$P_{cm} = f(h_{cm})$ при n = 1 представляет собой квадратичную параболу, а при n < 1 – параболическую кривую высшего порядка. В принятом виде $P_{\kappa p}$ иллюстративно характеризует основную взаимосвязь между наиболее важными конструктивными, физико-механическими и некоторыми режимными параметрами, управляющими процессом резания.

УДК 621.88:621.78

Р. Ф. Гаффанов, аспирант Ижевский государственный технический университет

ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ СОЕДИНЕНИЯ СОСТАВНОЙ НЕФТЯНОЙ ЗАДВИЖКИ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

3АО «Технология» была разработана конструкция нефтяной задвижки, собираемой термическим методом. Проведен анализ и расчет конструкции, предложены технологические и конструкционные способы повышения эксплуатационных свойств нефтяной задвижки.

ЗАО «Технология» были предложена конструкция (рис. 1) и технология сборки (рис. 2) нефтяной составной задвижки (далее задвижки) термическим методом.



1 ис. 1. Конструкция задвил

© Гаффанов Р. Ф., 2008



Рис. 2. Технология сборки задвижки

Предприятием было предложено заменить цельную конструкцию задвижки на сборную. При этом сборка осуществляется термическим методом (рис. 2), нагретый фланец *1* надевается на втулку *2*.

Для оценки конструкционной прочности составной задвижки были поставлены следующие задачи:

• рассчитать величину силы распрессовки при заданном натяге;

 определить работоспособность соединения при давлении опрессовки 31 МПа и номинальном рабочем давлении 28 МПа;

• ликвидировать конструкционным способом погрешность базирования *Y* между торцевыми поверхностями деталей втулки и фланца.

При решении задачи были приняты некоторые допущения:

• задача решалась без учета влияния момента затяжки шпилек, которые также оказывают влияние на геометрию соединения и контактное давления в нем.

• погрешности изготовления и монтажа принимались в расчет при определении максимума и минимума натяга.

Сложная геометрия фланца, условия нагружения и контактного взаимодействия не позволяют провести расчет аналитическим методом. Для решения поставленных задач было решено применять МКЭ, позволяющий моделировать многосвязанные термомеханические процессы контактного взаимодействия, подробно исследованные авторами [1–3].

Расчет нагрева и тепловой деформации фланца по известной зависимости [4] показал (рис. 3), что максимальный тепловой монтажный зазор на диаметре посадочной поверхности при температуре нагрева 300 °C составляет 350 мкм.

Исходя из диапазона монтажного зазора, полученного при тепловом расчете, с учетом отклонений формы посадочных поверхностей, интенсивности охлаждения и скорости остывания нагретого фланца деталей была назначена посадка [5] и определен максимальный натяг в соединении, равный 160 мкм.

Согласно методике расчета [4; 6] был проведен расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) и несущей способности соединения. Для натяга 160 мкм (рис. 4) и 200 мкм (рис. 5) анализ расчетов показал, что величина контактного давления меняется незначительно и в большей степени зависит от толщины стенки втулки.



Рис. 3. Температурная деформация фланца при нагреве до 300 °С, м



Рис. 4. Контактное давление в соединении на поверхности фланца при заданном натяге 160 мкм, Па



Рис. 5. Контактное давление в соединении на поверхности фланца при заданном натяге 200 мкм, Па

Зная контактное давление в соединении, можно рассчитать силу распрессовки [7; 8]:

$$F = \int_{0}^{l} P(l) pf(p) dl,$$
(1)

где F – сила распрессовки; P(l) – контактное давление на элементе; f – коэффициент трения, зависящий от давления; dl – диаметр посадочной поверхности на ее длине.

Однако реальная площадь контакта с учетом погрешности изготовления и изменения геометрии детали в результате деформации составляет не более 80 % [1; 2]:

$$S = p \int_{0}^{l} d(l) dl, \qquad (2)$$

где *S* – площадь контакта, зависящая от изменения диаметра посадочной поверхности по длине.

Расчетным путем установлено и экспериментально подтверждено, что контактное давление, возникающее в соединении, превышает давление рабочей среды, что обеспечивает условия нераскрытия контактных поверхностей соединения. Сила распрессовки при полученном контактном давлении и величине площади контакта составила 4,5...8 т при величине контактной поверхности 50...100 %.

Силы, возникающие в момент срабатывания задвижки, определяются по формуле

$$F' = P_{\text{pa6}}S',\tag{3}$$

где F' – осевая сила; $P_{\text{раб}}$ – испытательное давление; S' – площадь деталей соединения под давлением.

Расчет показал, что при давлении 31 МПа осевая сила составляет 22,4 т, а при номинальном давлении, равном 21 МПа, – 14 т.

Из полученных расчетов очевидно, что увеличивать натяг больше не имеет смысла, т. к. возникает пластическая деформация; в данном случае целесообразно увеличивать площадь контакта соединения. Единственным препятствием, предотвращающим сдвиг втулки в осевом направлении вдоль фланца, является ступица на позиции *A* (рис. 2).

Зная значения оптимального натяга и силы распрессовки, можно произвести расчет соединения под рабочим давлением, которое действует на задвижку в зоне B и C (рис. 1) в момент ее срабатывания и равно 31 МПа. На рис. 6 видно, что раскрытие стыка под нагрузкой не происходит, однако контактное давление в некоторых областях соединения превышает предел текучести для этой стали, равный 195 МПа (рис. 7), что говорит о наличии пластической деформации (рис. 8) в соединении, которая отрицательно сказывается на его работоспособности.



Рис. 6. Статус контакта



Рис. 7. Контактное давление в соединении на поверхности фланца при заданном натяге 160 мкм и давлении в системе 31 МПа, Па



Рис. 8. Деформация задвижки, м, под действием испытательного давления в системе

Для обеспечения точности позиционирования и ликвидации зазора (рис. 9), возникающего в процессе формирования термического соединения, обусловленного неравномерным охлаждением и величиной натяга в TC, было предложено применить конструкционную особенность (KO) на втулке (рис. 10).





Рис. 9. Погрешность базирования

Рис. 10. Геометрическая особенность контактной поверхности фланца

Моделирование охлаждения соединения с неравномерным натягом показало, что выступ на втулке высотой $\delta = 60$ мкм и длиной $L_o = 2$ мм (рис. 11), цепляясь за

канавку на фланце, способен повысить точность базирования в 16 раз и фактически ликвидировать зазор между деталями.



Рис. 11. Взаимодействие конструктивной особенности с канавкой для выхода обрабатывающего инструмента на втулке

Таким образом, исследование распределения тепловых полей позволило точно определить соответствующие деформации и оптимизировать процесс нагрева – температуру нагревания и скорость нагрева. Анализ НДС показал, что при охлаждении нагретой детали образуется зазор между фланцем и ступицей втулки. Для ликвидации зазора, обусловленного охлаждением одной из деталей, предложено во время формирования соединения (охлаждения) применить:

• силовое воздействие в осевом направлении;

• неравномерный натяг на втулке в виде конструктивной особенности вдоль посадочной поверхности.

Спроектированная задвижка может быть пригодна к эксплуатации при толщине фланца полукорпуса 42 мм и физико-механических свойствах соответствующей закаленной стали 40Х. В процессе производства пробной партии изделий и их испытаниях было получено подтверждение о соответствии результатов расчета несущей способности и точности базирования фактическим данным.

Список литературы

1. Зенкин, А. С. Технологическое обеспечение точности сборки соединений с натягом, осуществляемых термовоздействием / А. С. Зенкин, Б. М. Арпеньев // Вестн. машиностроения. – 1988. – № 4.

2. Зенкин, А. С. Оценка и прогнозирование напряженно-деформированного состояния соединений с натягом при термических методах сборки / А. С. Зенкин, Н. А. Зубрецкая // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 200. – № 6. – С. 9–12.

3. Абрамов, И. В. Математическое моделирование термической сборки соединения с натягом / И. В. Абрамов, Р. Ф. Гаффанов, А. В. Щенятский // Интеллектуальные системы. – 2003. – Вып. 2. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2003.

4. Сегерлинд, Л. Применение метода конечных элементов. – М. : Мир, 1979. – 380 с.

5. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. – М. : Машиностроение, 1982. – 736 с.

5. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган. – М. : Мир, 1986. – 310 с.

7. *Гречищев, Е. С.* Соединения с натягом: расчеты, проектирование, изготовление / Е. С. Гречищев, А. А. Ильяшенко. – М. : Машиностроение, 1981. – 247 с.

8. Балацкий, Л. Т. Прочность прессовых соединений. – Киев : Техника, 1982. – 151 с.