

ные изменения величин вблизи резонансной частоты. Упругие деформации и смещения точек также меняются в этой области скачкообразно.

Библиографические ссылки

1. Кауфман М. С. Новые аксиально-поршневые пневмодвигатели // Угольное и горнорудное машиностроение. Рудничный транспорт. – 1968. – № 21. – С. 24.

2. Ивашов И. В. К оценке кинематических схем аксиально-поршневых машин // Горные машины. – Вып. 12 / под ред. канд. техн. наук Ю. М. Коркина и А. Г. Печеркина. – 1974. – С. 107–110.

3. Исследование динамических процессов в роторно-поршневой группе пневматического двигателя / Д. Т. Анкудинов, М. В. Ефимов, И. В. Ивашов, С. Н. Кудрявцев // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – Вып. 7. – М.: Машиностроение, 1979. – С. 77–83.

4. Басов К. А. ANSYS: справочник пользователя. – М.: ДКМ Пресс, 2005. – 640 с.

5. Раевская Л. Т. Математическое моделирование динамических процессов в аксиально-поршневых пневмомоторах // сб. трудов. IX Всерос. съезда по теоретической и прикладной механике. – Т. 3. – Н. Новгород: Изд-во Нижегород. гос. ун-та им. Н. И. Лобачевского, 2006. – С. 181–182.

L. T. Raevskaya, PhD (Physics and Mathematics), Associate Professor, Ural State Forest Engineering University, Yekaterinburg

Vibration Characteristics of the Air Motor Parts

This paper sets out the calculation of the piston pneumatic motor resonant frequencies and investigation of the system behavior near the first resonant frequency.

Key words: frequency of forced vibrations, axial-piston pneumatic engine, resonance.

УДК 621.79(045)

И. В. Абрамов, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

А. В. Петров, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ВЛИЯНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ И НЕСУЩЮЮ СПОСОБНОСТЬ СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

Описывается методика расчета напряженно-деформированного состояния и несущей способности соединений с натягом деталей из титановых сплавов. Анализ результатов моделирования выявил особенности влияния физико-механических характеристик титановых сплавов на несущую способность соединения с натягом.

Ключевые слова: соединение с натягом, коэффициент трения, напряженно-деформированное состояние, несущая способность.

Титан и титановые сплавы имеют высокую склонность к контактному схватыванию при трении [1]. Вследствие этого существует ряд проблем при обработке титана резанием и давлением, а также при сборке соединений с натягом. Возникают сложности применения титановых сплавов в конструкциях машин, в узлах которых может произойти заклинивание, а на поверхности деталей – схватывание и заедание. Использование деталей соединений с натягом из титана и его сплавов имеет ряд особенностей, не характерных для аналогичных деталей из стали и чугуна. В статье рассматривается влияние фрикционных характеристик на напряженно-деформированное состояние (НДС) и несущую способность (НС) деталей соединений с натягом из титановых сплавов.

В реальных соединениях с натягом деталями из титановых сплавов существуют предпосылки к возникновению явления схватывания на контактных поверхностях, а именно: контактное давление, ско-

рость трения, величина относительного перемещения, шероховатость поверхности. Вследствие этого процесс механической запрессовки связан не только с преодолением сил трения, но и с разрушением поверхностных слоев деталей.

В статье описывается моделирование НДС соединения с натягом с различной комбинацией материалов (титан – сталь) при нагружении их осевой силой и крутящим моментом без учета явления схватывания. В качестве метода исследования напряженно-деформированного состояния и нагрузочной способности используется метод конечных элементов (МКЭ). В вычислительном эксперименте применялись образцы типа вал и втулка из стали 45 и титанового сплава ОТ-4. Геометрия деталей соединения представлена на рис. 1. Исследования проводились для соединений с длиной сопряжения $l = 10$ мм, натягом $N = 21$ мкм, что соответствует максимальному значению натяга в выбранном диапазоне величин (ГОСТ 20999–83).

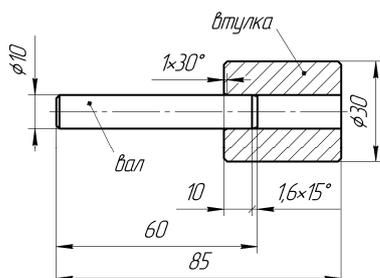


Рис. 1. Геометрические характеристики образца

Характеристики материалов образцов представлены в табл. 1 [1]. Шероховатость поверхности образцов составляет $Ra = 0,5 \dots 0,68$. Схема нагружения представлена на рис. 2.

Таблица 1. Характеристики материалов образцов

	σ_T , МПа	σ_B , МПа	E , МПа $\times 10^5$	μ	ρ , кг/м ³
Сталь 45	450	750	2	0,28	7826
Титан ОТ-4	390	540	1,12	0,32	4550

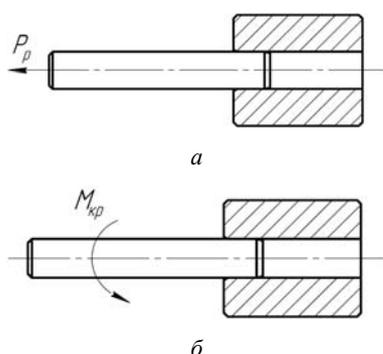


Рис. 2. Схема нагружения образца: а – осевой силой; б – крутящим моментом

Нагрузочная способность соединения в осевом направлении P_p рассчитывается по общепринятой формуле

$$P_p = P_k \pi d l f \quad [H]. \quad (1)$$

Аналогично, передаваемый крутящий момент определяется как

$$M_{кр} = \frac{1}{2} P_k \pi d^2 l f \quad [H \cdot m], \quad (2)$$

где P_k – давление в зоне контакта, Па; d – диаметр сопряжения, м; l – длина зоны запрессовки, м; f – коэффициент трения.

Среднее значение статического коэффициента сухого трения для пары «титан – титан» равно 0,61, а динамического – 0,47...0,49 (при скорости 1 м/с).

В расчетах приняты следующие значения: $f_{сталь-сталь} = 0,15$, $f_{титан-сталь} = 0,3$, $f_{титан-титан} = 0,5$.

Значения расчетных параметров осевой силы и крутящего момента представлена в табл. 2.

Однако общепринятый метод расчета не отображает изменение коэффициента трения в соединении с натягом по длине контакта. По данным А. Б. Коро-

ны [2], в процессе запрессовки/распрессовки соединения с натягом деталей из стали и чугуна на контактных поверхностях происходит срезание и выравнивание микронеровностей. При увеличении контактного давления в соединении значение коэффициента трения будет уменьшаться (рис. 3). В титановых образцах при росте давления в зоне контакта поверхностей значение коэффициента трения увеличится (рис. 3) [1].

Таблица 2. Значения осевой силы и крутящего момента

Соединение с натягом		P_p , кН	$M_{кр}$, Н·м
Вал	Втулка		
Сталь	Сталь	8,76	43,8
Сталь	Титан	11,24	56,19
Титан	Сталь	14,5	72,53
Титан	Титан	16,49	82,43

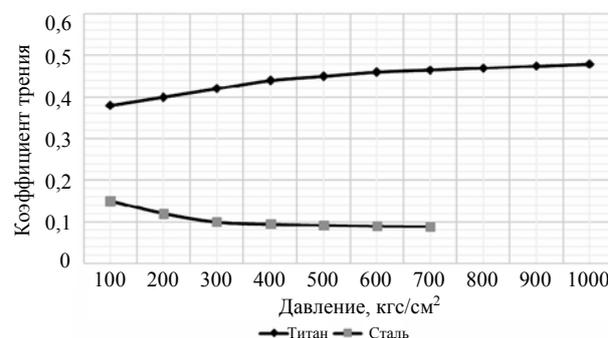


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения от контактного давления

Особенность предлагаемого метода расчета НС заключается в том, что в модели МКЭ длина сопряжения контактных поверхностей разбивается на отрезки, равные длине ребра элемента – 0,5 мм (рис. 4).

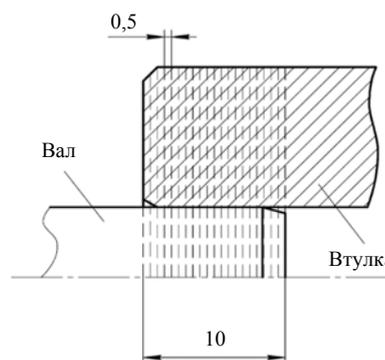


Рис. 4. Схема разбивки на отрезки контактной поверхности

Далее определяется значение контактных давлений на цилиндрической поверхности с радиусом, равным половине диаметра вала, и длине, равной длине ребра элемента:

$$P_k = \frac{P_{ki} + P_{ki+1}}{2}, \quad (3)$$

где i – номер узла на границе элемента.

Усреднение значения контактного давления на длине элемента позволяет более точно оценить изме-

нения коэффициента трения по сравнению с усредненными значениями P_k по всей длине соединения.

Распределение давления по длине контакта поверхностей неравномерно [3]. У торца наблюдается концентрация напряжений, вследствие этого значения контактных давлений увеличиваются. На рис. 5 представлена диаграмма зависимости контактного давления от длины запрессовки соединения с натягом.

Отсюда следует, что при различных контактных давлениях значения коэффициента трения для разных элементов будет различным. Общеизвестно, что для стальных образцов в зоне концентрации напряжений коэффициент трения будет меньше, чем на однородном участке, а для образцов из титановых сплавов при

большей удельной нагрузке в зоне концентрации значение коэффициента трения увеличится.

В расчете осевой силы и крутящего момента их величины находятся как сумма элементарных сил и моментов на каждом участке с соответствующим коэффициентом трения:

$$P_p = \sum P_{ki} \pi d l_i f_i;$$

$$M_{кр} = \frac{1}{2} \sum P_{ki} \pi d^2 l_i f_i.$$

Для удобства анализа результаты расчета НС соединения по существующей и предлагаемой методике приведены в табл. 3.

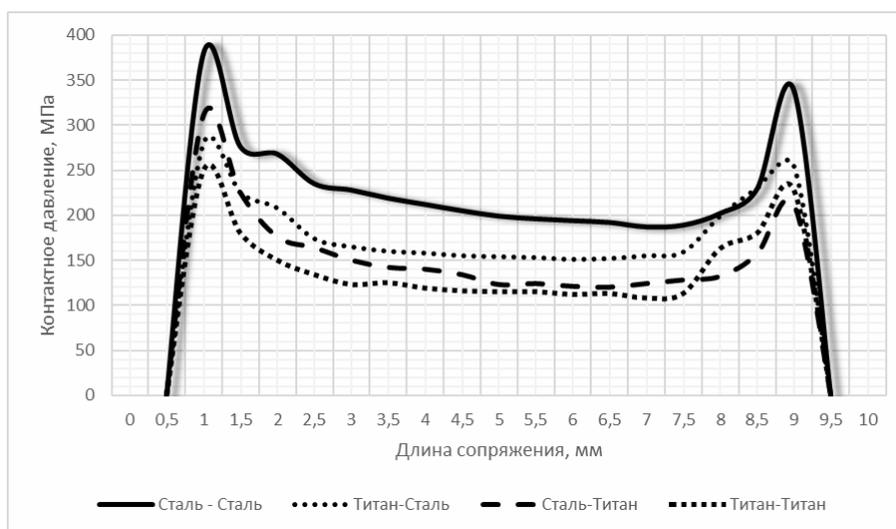


Рис. 5. Зависимость контактных давлений от длины запрессовки

Таблица 3. Результаты вычислительного эксперимента и МКЭ

Образцы, вал – втулка	Расчетная P_p , кН	Модель МКЭ P_p , кН	Расхождение, %	Расчетная $M_{кр}$, Н·м	Модель МКЭ $M_{кр}$, Н·м	Расхождение, %
Сталь – сталь	8,76	7,44	-15	43,8	37,2	-15
Сталь – титан	11,24	14,74	24	56,19	73,72	23,8
Титан – сталь	14,5	17,22	15,8	72,53	86,08	15,7
Титан – титан	16,49	23,02	28,4	82,43	115,11	28,3

Из табл. 3 видно, что для соединения с натягом деталей из титановых сплавов общепринятая методика расчета на 15–28 % занижает значения нагрузочной способности. Предлагаемая методика создает благоприятную перспективу для снижения материалоемкости деталей соединения с натягом при равной НС.

Выводы

Общепринятая методика расчета соединения с натягом деталей из титановых сплавов на 15–28 % занижает значения НС.

Предложенная методика позволяет более точно оценить технические характеристики проектируемых

соединений с натягом из титановых сплавов в конструкциях машин и механизмов.

Библиографические ссылки

1. Титановые сплавы в машиностроении / Б. Б. Чечулин, С. С. Ушков, И. Н. Разуваева, В. И. Гольдфайн. – Л. : Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1977. – 248 с. : ил.
2. Корона А. Б. Влияние чистоты посадочных поверхностей на прочность сопряжений с натягом // Чистота и макрогеометрия поверхностей вращения. – МАШГИЗ, 1949.
3. Теория и технология гидропрессовых соединений / А. В. Щенятский, И. В. Абрамов, Э. В. Соснович, К. А. Глухова. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2012. – 496 с.

Influence of Physical Mechanical Characteristics of Titanium Alloys on Stress-Strain State and Load-Carrying Capacity of Press-Fit Joint

The paper describes the technique of calculating the stress-strain state and load-carrying capacity of press-fit joints of titanium alloy parts. Analysis of simulation results revealed peculiarities of the influence of physical mechanical characteristics of titanium alloys on load-carrying capacity of press-fit joints.

Key words: press-fit joint, friction factor, stress-strain state, load-carrying capacity.

УДК 681.2.08

А. В. Егоров, кандидат технических наук, доцент, Поволжский государственный технологический университет, Йошкар-Ола

К. Э. Козлов, аспирант, Поволжский государственный технологический университет, Йошкар-Ола

ИНЕРЦИОННЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АСИНХРОННОГО ЦЕПНОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Предложена методика и теоретическое обоснование инерционного метода оценки энергетических характеристик цепных передач в составе цепного электропривода. На основе разработанной методики, оснатив привод аппаратно-программным комплексом, имеет-ся возможность измерения приведенного момента инерции потерь в цепных передачах в широком диапазоне скоростных, нагрузочных и переходных режимов работы электропривода.

Ключевые слова: инерция, инерционная диагностика, энергоэффективность, цепные передачи.

Всестороннее исследование характеристик цепных передач в широком диапазоне скоростных, нагрузочных и переходных режимов работы является основой для решения проблемы повышения энергетической эффективности цепных приводов. Однако в большинстве публикаций, посвященных исследованию цепных передач, мало уделено внимания вопросам измерения их энергетических параметров. Известные методы и средства исследования энергетической эффективности цепных электроприводов не позволяют с высокой точностью исследовать механические потери цепных передач на большинстве скоростных, нагрузочных и переходных режимах работы, и их применение затруднено сложностью и дороговизной измерительной аппаратуры [1].

Целью настоящей статьи является разработка инерционного метода и методики оценки энергетических характеристик цепных передач в асинхронном цепном электроприводе в широком диапазоне скоростных, нагрузочных и переходных режимов работы.

Реализация метода оценки энергетической эффективности асинхронного цепного электропривода, включающем асинхронный электрический двигатель и цепную передачу с параллельным расположением ведущего и ведомого валов, возможна на основе стендового, бестормозного метода определения момента инерции вращающихся масс двигателей вращательного действия [2, 3, 4]. На основании определения механических потерь в цепной передаче представляется возможным судить об энергоэффективности цепного привода.

Рассмотрим реализацию метода более подробно. На рис. 1 представлена схема цепной передачи с электроприводом от асинхронного электродвигателя.

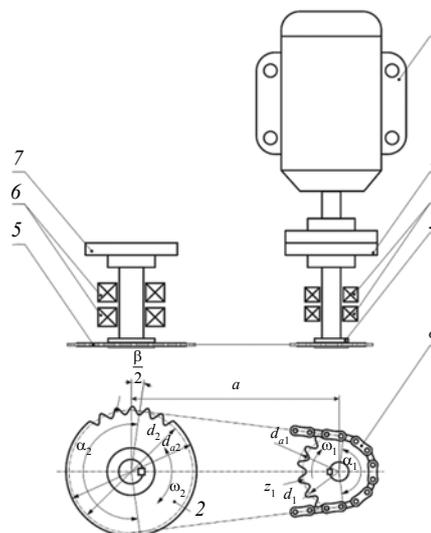


Рис. 1. Схема цепной передачи с электроприводом от асинхронного электродвигателя: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – предохранительная муфта электродвигателя; 3 – быстроходный вал с надетой на него ведущей звездочкой; 4 – опорные подшипники быстроходного вала; 5 – тихоходный вал с надетой на него ведомой звездочкой; 6 – опорные подшипники тихоходного вала; 7 – полумуфта тихоходного вала; 8 – цепь

На первом этапе определяем момент инерции J_1 системы вращающихся масс «ротор асинхронного двигателя 1 – подшипниковые узлы асинхронного двигателя – предохранительная муфта 2 –