева Татьяна Николаевна

Корректор *Н.В. Шиляева*

Подписано в печать 07.11.2017
Формат 60 x 90 / 16. Усл. печ. л. 1,0
Тираж 50 экз. Заказ № 376 / 2017.

Отпечатано с готового оригинал-макета в типографии центра
«Издательство
Пермского национального исследовательского политехнического
университета».
Адрес: 614990, г. Пермь, Комсомольский проспект, 29, к. 113.
Тел. (342) 219-80-33