

КОНТАКТНАЯ ПОДАТЛИВОСТЬ ПРЕЦИЗИОННЫХ УСЛОВНО-НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В УСЛОВИЯХ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ДО ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ

А.А. Максименко, Н.В. Перфильева, Н.В. Котенева

Рассматривается метод расчёта динамических параметров условно-неподвижных соединений в упругом контакте в пределах трения покоя.

Article presents the method of dynamic parameters of conditionally motionless joints in resilient contacts in framework of repose's friction.

В условиях глобальной интеграции современной инновационной экономики, одной из основ которой является машиностроение, становится актуальной проблема по созданию точных, надежных, экономичных машиностроительных конструкций. Работа машин и механизмов в значительной степени зависит от процессов, протекающих в контакте элементов конструкций в пределах предварительного смещения.

Как известно, ресурс работы контактной пары определяется распределением напряжений в зонах взаимодействия деталей контактной пары. В связи с этим на современном этапе развития техники важное значение имеет оптимальное проектирование деталей условно-неподвижных соединений.

Задачи теории оптимального проектирования: определение характеристик изделия таким образом, чтобы изделие при действии заданных нагрузок в определенном смысле являлось наилучшим из всех изделий рассматриваемого типа.

Вопросы механического контактного взаимодействия и рассеяния энергии достаточно глубоко изучены в пределах статических нагрузок, однако практически не проводились исследования механического контакта применительно к стыкам и соединениям, испытывающим сложное динамическое воздействие внешних нагрузок. И как следствие, отсутствуют расчетные методики, с помощью которых можно было бы определить амплитуды и частоты колебаний контактирующих тел в различных направлениях.

Без дальнейшего развития динамической теории контактного взаимодействия в пределах трения покоя невозможно создание точных, устойчивых, работоспособных условно-неподвижных соединений с заданными прочностными, диссипативными и динамическими характеристиками.

Отсутствие универсального подхода при решении этих проблем ставит задачу создания физической и математической модели упругого контактного взаимодействия, которая позволила бы оценивать влияния параметров контактирования (которые являются изменяемым величинами при конструировании соединений) на поведение сочленений при воздействии ударных, осциллирующих и других видах динамических нагрузок.

Условно-неподвижные соединения (болтовые, винтовые, шлицевые, соединения с натягом и т.п.), образующие наиболее распространенную группу так называемых контактных соединений узлов машин и приборов, характеризуются наличием контактного давления на сопрягаемых поверхностях, которые за счет сил трения и обеспечивают взаимную неподвижность деталей.

Большую часть резьбовых соединений, применяемых в современных машинах, собирают с предварительной затяжкой. Напряжения предварительной затяжки устанавливают в соответствии с условиями герметичности и жесткости стыка. При несоблюдении этих условий стык раскрывается и внешняя нагрузка полностью передается на болт, резко снижается долговечность соединения.

На уменьшение силы затяжки в динамически нагруженных соединениях оказывают влияние различные факторы. Один из важных факторов – это появление пластических деформаций в контакте, которые как установлено многими авторами, зависят от давления в зоне контакта. Следовательно, при выборе внешней нагрузки необходимо, чтобы не только номинальные, но и контурные давления не превышали предела текучести материала.

Контурное давление при динамическом нагружении из условия отсутствия пластических смещений:

КОНТАКТНАЯ ПОДАТЛИВОСТЬ ПРЕЦИЗИОННЫХ УСЛОВНО-НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В УСЛОВИЯХ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ДО ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ

$$\sigma_C^d = \frac{N^*}{A_C} \leq [\sigma_C], \quad (1)$$

где σ_C^d – контурное давление при динамическом нагружении, N^* – динамическая нагрузка, A_C – контурная площадь, $[\sigma_C]$ – допустимое контурное давление.

Контурная площадь определяется деформационными процессами, сосредоточенными в приповерхностных слоях контактирующих тел, и поэтому существенным образом зависит от нагрузки и механических свойств материалов, в частности, от предела текучести [1].

$$A_C = A_0 \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_m} \right)^{1 - \frac{\sigma_0}{\sigma_m}}, \quad (2)$$

где A_0 – номинальная площадь, $\sigma_0 = \frac{N_{const}}{A_0}$

– номинальное давление, N_{const} – нормальная статическая нагрузка, σ_m – предел текучести материала.

Формула (2) применима только при упругом взаимодействии. В случае хрупких материалов предел текучести заменяется на предел прочности.

Динамическая нагрузка N^* является суммой нормальной статической составляющей $N = const$ и динамической силы $N(x)$, изменяющейся во времени,

$$N^* = N_{const} + N(x(t)). \quad (3)$$

Динамическая составляющая находится по методике изложенной в [2, 3].

С возрастанием нагрузки растет номинальное давление, которое формирует соответствующую контурную площадь контакта. В начальный период зависимость между контурной площадью контакта и нагрузкой близка к линейной. При дальнейшем увеличении нагрузки по мере насыщения контакта интенсивность роста контурной площади контакта постепенно снижается. При возрастании номинального давления до $\sigma_0 = \sigma_m$ контурная площадь становится равной номинальной.

Математический анализ, сделанный в [2, 3], показал, что минимальное значение контурного давления составляет $0,692\sigma_m$, а максимальная величина контурного давления

не должна превышать $0,836\sigma_m$. Таким образом, условия прочности можно записать:

$$\sigma_C^d = \frac{N_{min}^*}{A_C} \leq [\sigma_C] = 0,836\sigma_m, \quad (4)$$

$$\sigma_C^d = \frac{N_{max}^*}{A_C} \leq [\sigma_C] = 0,692\sigma_m.$$

Очевидно, что минимуму контурного давления соответствуют наиболее благоприятные условия работы соединений при динамическом нагружении.

Исследование контактной прочности резьбового соединения с использованием предложенной методики позволило установить диапазон динамических нагрузок, при которых в зоне контакта не возникают пластические деформации.

В соединениях с натягом относительная неподвижность деталей при работе механизма обеспечивается только за счет сил трения, возникающих на контактных поверхностях под действием упругих деформаций, создаваемых натягом. Величина натяга при сборке должна обеспечивать плотность стыка, при этом она зависит не только от внешней нагрузки, но и от внутренних параметров соединения.

Для обеспечения неподвижности соединения номинальные контактные давления q_0 должны быть такими, чтобы силы трения превышали внешние сдвигающие нагрузки:

$$q_0 \geq \frac{P_z k}{\pi d l f}, \quad (5)$$

где k – коэффициент запаса сцепления, обычно принимается $k = 1,5 \div 2,0$; f – коэффициент трения (для соединений, работающих с частотой больше 10 Гц, значения коэффициентов трения следует понижать на 30-40%), d и l – геометрические размеры сопряжения, P_z – внешняя осевая нагрузка.

Используя условие совместности перемещений вала и втулки, номинальное давление без учета контактных деформаций записывается:

$$q_0 = \frac{\delta_H}{2(\lambda_1 + \lambda_2)}, \quad (6)$$

где δ_H – расчетный минимальный натяг; λ_1 и λ_2 – коэффициенты радиальной податливости деталей.

Контактное давление приводит к возникновению в сопряженных деталях нормальных радиальных σ_R и окружных σ_t напряжений. Наибольшие напряжения возникают с внутренней поверхности охватывающей детали. При этом условие отсутствия пластических деформаций следующее:

$$\sigma_{\text{экс}} = \sigma_t - \sigma_R = \frac{2q_0}{1 - \left[\frac{d}{d_2} \right]^2} \leq \sigma_T. \quad (7)$$

В случае, когда соединение кроме радиальных давлений воспринимает еще и осевую нагрузку, в его поперечных сечениях возникают напряжения:

$$\sigma_z = \frac{P_z}{\pi(R_1^2 - R_2^2)}. \quad (8)$$

Кроме того, при передаче нагрузки прессовыми соединениями на поверхностях контакта возникают касательные напряжения τ .

Наибольшие значения их определяются:

$$\tau_{\text{max}} = q_0 f \leq \tau_T, \quad (9)$$

τ_T – предел текучести менее твердого материала соединения.

Если касательные напряжения достигают предельных значений на всей поверхности сопряжения, то происходит разрушение соединения, сопровождаемое относительным перемещением сопрягаемых поверхностей. Выражение (9) является также условием прочности по касательным напряжениям.

С точки зрения работоспособности идеальным является такое соединение, в котором касательные напряжения распределены равномерно. Однако из-за разной деформации сопрягаемых деталей такое соединение осуществить практически невозможно. Однако неравномерность распределения нагрузки в соединениях заметно сглаживается предварительным смещением, т.е. касательным смещением нормально нагруженного соединения под действием усилия, не превышающего силы трения покоя τ_{max} .

Все, о чем говорилось выше, относится к инженерному расчету прессовых соединений на прочность. Но для ответственных соединений точных машин и приборов, подверженных знакопеременным динамическим нагрузкам, этого недостаточно. В большинстве случаев при прочностных расчетах не учитывают деформации, перемещения, напряжения,

возникающие в поверхностных шероховатых слоях сопряженных деталей соединения в пределах трения покоя, а также за счет явления предварительного смещения. Эти упругие контактные перемещения как в нормальном, так и в касательном направлениях оказывают существенное влияние на формирование величины натяга.

В частности инженерная податливость соединения с натягом увеличивается за счет контактной податливости шероховатого поверхностного слоя деталей соединения.

Итак, податливость за счет микронеровностей в контакте соединения с натягом в нормальном направлении будет определяться общим выражением:

$$K_N = \frac{X(t)}{N^*}, \quad (10)$$

где $X(t)$ – нормальное контактное смещение, изменяющееся во времени в случае действия динамической нагрузки, определяемое из [2, 3]. Если имеется статическое нормальное нагружение, то в числителе (10) учитывается

величина сближения δ , определяемая по формуле Крагельского-Демкина [2, 3] с учетом того, что при сборке прессового соединения происходит частичное смятие шероховатостей на контактных поверхностях $\approx 0,6R_z$;

N^* – нормальное усилие, в случае динамического нагружения соединения, являющееся в каждый момент времени суммой нормальной статической составляющей и динамической силы $N(x, t)$, изменяющейся во времени [2, 3]. При статических условиях в знаменателе будет стоять величина номинального давления в соединении q_0 .

Тогда с учетом нормальной контактной податливости шероховатого слоя в соединении величина номинального давления будет определяться:

$$q_0 = \frac{\delta_H}{2(\lambda_1 + \lambda_2 + K_N)}. \quad (11)$$

Таким образом, номинальное давление в соединении с натягом будет уменьшаться, а, следовательно, фактическая величина натяга будет так же меньше минимального расчетного значения.

Если прессовое соединение нагружено динамической или статической силой тангенциального направления, то необходимо в общем инженерном расчете на прочность

КОНТАКТНАЯ ПОДАТЛИВОСТЬ ПРЕЦИЗИОННЫХ УСЛОВНО-НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В УСЛОВИЯХ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ДО ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ

учесть касательную контактную податливость шероховатого слоя:

$$K_{\tau} = \frac{\Delta(x(t); t)}{N^* f}. \quad (12)$$

Для общего случая одновременного динамического нагружения соединения как в нормальном, так и в тангенциальном направлениях: $\Delta(x(t); t)$ - касательные контактные колебания, являющиеся функцией от $x(t)$ - нормальных контактных колебаний в каждый момент времени (методика [2, 3]).

В случае действия только осевой динамической нагрузки на соединение с натягом контактная касательная податливость шероховатого слоя определяется:

$$K_{\tau} = \frac{\Delta^*}{\tau^*}, \quad (13)$$

где Δ^* - амплитудное значение вынужденных касательных контактных колебаний в пределах предварительного смещения [2, 3]; τ^* - касательное напряжение соответствующее Δ^* .

Причем по условию прочности во избежание срыва поверхностей должно соблюдаться условие:

$$\begin{aligned} \Delta^* &\leq \Delta_P; \\ \tau^* &\leq \tau_{\max}. \end{aligned} \quad (14)$$

Оценочные расчеты показали, что и податливость соединений с натягом как в нормальном направлении, так и в касательном направлениях увеличивается с учетом контактной податливости соединения. В частности, номинальное давление в соединении, а следовательно, и величина самого минимального натяга уменьшается при различных параметрах контактирования от 10 до 15 %.

Приведенная динамическая модель упругого контактного взаимодействия примени-

тельно к соединениям с натягом позволяет проводить расчет на прочность и жесткость реальных соединений с учетом процессов, протекающих в контакте.

ВЫВОДЫ

На основе созданной модели поведения механического контакта при тангенциальных и нормальных вынужденных колебаниях разработан метод расчета динамических параметров условно- неподвижных соединений на примере резьбовых соединений, клиновых [4] и соединений с натягом. Метод основан на учете реальных деформаций на площадках контакта и его диссипативных свойств. Данный учет необходимо производить при проектировании ответственных соединений прецизионных конструкций

Данная методика дает возможность создавать условно-неподвижные соединения точных механизмов, прецизионных приборов с заранее заданными прочностными характеристиками. Что позволяет продлить срок их службы и облегчить эксплуатацию.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хохлов, В. М. Расчет контурных площадей контакта и давлений / В.М. Хохлов // Изв. вузов. Машиностроение. - 1990. - № 4. - С. 20-24.
2. Максименко, А. А. Динамические контактные взаимодействия при сложном нагружении в условиях трения покоя / А.А. Максименко, Н.В. Перфильева, Н.В. Котенева // Известия вузов. Машиностроение. - 2002. - № 2-3. - С.28 -37.
3. Перфильева, Н. В. Динамическая модель упругого механического контакта в пределах трения покоя / Н.В. Прафильева. - Новосибирск: Наука, 2003. - 152 с.
4. Максименко, А. А. Контактная податливость клиновых соединений в условиях динамического нагружения / А.А. Максименко, Н.В. Перфильева, Н.В. Котенева // Ползуновский вестник. - 2007. - № 4. - С.174 -177.