

Механика

УДК 621.813:621.039.6

doi: 10.18698/0536-1044-2024-01-3-20

Определение предельно допустимого коэффициента трения в болтовых соединениях модулей blankets ИТЭР

А.Н. Зайцев

МГТУ им. Н.Э. Баумана; МАИ (НИУ)

Assessing the maximum permissible friction coefficient in bolted joints of the ITER blanket modules

A.N. Zaytzev

Bauman Moscow State Technical University; Moscow Aviation Institute (Nation Research University)

С помощью стандартной методики определения крутящего момента затяжки и откручивания винтовых соединений выполнен расчет предельно допустимых коэффициентов трения в резьбе трех болтовых соединений модулей blankets ИТЭР (M24×3, M52×4, M64×4) при различных значениях коэффициента пропорциональности (0,45...1,00), учитывающего влияние коэффициента трения на опорной поверхности торца головки болта. Проведена систематизация существующих уравнений по оценке крутящего момента затяжки и откручивания болтовых соединений. Получены уравнения по определению значения максимально допустимого коэффициента трения в резьбовых парах крепежных соединений при известных значениях усилия затягивания, моменте с учетом силы трения на опорной поверхности торца болта для гайки с метрической и самопорящейся (выполненной по технологии Spiralock) резьбами. Выявлено значительное превышение установленных предельно допустимых крутящих моментов затяжки и откручивания на роботе-манипуляторе модулей blankets ИТЭР при стандартных значениях коэффициентов трения в резьбе (0,11...0,23) и на опорной поверхности торца головки (0,07...0,12) для болтов M52×4 и M64×4 при наличии твердосмазочного покрытия на основе дисульфида молибдена в резьбе и на опорной поверхности торца головки болта. Полученные значения предельно допустимых коэффициентов трения в резьбе позволяют сделать вывод о необходимости снижения максимальных усилий затяжки болтовых соединений M52×4 и M64×4 модулей blankets ИТЭР и/или увеличения максимально допустимого крутящего момента на роботе-манипуляторе.

Ключевые слова: коэффициент трения, модуль blankets ИТЭР, болтовое соединение, самопорящаяся резьба Spiralock

The standard method for determining the torque in tightening and unscrewing connections was used to calculate the maximum permissible friction coefficients in threads of three bolt connections of the ITER blanket modules (M24×3, M52×4, M64×4) at different values of the proportionality coefficient (0.45...1.00). Influence of the friction coefficient at the bolt head supporting end was taken into account. Existing equations for assessing the torque in

tightening and unscrewing the bolted connections were systematized. Equations were obtained to determine the friction coefficient in a thread taking into account the friction force at the end of the bolt for a nut with metric and self-locking threads of the SpiraLock system. Significant excess in the established maximum permissible torque in tightening and unscrewing ITER blanket modules on the robot manipulator was revealed at standard values of the thread friction coefficients (0.11...0.23) and at the ends (0.07...0.12) for the M52x4 bolts and M64x4 bolts with the solid lubricant coating/material based on molybdenum disulfide in the threads and on the bolt head supporting end. Obtained values of the maximum permissible friction coefficients in the thread make it possible to conclude that it is necessary to reduce the maximum force in tightening the M52x4 and M64x4 bolted joints, and/or increase the maximum permissible torque on the robot manipulator.

Keywords: friction coefficient, ITER blanket module, bolted connection, self-locking thread SpiraLock

Среди разъемных соединений наиболее широкое применение получили резьбовые, обеспечивающие неподвижность узла, но склонные к развинчиванию вследствие таких негативных внешних факторов, как вибрация, нагрев, ударные и силовые нагрузки. К разъемным резьбовым относятся болтовые, винтовые и шпилечные соединения, винтовые стяжки и др.

Стандартизованные крепежные винтовые и болтовые соединения (БС) неизбежно ослабевают в процессе эксплуатации под действием негативных факторов. В случае опасности развинчивания или ослабления обычно используют самоконтрящиеся (самостопающиеся) гайки, резьбы, шплинты и специальные шайбы, которые обеспечивают надежную эксплуатацию при тепловых деформациях и вибрации резьбовых соединений.

Самостопающиеся крепежные резьбы [1, 2] спроектированы так, чтобы противостоять негативным факторам без ослабления усилия затяжки при эксплуатации. Надежность соединений зависит от выбранных материалов резьбовой пары, точности изготовления, смазочных материалов и геометрических параметров резьбы.

Однако в опубликованных отечественных и зарубежных научных работах исследованию взаимодействия резьбовых пар в условиях сухого трения ходовых и крепежных соединений уделено недостаточно внимания. При этом широко распространены работы по изучению влияния антифрикционных/износостойких покрытий на работоспособность пар трения, получаемых вакуумным напылением толщиной $h_c \leq 35$ мкм [3–7] и более толстых газотермических покрытий ($h_c = 250...600$ мкм) [8–10], обладающих высокой эффективностью и надежностью в высоконагруженных узлах трения.

Авторы работ [3–13] акцентируют внимание на влиянии структуры, толщины, механических свойств системы покрытие — подложка на выходные триботехнические характеристики пары трения. Выбор метода нанесения трибологического покрытия на резьбовые пары обусловлен технологией его формирования, геометрическими параметрами винтовой линии, условиями эксплуатации и стоимостью производственного процесса.

В работе [13] приведены результаты триботехнических испытаний одинаковых по толщине тонких ($h_c \leq 100$ нм) и сверхтонких ($h_c = 20...30$ нм) металлополимерных покрытий, препятствующих образованию задиров в резьбовых парах, — эпиламов, получаемых при испускании частиц полимеров в вакууме [13]. Благодаря эпиламам смазка удерживается в зоне контакта, а тонкое смазочное покрытие обеспечивает низкий коэффициент трения. Эпилама может выполнять функцию твердосмазочного покрытия, предотвращая схватывание и образование задиров в зоне трения. Высокотемпературные испытания на воздухе показывают потерю антифрикционных свойств эпиламов при температуре $T > 300$ °С на воздухе [13].

Вероятность безотказной работы антифрикционного износостойкого покрытия, в частности, определяется достаточной толщиной защитного слоя h_c из условия контакта поверхностей пар трения. Параметр шероховатости поверхности Ra ответной пары без покрытия должен быть меньше толщины покрытия ($Ra \ll h_c$).

Теплонапряженные компоненты системы blankets международного экспериментального термоядерного реактора (ИТЭР), воспринимающие тепловые потоки до 4,7 МВт/м² и радиа-

сионное облучение (максимальный уровень радиационного повреждения материалов 0,5 сна за расчетный период работы реактора), — панели первой стенки, обращенные к плазме, — механически закреплены на защитном блоке вакуумной камеры с помощью системы крепления [14–17]. Все элементы панелей первой стенки должны быть сконструированы и изготовлены в соответствии с двумя классами вакуумной чистоты (Vacuum Quality Class — VQC) в зависимости от близости к вакуумной границе тороидальной камеры реактора: VQC1A и VQC1B.

Система механического крепления панелей первой стенки к защитному блоку включает в себя детали с газотермическим электроизоляционным покрытием $MgAl_2O_4$, Al_2O_3 (накладки, шайбы) и резьбовой стакан с установочным центральным болтом [14–16].

Для предотвращения потери усилия затяжки болтов с метрической резьбой при эксплуатации реактора в конструкции бланкета предусмотрена самоstopорящаяся резьба, выполненная по технологии Spiralock (далее самоstopорящаяся резьба), нарезаемая в ответной резьбе гайке. В отличие от метрической резьбы (рис. 1, а), самоstopорящаяся (рис. 1, б) имеет клиновидный выступ 3 с углом при вершине $\delta = 30^\circ$ относительно оси винтовой линии резьбы [18–21].

Угол наклона одной из боковых сторон профиля резьбы изменен так, чтобы обеспечить стопорение без потери возможности создания большого осевого усилия F_a при затягивании.

Клиновидный выступ (см. рис. 1, б) в основании резьбы гайки создает запирающий эффект только в момент появления зажимающего усилия при затягивании. Вершины треугольной метрической резьбы болта плотно прилегают к клиновидным выступам внутренней резьбы гайки.

Таким образом, устраняются радиальные зазоры в резьбовой паре, и обеспечивается более равномерное распределение нагрузки на каждый виток, чем в метрической резьбе со стандартным углом профиля $\alpha = 60^\circ$ (см. рис. 1, а).

Проведенные исследования самоstopорящихся резьб [19] доказали возможность создания непрерывной спиралевидной линии контакта по всем виткам резьбы и более равномерного распределения равнодействующей нагрузки при затягивании: 24 % общей нагрузки приходится на первый виток резьбы, 17 % — на пятый (см. рис. 1, б).

Согласно работе [21], первый нагруженный виток самоstopорящейся резьбы гайки воспринимает не менее 12,5 % создаваемого осевого усилия F_a , постепенно снижаясь до 8 % и гарантируя сохранение усилия затяжки F_a крепежного соединения до 15 000 циклов. Очевидно, что применение самоstopорящейся резьбы приводит к увеличению крутящих моментов при затягивании/откручивании резьбовых соединений [18, 19], относительно таковых для метрической резьбы.

Это отражено в табл. 1, где приведены основные параметры БС (болта с метрической резьбой и гайки со самоstopорящейся резьбой) модулей бланкета ИТЭР [22]: геометрические

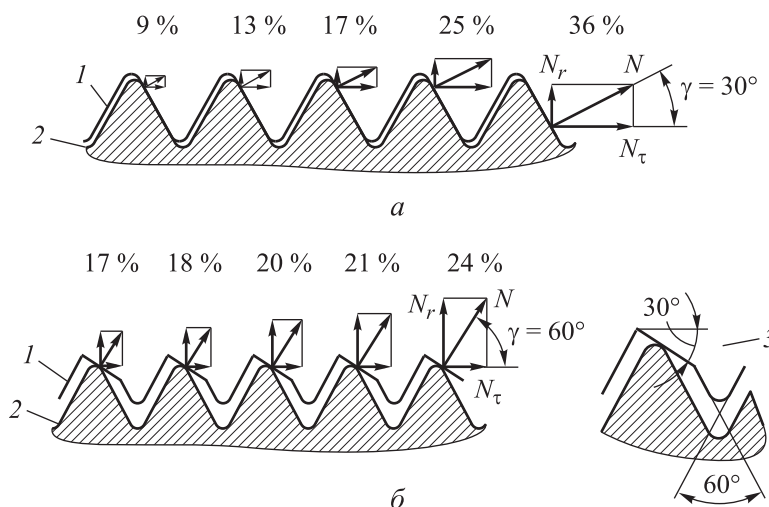


Рис. 1. Распределение усилия затяжки F_a , %, по пяти виткам метрической (а) и самоstopорящейся (б) резьб гайки: 1 и 2 — резьбы гайки и болта; 3 — клиновидный выступ

Таблица 1

Основные параметры БС модулей бланкета ИТЭР

Болт		Гайка		Усилия затяжки, кН		Максимальный крутящий момент, Н·м	
Тип	Материал	Тип	Материал	минимальное $F_{a\min}$	максимальное $F_{a\lim}$	при затягивании $[T_{зат}]$	при откручивании $[T_{откр}]$
M24×3	SS660	LK24×3	SS660	90	100	720	850
M52×4	SS660	LK52×4	Alloy 718	470	810	3800	4500
M64×4	SS660	LK64×4	Alloy 718	780	1200	7700	9000

параметры, минимальное $F_{a\min}$ и максимальное $F_{a\lim}$ усилия затяжки, максимальные крутящие моменты затяжки $[T_{зат}]$ и откручивания $[T_{откр}]$.

Резьбовая втулка защитного блока [15] с резьбой LK64×4, в которую завинчен центральный болт системы механического крепления теплонапряженных панелей первой стенки с резьбой M64×4, показана на рис. 2 [22].

Для снижения моментов трения при затягивании и откручивании БС модулей бланкета на поверхности резьбовых пар, а также на плоские (сферические) опорные поверхности головок болтов и сопрягаемых деталей должно быть нанесено вакуумным методом антифрикционное/антисхватывающее покрытие [23]. До проведения расчетов предельно допустимого коэффициента трения в БС модулей бланкета предполагаемый диапазон изменения коэффициента трения в резьбе $[f_{рез}] = 0,08...0,25$.

Центральный болт (см. табл. 1) можно изготовить из аустенитной стали SS660 (Grade 660) или жаропрочного никелевого сплава Alloy 718 (Inconel 718). Фиксацию центрального болта в защитном блоке выполняют двумя способами:

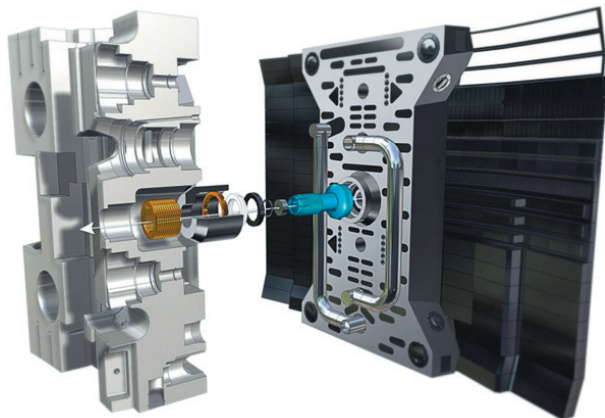


Рис. 2. Внешний вид БС M64×4 — LK64×4 защитного блока с панелью первой стенки модуля бланкета ИТЭР

- законтриванием резьбового соединения с помощью резьбовой конической втулки (из стали Grade 660), вкручиваемой в отверстие центрального болта, что создает дополнительную силу трения в резьбе за счет радиального усилия [16];

- нарезанием самостопорящейся резьбы в ответной гайке (резьбовой втулке) [15, 23].

При эксплуатации реактора ИТЭР предусмотрена единственная возможность обслуживания несущих конструкций модулей бланкета в дистанционном режиме [15, 24]) посредством робота-манипулятора, обеспечивающего максимальный крутящий момент при затягивании/откручивании БС $M_{torq\lim} = 10$ кН·м. Это обусловлено сложностью поддержания вакуумной чистоты и невозможностью доступа человека после технического пуска реактора.

Согласно техническому заданию, геометрическая несоосность рабочего органа робота-манипулятора и центрального болта (см. рис. 2) не должна быть более ± 2 мм [15]. В случае отказа робота-манипулятора или превышения максимального крутящего момента $M_{torq\lim}$ при затягивании/откручивании БС все работы по исследовательскому реактору необходимо приостановить до полной разгерметизации вакуумной камеры.

Соответственно, от правильности выбора антифрикционного/антисхватывающего покрытия и его надежности в течение срока эксплуатации реактора будет зависеть работоспособность всей системы бланкета.

Исходя из максимального крутящего момента $M_{torq\lim}$, создаваемого роботом-манипулятором, заданы минимальное $F_{a\min}$ и максимальное $F_{a\lim}$ усилия затяжки болтов, а также максимальные крутящие моменты затяжки $[T_{зат}]$ и откручивания $[T_{откр}]$ (см. табл. 1).

Циклический характер работы реактора обуславливает повышенные требования к надежности болтовых изделий. Эксплуатация в усло-

виях высоких температур и глубокого вакуума [22, 23], наличие вибраций корпуса вакуумной камеры, флюенс нейтронов и гамма-излучение внутриреакторных компонентов бланкета ставят перед конструкторами сложную задачу по подбору материалов резьбовых пар, антифрикционного/антисхватывающего покрытия и технологии его нанесения.

Цель работы — определение и анализ значений предельно допустимого коэффициента трения в БС модулей бланкета ИТЭР при заданных значениях усилия и максимального крутящего момента затяжки на роботеманипуляторе.

Расчет коэффициентов трения в БС. Согласно публикациям [15, 22, 23], БС модулей бланкета будет монтировать робот-манипулятор без участия человека в соответствии с техническим заданием и руководящими документами, гарантируя надежное соединение в течение регламентного периода эксплуатации реактора.

Проведем расчеты по определению предельно допустимых коэффициентов трения при затягивании/откручивании БС по общеизвестной методике вычисления крутящего момента закручивания/откручивания резьбовых соединений [13, 25, 26]. Предельно допустимые коэффициенты трения в резьбе [$f_{рез}$] и на опорной поверхности торца головки болта [$f_{тор}$] крепления модуля бланкета можно определить по максимальным крутящим моментам на роботеманипуляторе при затягивании [$T_{зат}$] и откручивании [$T_{откр}$], а также по создаваемым усилиям затяжки болтов — минимальному $F_{a\min}$ и максимальному $F_{a\lim}$ (см. табл. 1).

Основываясь на результатах решения классической задачи о распределении нагрузки по виткам метрической резьбы при затягивании профессора Н.Е. Жуковского, а также на данных моделирования напряженно-деформированного состояния витков резьбы и экспериментального исследования винтовых пар, можно сделать вывод, что основную нагрузку (72...80 % номинального осевого усилия) воспринимают лишь первые три витка (см. рис. 1, а), ближайшие к опорной поверхности гайки. На оставшиеся витки оказывается значительно меньшее воздействие растягивающих усилий по мере удаления от опорной поверхности торца гайки.

Вследствие значительной неравномерности распределения напряжений по виткам метрической резьбы, обусловленной в первую очередь различием степени деформирования витков болта и гайки, могут наблюдаться такие дефекты, как смятие рабочих поверхностей витков, схватывание контактируемых поверхностей, полный срез витка и локальное разрушение элементов резьбы (вырыв).

Для упрощения инженерных расчетов резьбовых соединений взаимодействующие материалы винтовых пар обычно приняты абсолютно жесткими телами.

Моменты, создаваемые при затягивании $T_{зат}$ и откручивании болтов $T_{откр}$, определяются силами трения в резьбе $F_{тр,р}$ и на опорной поверхности торца головки болта/гайки $F_{тр,т}$, а также растягивающими усилиями цилиндрического тела болта. При расчетах резьбу болта/винта представляют в виде клина или наклонной плоскости (рис. 3, а и б), по которой поднимается или опускается ползун (гайка).

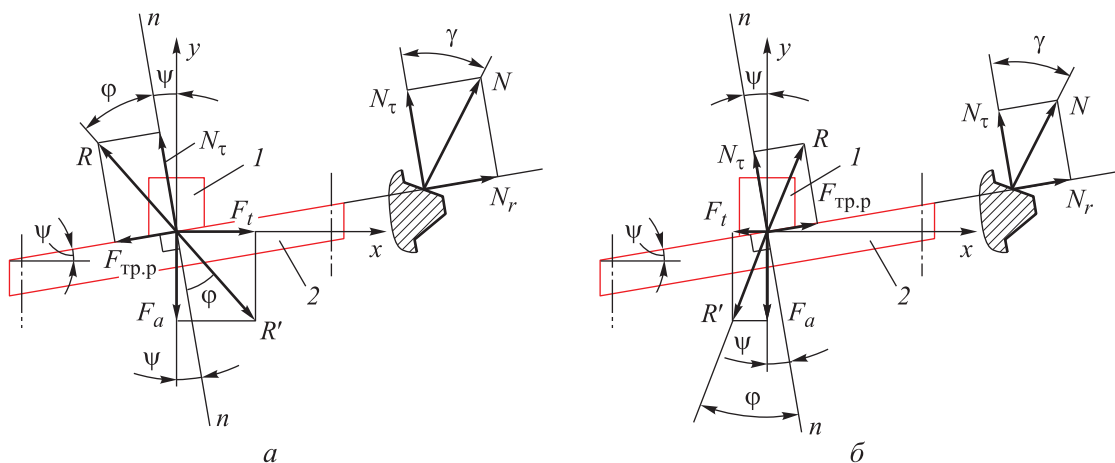


Рис. 3. Схемы распределения внешних сил в резьбовой паре при ее затягивании (а) и откручивании (б): 1 и 2 — резьбы гайки и болта

В отличие от прямоугольных резьб, для метрической (треугольной) введен новый параметр — приведенный коэффициент трения $f_{пр}$, учитывающий влияние угла профиля резьбы $\alpha = 60^\circ$ и угла трения в ней φ .

При расчетах вместо угла профиля резьбы часто используют угол наклона боковой стороны ее профиля $\gamma = \alpha/2 = 30^\circ$ (для метрической резьбы). Угол трения в резьбе φ представляет собой угол отклонения от нормали $n-n$ равнодействующей R или R' системы внешних сил — осевой составляющей N_τ нормальной силы N и силы трения в резьбе $F_{тр,р}$, — действующих на виток резьбы, окружной силы в резьбе F_t и усилия затяжки F_a (см. рис. 3).

Приведенный коэффициент трения

$$f_{пр} = f'_{рез} = \operatorname{tg} \varphi = \frac{f_{рез}}{\cos \alpha/2} = \frac{f_{рез}}{\cos \gamma}. \quad (1)$$

В работе [25] при расчете крутящего момента затяжки БС предложено использовать приведенный коэффициент трения, учитывающий угол наклона боковой стороны профиля резьбы γ и угол подъема винтовой линии резьбы ψ по среднему диаметру резьбы болта d_2 :

- при затягивании БС

$$f''_{рез} = \frac{f_{рез}}{\cos \psi (\cos \gamma \cos \psi - f_{рез} \sin \psi)}; \quad (2)$$

- при откручивании БС

$$f'''_{рез} = \frac{f_{рез}}{\cos \psi (\cos \gamma \cos \psi + f_{рез} \sin \psi)}, \quad (3)$$

где $f_{рез}$ — коэффициент трения в резьбе.

При выводе уравнений (2) и (3) авторы работы [25] приняли соотношение нормальной реакции в резьбе гайки со стороны резьбы винта F_n относительно ее проекции на ось y

$$F_n^\tau = F_n \cos \alpha/2.$$

Используя приведенные коэффициенты трения $f''_{рез}$ и $f'''_{рез}$ из уравнений (2) и (3), можно рассчитать окружную силу в резьбе F_t в зависимости от осевого усилия F_a :

- при затягивании БС

$$F_t = F_a (\operatorname{tg} \psi + f''_{рез}); \quad (4)$$

- при откручивании БС

$$F_t = F_a (\operatorname{tg} \psi - f'''_{рез}). \quad (5)$$

Ввиду различных конструкций модулей бланкета необходимо учесть общую особенность затягивания/откручивания трех цен-

тральных болтов разного типа (см. табл. 1). Согласно работам [14–16], различные модификации центральных болтов гибких опор внутреннего и внешнего бланкетов, электрических соединителей модулей бланкета будут закручиваться в тело неподвижной гайки с нарезанной самостопорящейся резьбой.

Таким образом, при создании крутящих моментов затяжки и откручивания на головке болта к резьбам болта и гайки будут приложены окружная сила F_t , осевое усилие (усилие затяжки) F_a , осевая N_τ и радиальная N_r составляющие нормальной силы со стороны резьбы гайки и сила трения в резьбе $F_{тр,р}$ (см. рис. 3).

Анализируя геометрические параметры метрической резьбы и конструкции стандартизованных БС, можно записать

$$T_{зат} = T_{рез}^{зат} + T_{тор}; \quad T_{откр} = T_{рез}^{откр} + T_{тор}, \quad (6)$$

где $T_{рез}^{зат}$ и $T_{рез}^{откр}$ — моменты в резьбе при затягивании и откручивании БС; $T_{тор}$ — момент трения на опорной поверхности торца головки.

Моменты в резьбе $T_{рез}$ ($T_{рез}^{зат}$, $T_{рез}^{откр}$) и на опорной поверхности торца головки $T_{тор}$ при затягивании и откручивании БС определяются следующим образом:

$$T_{рез} = 0,5 F_t d_2; \quad T_{тор} = 0,5 F_a D_{тор} f_{тор}; \quad (7)$$

$$D_{тор} = 0,5 (D_w + D_{отв}),$$

где $D_{тор}$ и D_w — средний и наружный диаметры опорного торца головки болта; $f_{тор}$ — коэффициент трения на опорной поверхности торца головки болта; $D_{отв}$ — диаметр отверстия под болт.

Из геометрических соображений для расчета усилия затяжки и откручивания головки болта можно принять $D_w = S$, для остальных винтовых соединений $D_w = 0,95S$, где S — размер под ключ.

Помимо уравнений (4) и (5) для расчета окружной силы в резьбе можно использовать следующие выражения:

- при затягивании БС

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\varphi + \psi) = F_a \frac{\operatorname{tg} \psi + \operatorname{tg} \varphi}{1 - \operatorname{tg} \psi \operatorname{tg} \varphi}; \quad (8)$$

- при откручивании БС (когда окружная сила F_t и сила трения в резьбе $F_{тр,р}$ меняют направление (см. рис. 3, б))

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\varphi - \psi) = F_a \frac{\operatorname{tg} \psi - \operatorname{tg} \varphi}{1 + \operatorname{tg} \psi \operatorname{tg} \varphi}. \quad (9)$$

Для определения тангенсов углов ψ и φ используют геометрические параметры резьбы и коэффициент трения в резьбе:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi d_2}; \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{f_{\text{рез}}}{\cos \gamma}, \quad (10)$$

где P_h — шаг резьбы.

Моменты в резьбе $T_{\text{рез}}$ и на опорной поверхности торца головки болта $T_{\text{тор}}$ будут зависеть от осевого усилия F_a и коэффициентов трения между материалами пар трения в резьбе $f_{\text{рез}}$ и на опорной поверхности торца головки $f_{\text{тор}}$.

После подстановки окружной силы F_t из выражений (4), (5), (8), (9) в формулу (7) момент трения в резьбе приобретает следующий вид:

- при затягивании БС

$$T_{\text{рез}}^{\text{зат}} = 0,5F_a d_2 = 0,5F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi) d_2 = 0,5F_a \frac{\operatorname{tg} \psi + \operatorname{tg} \varphi}{1 - \operatorname{tg} \psi \operatorname{tg} \varphi} d_2 = 0,5F_a (\operatorname{tg} \psi + f_{\text{рез}}'') d_2; \quad (11)$$

- при откручивании БС

$$T_{\text{рез}}^{\text{откр}} = 0,5F_a d_2 = 0,5F_a \operatorname{tg}(\varphi - \psi) d_2 = 0,5F_a \frac{\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{tg} \psi}{1 + \operatorname{tg} \psi \operatorname{tg} \varphi} d_2 = 0,5F_a (f_{\text{рез}}''' - \operatorname{tg} \psi) d_2. \quad (12)$$

Используя выражения (7), (11), (12) и подставляя их в формулу (6), получаем соотношения для крутящих моментов:

- при затягивании БС

$$T_{\text{зат}} = 0,5F_a d_2 \left[\operatorname{tg}(\psi + \varphi) + \frac{D_{\text{тор}}}{d_2} f_{\text{тор}} \right] = 0,5F_a d_2 \left[\frac{\operatorname{tg} \psi + \operatorname{tg} \varphi}{1 - \operatorname{tg} \psi \operatorname{tg} \varphi} + \frac{D_{\text{тор}}}{d_2} f_{\text{тор}} \right] = 0,5F_a d_2 \left(\operatorname{tg} \psi + f_{\text{рез}}'' + \frac{D_{\text{тор}}}{d_2} f_{\text{тор}} \right); \quad (13)$$

- при откручивании БС

$$T_{\text{откр}} = 0,5F_a d_2 \left[\operatorname{tg}(\varphi - \psi) + \frac{D_{\text{тор}}}{d_2} f_{\text{тор}} \right] = 0,5F_a d_2 \left[\frac{\operatorname{tg} \varphi - \operatorname{tg} \psi}{1 + \operatorname{tg} \psi \operatorname{tg} \varphi} + \frac{D_{\text{тор}}}{d_2} f_{\text{тор}} \right] = 0,5F_a d_2 \left(f_{\text{рез}}''' - \operatorname{tg} \psi + \frac{D_{\text{тор}}}{d_2} f_{\text{тор}} \right). \quad (14)$$

После подстановки в уравнения (13) и (14) выражений (1), (10), угла наклона профиля метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$ и соотношения

$f'_{\text{рез}} = (2/\sqrt{3})f_{\text{рез}}$ выражения для крутящих моментов приобретают следующий вид:

- при затягивании БС

$$T_{\text{зат}} = 0,5F_a \left[\frac{P_h + \frac{2}{\sqrt{3}} \pi d_2 f_{\text{рез}}}{\pi - \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{P_h}{d_2} f_{\text{рез}}} + D_{\text{тор}} f_{\text{тор}} \right]; \quad (15)$$

- при откручивании БС

$$T_{\text{откр}} = 0,5F_a \left[\frac{\frac{2}{\sqrt{3}} \pi d_2 f_{\text{рез}} - P_h}{\pi + \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{P_h}{d_2} f_{\text{рез}}} + D_{\text{тор}} f_{\text{тор}} \right]. \quad (16)$$

После преобразований моменты трения в резьбе принимают вид:

- при затягивании БС

$$T_{\text{рез}}^{\text{зат}} = 0,5F_a d_2 \frac{P_h + \frac{2}{\sqrt{3}} \pi d_2 f_{\text{рез}}}{\pi d_2 - \frac{2}{\sqrt{3}} P_h f_{\text{рез}}}; \quad (17)$$

- при откручивании БС

$$T_{\text{рез}}^{\text{откр}} = 0,5F_a d_2 \frac{\frac{2}{\sqrt{3}} \pi d_2 f_{\text{рез}} - P_h}{\pi d_2 + \frac{2}{\sqrt{3}} P_h f_{\text{рез}}}.$$

Уравнение (17) совпадает с аналогичным результатом расчета резьбовых соединений, полученным в работах [13, 26]. Так как для метрических резьб справедливо соотношение [13]

$$A = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{P_h}{d_2} f_{\text{рез}} \ll \pi,$$

уравнения (15) и (16) можно упростить следующим образом:

$$T'_{\text{зат}} = 0,5F_a \left[\frac{P_h}{\pi} + \frac{2}{\sqrt{3}} d_2 f_{\text{рез}} + D_{\text{тор}} f_{\text{тор}} \right]; \quad (18)$$

$$T'_{\text{откр}} = 0,5F_a \left[\frac{2}{\sqrt{3}} d_2 f_{\text{рез}} - \frac{P_h}{\pi} + D_{\text{тор}} f_{\text{тор}} \right]. \quad (19)$$

Для проверки выводов, приведенных в статье [13], рассчитаем ошибку определения крутящего момента, создаваемого при затягивания/откручивании БС, без параметра A (табл. 2) в зависимости от коэффициента трения в резьбе $f_{\text{рез}} = 0,07 \dots 0,25$ и на опорной поверхности торца головки болта $f_{\text{тор}} = 0,63 f_{\text{рез}}$ для трех БС модулей бланкета с болтами М24×3, М52×4 и М64×4 при максимальном осевом усилии $F_{a \text{ lim}}$ (см. табл. 1), подставив со-

Таблица 2

Основные геометрические параметры метрической резьбы БС модулей бланкета ИТЭР

Тип резьбы	d , мм	P_h , мм	d_2 , мм	ψ , град	$\text{tg } \psi$	$D_{\text{тор}}$, мм	$D_{\text{отв}}$, мм	S , мм	A
M24×3	24	3	22,051	2,483	0,043	31,0	26	36	0,066
M52×4	52	4	48,752	1,497	0,026	67,0	54	80	0,039
M64×4	64	4	61,403	1,188	0,021	80,5	66	95	0,032

ответствующие значения в формулы (15), (16), (18), (19):

$$\xi = \frac{T_{\text{зат}} - T'_{\text{зат}}}{T_{\text{зат}}} 100 \%$$

Диапазон изменения коэффициента трения в резьбе $f_{\text{рез}} = 0,07 \dots 0,25$ выбран согласно стандарту DIN EN ISO 3506-3:1998-03 (Mechanical properties of corrosion-resistant stainless steel fasteners — Part 3: Set screws and similar fasteners not under tensile stress) для аустенитной коррозионно-стойкой стали А2 и по табличным данным коэффициентов трения БС М10 из стали 45 [25].

Вследствие незначительного различия коэффициентов трения в резьбе $f_{\text{рез}}$ и на опорной поверхности торца головки $f_{\text{тор}}$ для БС без покрытия и с покрытием смазочным материалом на основе дисульфида молибдена MoS_2 [25, 27] или хлорпарафина (DIN EN ISO 3506-3:1998-03) выбрано постоянное отношение коэффициентов трения $f_{\text{тор}}/f_{\text{рез}} = 0,63$.

Геометрические параметры метрической резьбы БС — номинальный диаметр резьбы d , шаг резьбы P_h , средний диаметр резьбы болта d_2 , угол подъема винтовой линии резьбы ψ , средний диаметр опорного торца головки болта $D_{\text{тор}}$, диаметр отверстия под болт $D_{\text{отв}}$, размер под ключ S и параметр A — приведены в табл. 2.

Очевидно, что при определении крутящих моментов, создаваемых при затягивании и откручивании БС, ошибки ξ будут одинаковыми. Проведенные расчеты для трех типов болтов модулей бланкета показали, что искомая ошибка крутящих моментов изменяется в диапазоне $\xi = 0,11 \dots 0,76$ % (рис. 4). В работе [13] отмечено, что уменьшение искомой ошибки составляет не более 2 %.

Анализ результатов расчетов позволил установить, что наибольшая ошибка определения крутящих моментов затяжки и откручивания ($\xi = 0,75$ %) характерна для болта с резьбой М24×3 при максимальном коэффици-

енте трения в резьбе $f_{\text{рез}} = 0,25$ (см. рис. 4). Следует отметить, что при $f_{\text{рез}} = 0,07$ с увеличением номинального диаметра резьбы ошибка ξ снижается до 0,11 % (для болта с резьбой М64×4).

Обязательное применение антифрикционного/антисхватывающего покрытия в БС модулей бланкета позволяет принять допущение, что коэффициенты трения $f_{\text{рез}}$ и $f_{\text{тор}}$ должны быть не более 0,23. Таким образом, уравнения (18) и (19) можно использовать для дальнейших расчетов без учета ошибки уменьшения крутящего момента, создаваемого при затягивании/откручивании БС.

Без учета момента трения на опорной поверхности торца головки болта можно рассчитать предельно допустимый коэффициент трения в резьбе, предварительно преобразовав уравнения (18) и (19) по известным предельным крутящим моментам на роботеманипуляторе $[T_{\text{зат}}]$ и $[T_{\text{откр}}]$ или по экспериментально полученному значению крутящего момента на боковой грани головки болта при необходимом осевом усилии затяжки $F_a (F_{a\text{min}}, F_{a\text{lim}})$ (см. табл. 1):

- при затягивании БС

$$[f_{\text{рез}}^*] = \frac{\sqrt{3}}{d_2} \left(\frac{[T_{\text{зат}}]}{F_a} - \frac{P_h}{2\pi} \right);$$

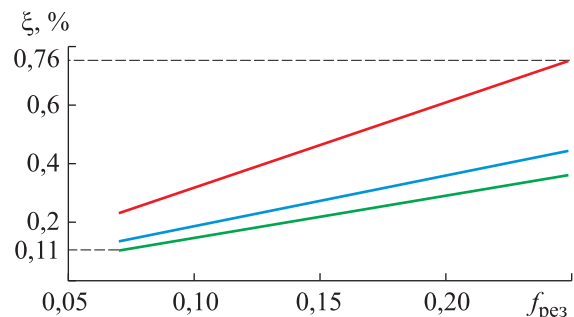


Рис. 4. Зависимости ошибки ξ крутящих моментов, создаваемых при затягивании/откручивании болтов М24×3 (—), М52×4 (—) и М64×4 (—), от коэффициента трения в резьбе $f_{\text{рез}}$ при коэффициенте трения на опорной поверхности торца головки болта $f_{\text{тор}} = 0,63 f_{\text{рез}}$

- при откручивании БС

$$[f_{рез}^*] = \frac{\sqrt{3}}{d_2} \left(\frac{[T_{зат}]}{F_a} + \frac{P_h}{2\pi} \right).$$

Для дальнейших расчетов введем коэффициент пропорциональности ζ , учитывающий отношение коэффициентов трения на опорной поверхности торца болта и в резьбе

$$\zeta = f_{тор} / f_{рез}.$$

Подставляя параметр ζ в уравнения (15) и (16), получаем следующие выражения для предельно допустимого коэффициента трения в стандартизованной метрической резьбе:

- при затягивании БС

$$[f_{рез}] = \frac{2 \frac{[T_{зат}]}{F_a} - \frac{P_h}{\pi}}{\frac{d_2}{\cos \gamma} + \zeta D_{тор}} = \frac{2 \frac{[T_{зат}]}{F_a} - \frac{P_h}{\pi}}{\frac{2}{\sqrt{3}} d_2 + \zeta D_{тор}}; \quad (20)$$

- при откручивании БС

$$[f_{рез}] = \frac{2 \frac{[T_{зат}]}{F_a} + \frac{P_h}{\pi}}{\frac{d_2}{\cos \gamma} + \zeta D_{тор}} = \frac{2 \frac{[T_{откр}]}{F_a} + \frac{P_h}{\pi}}{\frac{2}{\sqrt{3}} d_2 + \zeta D_{тор}}. \quad (21)$$

Механизмы трения и износа на торцевой поверхности болта и в резьбовом сопряжении будут отличаться друг от друга, что в первую очередь связано с различными геометрическими параметрами контактируемых поверхностей и приложениями внешних сил в местах реального контакта сопрягаемых материалов. Согласно результатам испытаний и рекомендациям производителей резьбовых изделий [25, 27, 28], в большинстве случаев наблюдается превышение коэффициента трения в резьбе относительно такого для опорной поверхности торца: $f_{рез} \geq f_{тор}$.

Для дальнейших расчетов предельно допустимого коэффициента трения БС модулей бланкета введем в уравнения (20) и (21) коэффициент пропорциональности ζ с диапазоном изменения 0,45...1,00.

Как уже указывалось, в отличие от стандартизованной метрической резьбы гайки, самоостопорящаяся [18, 19] имеет дополнительные клиновидные выступы под углом $\delta = 30^\circ$ к вершине витка наружной резьбы болта (см. рис. 1, б). У одной из сторон треугольной резьбы гайки есть повторяющиеся клинообразные выступы, причем наружная резьба болта имеет стандартный профиль метрической резьбы.

Изменение геометрических параметров профиля самоостопорящейся резьбы обеспечивает ей следующие преимущества перед метрической резьбой:

- увеличение сил трения в резьбовом соединении и уменьшение риска ослабления усилия затягивания;
- повышение усталостной прочности (выносливости) и стойкость к динамическим (вибрационным, ударным) нагрузкам;
- равномерное распределение нагрузки по всем виткам резьбы гайки;
- уменьшение радиального зазора в резьбе.

Одним из явных недостатков самоостопорящейся резьбы является более высокий крутящий момент при затягивании/откручивании БС, чем у метрической резьбы вследствие двукратного увеличения угла $\gamma = 60^\circ$ между нормальной силой витка резьбы N и ее осевой составляющей N_τ (см. рис. 1). Изменение угла γ приводит к росту радиальной составляющей нормальной силы N_r , благодаря чему возникает эффект самоостопорения резьбы БС. Согласно работам [18, 19], увеличение крутящего момента затяжки $T_{зат}$ в среднем составляет 10...20 % такого для метрических резьб.

В качестве примера рассчитаем увеличение крутящих моментов, создаваемых при затягивании/откручивании болта М16 с крупным шагом $P_h = 2$ мм в паре двумя гайками (с метрической и самоостопорящейся резьбами) при усилии затяжки $F_a = 40$ кН и коэффициентах трения $f_{рез} = 0,42$ и $f_{тор} = 0,19$.

С учетом увеличения угла наклона боковой стороны профиля самоостопорящейся резьбы до $\gamma = 60^\circ$ уравнения (13), (14), (20), (21) преобразуются следующим образом:

- при затягивании БС

$$T_{зат}^{Sp} = 0,5F_a \left[\frac{P_h + 2\pi d_2 f_{рез} + D_{тор} f_{тор}}{\pi - 2 \frac{P_h}{d_2} f_{рез}} \right]; \quad (22)$$

$$[f_{рез}^{Sp}] = \frac{2 \frac{[T_{зат}]}{F_a} - \frac{P_h}{\pi}}{2d_2 + \zeta D_{тор}}; \quad (23)$$

- при откручивании БС

$$T_{откр}^{Sp} = 0,5F_a \left[\frac{P_h - 2\pi d_2 f_{рез} + D_{тор} f_{тор}}{\pi + 2 \frac{P_h}{d_2} f_{рез}} \right]; \quad (24)$$

$$\left[f_{\text{рез}}^{\text{Sp}} \right] = \frac{2 \left[\frac{T_{\text{откр}}}{F_a} \right] + \frac{P_h}{\pi}}{2d_2 + \zeta D_{\text{тор}}}. \quad (25)$$

Подставляя параметры метрической и самостопорящейся резьбы в уравнения (13), (14), (22), (24), получаем следующие значения:

- для резьбовой пары *болт М16 — гайка с метрической резьбой*,

$$\begin{aligned} T_{\text{зат}} &= 237,7 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ T_{\text{откр}} &= 206,2 \text{ Н} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

- для резьбовой пары *болт М16 — гайка со самостопорящейся резьбой*

$$\begin{aligned} T_{\text{зат}}^{\text{Sp}} &= 348,6 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ T_{\text{откр}}^{\text{Sp}} &= 305,1 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Согласно полученным данным, увеличение крутящих моментов затяжки и откручивания болта М16 для самостопорящейся резьбы составило 47...48 %, что более чем в 2,4 раза превышает установленные максимальные показатели повышения крутящего момента (10...20 %) при создании требуемого усилия затяжки резьбового соединения производителем Stanley Black & Decker, Inc. [19].

Чтобы сравнить значения предельно допустимого коэффициента трения в резьбе в зависимости от типа резьбы гайки, преобразуем выражения (20) и (21) с учетом 20%-ного увеличения крутящего момента без изменения угла наклона боковой стороны профиля резьбы ($\cos 30^\circ = \sqrt{3}/2$) следующим образом:

- при затягивании БС

$$\left[f_{\text{рез}}^{\text{Sp}*} \right] = \frac{1,6 \left[\frac{T_{\text{зат}}}{F_a} \right] - \frac{P_h}{\pi}}{\frac{2}{\sqrt{3}} d_2 + \zeta D_{\text{тор}}}; \quad (26)$$

- при откручивании БС

$$\left[f_{\text{рез}}^{\text{Sp}*} \right] = \frac{1,6 \left[\frac{T_{\text{откр}}}{F_a} \right] + \frac{P_h}{\pi}}{\frac{2}{\sqrt{3}} d_2 + \zeta D_{\text{тор}}}. \quad (27)$$

Двойственность выбора материалов пар трения БС связана не только с обеспечением несущей способности резьбы и стержня болта, но и с гарантированием требуемого коэффициента трения при затягивании и откручивании БС. Высокие значения коэффициентов

трения $f_{\text{рез}}$ и $f_{\text{тор}}$ обычно обеспечивают стабильную работу БС при тепловых, вибрационных и ударных нагрузках. Низкие значения этих коэффициентов трения облегчают технологические операции по монтажу/демонтажу резьбовых соединений, но могут негативно сказаться на надежности крепежных элементов конструкции.

Решение задачи по выбору конструкции, материала и технологии нанесения антифрикционного/антисхватывающего покрытия требует определения точных значений предельно допустимого коэффициента трения для трех БС. Расчеты проводили по формулам (15) и (16), подставляя в них данные из табл. 1 и 2, принимая во внимание материалы пар трения резьбовых соединений (аустенитную коррозионно-стойкую сталь SS660, жаропрочный сплав на основе никеля Alloy 718), а также обязательное нанесение антифрикционного/антисхватывающего покрытия на резьбу болта и опорную поверхность торца его головки [22, 23].

По результатам расчета построены графические зависимости крутящих моментов, создаваемых при затягивании $T_{\text{зат}}$ и откручивании $T_{\text{откр}}$ гайки с метрической резьбой в паре с болтами М24×3, М52×4 и М64×4, от коэффициентов трения $f_{\text{рез}}$ и $f_{\text{тор}}$ при различных значениях максимального усилия затяжки (рис. 5, а–е).

Выбор диапазона изменения коэффициентов трения $f_{\text{рез}} = 0,11...0,23$ и $f_{\text{тор}} = 0,07...0,12$ основан на результатах ранее проведенных экспериментов [13, 25–28].

Рассчитанные по формулам (15), (16), (22), (24) минимальные и максимальные значения крутящих моментов болтов в паре с гайками с метрической $T_{\text{зат}}$, $T_{\text{откр}}$ и самостопорящейся $T_{\text{зат}}^{\text{Sp}}$, $T_{\text{откр}}^{\text{Sp}}$ резьбами, при коэффициентах трения $f_{\text{рез}} = 0,11...0,23$, $f_{\text{тор}} = 0,07...0,12$ и максимальном усилии затяжки $F_{a\text{lim}}$ приведены в табл. 3. Там же указаны значения крутящих моментов затяжки $T_{\text{зат}}^{\text{Sp}*}$ и откручивания $T_{\text{откр}}^{\text{Sp}*}$ самостопорящейся резьбы с учетом 20%-ного увеличения относительно аналогичных параметров гайки с метрической резьбой согласно рекомендациям производителя самостопорящейся резьбы [19].

Жирным шрифтом в табл. 3 выделены значения, превышающие максимальные крутящие моменты, создаваемые при затягивании $[T_{\text{зат}}]$ и откручивании БС $[T_{\text{откр}}]$ (см. табл. 1).

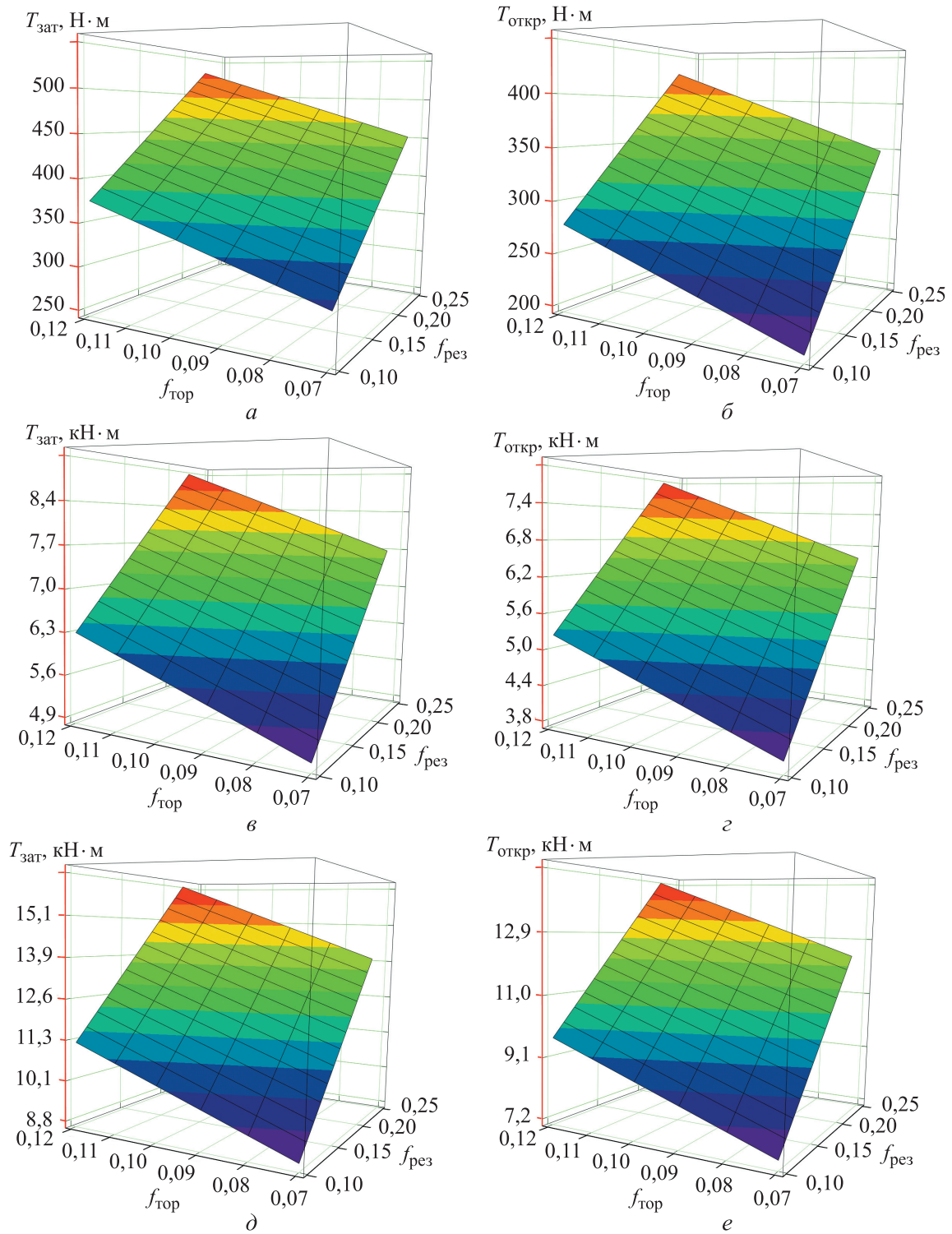


Рис. 5. Зависимости крутящих моментов, создаваемых при затягивании $T_{зат}$ (а, в, д) и откручивании $T_{откр}$ (б, г, е) гайки с метрической резьбой в паре с разными болтами, от коэффициентов трения $f_{рез}$ и $f_{тор}$ при различных значениях максимального усилия затяжки: а, б — М24×3 при $F_{a\lim} = 100$ кН; в, г — М52×4 при $F_{a\lim} = 810$ кН; д, е — М64×4 при $F_{a\lim} = 1200$ кН

Анализ данных табл. 3 показывает, что только БС болта М24×3 с двумя типами гаек удовлетворяет заданным критериям по крутящим моментам затяжки и откручивания. Для

двух других БС наблюдается значительное (трехкратное) превышение максимальных крутящих моментов $[T_{зат}]$ и $[T_{откр}]$. Результаты расчетов по аналитическим выражениям (15),

Таблица 3

Минимальные и максимальные значения крутящих моментов, создаваемых при затягивании и откручивании болтов в паре с гайками с метрической и самостопорящейся резьбами

Тип резьбы болта	$T_{зат}$	$T_{откр}$	$T_{зат}^{Sp}$	$T_{откр}^{Sp}$	$T_{зат}^{Sp*}$	$T_{откр}^{Sp*}$
	Н·м					
M24×3	297/531	200/428	402/752	302/636	356/637	240/514
M52×4	4933/9056	3885/7952	6787/12 970	5705/11 720	5920/10 867	4662/9542
M64×4	8839/16 400	7286/14 770	12 290/23 680	10 690/21 830	10 607/19 680	8743/17 640

Примечание. В числителе дроби указаны минимальные значения, в знаменателе — максимальные

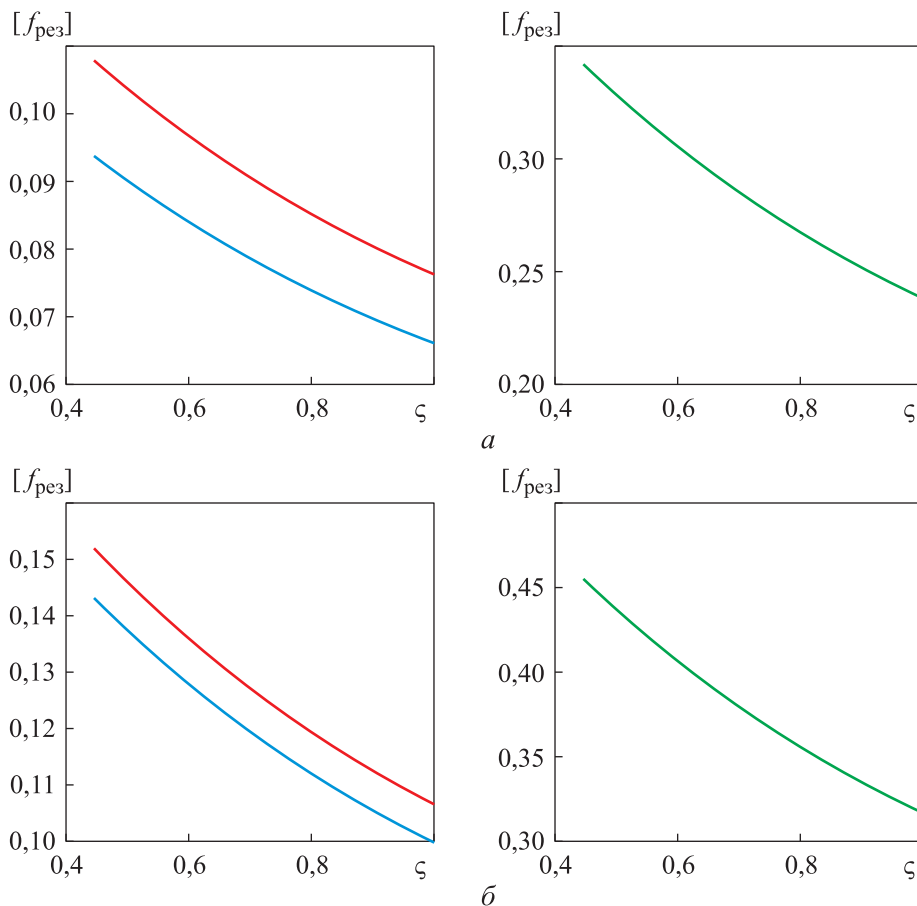


Рис. 6. Зависимости предельно допустимого коэффициента трения в резьбе $[f_{рез}]$ гайки с метрической резьбой в паре с болтами M64×4 (—), M52×4 (—) и M24×3 (—) от коэффициента пропорциональности ζ при затягивании (а) и откручивании (б) БС модулей бланкета ИТЭР

(16), (22), (24) создают предпосылки для поиска приемлемых конструкторских решений, направленных на снижение коэффициентов трения в резьбе и на опорной поверхности торца при одновременном увеличении предельных значений крутящих моментов $M_{torqlim}$ на роботе-манипуляторе.

Зависимости предельно допустимого коэффициента трения в резьбе $[f_{рез}]$ гайки с метри-

ческой резьбой в паре с болтами M24×3, M52×4, M64×4 при максимальном усилии затяжки $F_{a lim}$ с учетом максимальных крутящих моментов затяжки $[T_{зат}]$ и откручивания $[T_{откр}]$ (см. табл. 1) от коэффициента пропорциональности ζ приведены на рис. 6, а и б.

Сложность прогнозирования коэффициентов трения в резьбе и на опорной поверхности торца болта/гайки связана со многими факто-

рами процесса трения и износа в резьбовых парах. К основным факторам следует отнести материалы пары трения, свойства антифрикционного/антисхватывающего покрытия, топографию поверхностного слоя, склонность к схватыванию, наличие смазочного слоя, условия эксплуатации, продолжительность работы БС, склонность к электрохимической коррозии и радиационное распухание.

По этой причине выбраны самые ожидаемые значения коэффициента пропорциональности ζ БС модулей бланкета. Результаты расчета предельно допустимых коэффициентов трения в резьбе с учетом трения на торце $[f_{\text{рез}}]$, $[f_{\text{рез}}^{Sp}]$ и $[f_{\text{рез}}^{Sp*}]$ при максимальном усилии затяжки $F_{\text{алим}}$ по формулам (20), (21), (23), (25)–(27) приведены в табл. 4. Здесь жирным шрифтом выделены расчетные значения допустимого коэффициента трения, не превышающие 0,100.

Расчет предельно допустимых коэффициентов трения при затягивании и откручивании БС позволяет оценить возможность выполнения работ по монтажу/демонтажу модулей

бланкета. Для болтов М52×4 и М64×4 в основном получены низкие значения предельно допустимого коэффициента трения до минимального показателя $[f_{\text{рез}}^{SpL}] = 0,049$ (болт М52×4) при коэффициенте пропорциональности $\zeta = 1,00$.

Большие значения предельно допустимого коэффициента трения при откручивании болтов связаны с изменением направления окружной силы F_t , силы трения в резьбе $F_{\text{тр,р}}$ (см. рис. 3) и большими значениями допустимого крутящего момента $[T_{\text{откр}}]$ (см. табл. 1).

Обсуждение результатов. При разборке БС реакторной техники после длительной эксплуатации во время планово-предупредительных ремонтных работ часто наблюдается невысокая эффективность смазочных материалов [29]. Причиной этого в большинстве случаев является адгезионное схватывание резьбы болта в местах реального контакта с резьбой гайки и опорной поверхности торца болта с таковой сопрягаемого изделия.

Таблица 4

Значения допустимого коэффициента трения в резьбе трех БС модулей бланкета ИТЭР при различных значениях коэффициента пропорциональности

Тип резьбы болта	Предельно допустимый коэффициент трения в резьбе					
	при затягивании БС			при откручивании БС		
	$[f_{\text{рез}}]$	$[f_{\text{рез}}^{Sp}]$	$[f_{\text{рез}}^{Sp*}]$	$[f_{\text{рез}}]$	$[f_{\text{рез}}^{Sp}]$	$[f_{\text{рез}}^{Sp*}]$
<i>При коэффициенте пропорциональности $\zeta = 1,00$</i>						
М24×3	0,238	0,179	0,187	0,318	0,239	0,258
М52×4	0,066	0,049	0,051	0,100	0,075	0,082
М64×4	0,076	0,057	0,059	0,107	0,080	0,088
<i>При коэффициенте пропорциональности $\zeta = 0,63$</i>						
М24×3	0,299	0,211	0,235	0,399	0,282	0,323
М52×4	0,082	0,058	0,063	0,126	0,089	0,103
М64×4	0,095	0,067	0,074	0,134	0,094	0,109
<i>При коэффициенте пропорциональности $\zeta = 0,52$</i>						
М24×3	0,323	0,233	0,254	0,432	0,298	0,350
М52×4	0,089	0,061	0,068	0,136	0,094	0,112
М64×4	0,103	0,070	0,080	0,144	0,099	0,118
<i>При коэффициенте пропорциональности $\zeta = 0,45$</i>						
М24×3	0,341	0,232	0,268	0,456	0,309	0,369
М52×4	0,094	0,064	0,072	0,143	0,097	0,118
М64×4	0,108	0,073	0,084	0,152	0,102	0,124

Механизм адгезионного схватывания приводит к значительному увеличению крутящего момента откручивания по сравнению с крутящим моментом затяжки ($T_{откр} \gg T_{зат}$) вплоть до полного разрушения БС. Очевидно, что более высокие значения предельно допустимого коэффициента трения в резьбе (см. табл. 4) при откручивании не гарантируют возможность разбора БС из-за высокой вероятности адгезионного схватывания контактируемых поверхностей.

Применительно к вакуумной камере бланкета ИТЭР в резьбовых соединениях могут возникнуть следующие дефекты:

- адгезионное схватывание (холодное сваривание) контактируемых поверхностей болта и гайки;
- разрушение ниток резьбы болта и гайки;
- наволакивание металла в резьбовом отверстии гайки;
- смятие и деформация рабочих витков самостопорящейся резьбы гайки;
- образование задиров на рабочих поверхностях резьбы болта и гайки.

На выбор антифрикционного/антисхватывающего покрытия для резьбовых пар теплонагруженных панелей модулей бланкета ИТЭР влияют следующие факторы:

- стойкость к высокоэнергетическим потокам гамма-нейтронного излучения с повышенной температурой в глубоком вакууме при продолжительной эксплуатации;
- требования к вакуумной чистоте, невозможность применения твердосмазочных материалов на основе органических соединений;
- технологические ограничения по нанесению антифрикционных/антисхватывающих покрытий, связанные с обеспечением одинако-

вых свойств и толщины по всем виткам резьбы болта и гайки.

После выбора материала, конструкции покрытия и метода его нанесения необходимо выполнить экспериментальные исследования по оценке антифрикционных/антисхватывающих свойств на образцах-свидетелях (макетах) и полномасштабных изделиях в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным. При положительных результатах лабораторных и стендовых испытаний следует провести мероприятия по квалификации антифрикционного/антисхватывающего покрытия, а также технологии его получения.

Выводы

1. Установлено значительное превышение (54...79 %) ожидаемого значения коэффициента трения в резьбе (0,11...0,23) относительно расчетных допустимых коэффициентов трения $[f_{рез}]$, $[f_{рез}^{Sp}]$ и $[f_{рез}^{Sp*}]$ для болтов М52×4 и М64×4 при различных значениях коэффициента пропорциональности ζ .

2. На практике в теплонагруженных панелях модулей бланкета ИТЭР сложно обеспечить расчетные значения допустимых коэффициентов трения $[f_{рез}]$, $[f_{рез}^{Sp}]$ и $[f_{рез}^{Sp*}]$ для болтов М52×4 и М64×4 общеизвестными конструкторскими и технологическими методами.

3. Для подтверждения работоспособности БС модулей бланкета ИТЭР необходимо провести дополнительные исследования по оценке антифрикционных/антисхватывающих свойств выбранного трибологического покрытия на полномасштабных изделиях в условиях вакуума, повышенных температур и радиационного облучения.

Литература

- [1] Березин С.Я., Карпов А.Р. Энергетический принцип оценки стопорящих свойств резьбовых соединений с волнистым профилем витков одной из деталей. *Сборка в машиностроении, приборостроении*, 2016, № 10, с. 31–35.
- [2] Березин С.Я. История развития самостопорящихся резьб. *Сборка в машиностроении, приборостроении*, 2018, № 4, с. 186–191.
- [3] Lozovan A.A., Betsofen S.Y., Lyakhovetskiy M.A. et al. Study of the ion assisted sputtering process parameters influence on the structure and morphology of TiPb coatings. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2019, vol. 1396, art. 012029, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1396/1/012029>
- [4] Lozovan A.A., Betsofen S.Y., Savushkina S.V. et al. Influence of sputtering geometry and conditions on the structure and properties of the TiN–Pb solid lubricating coatings fabricated by magnetron co-sputtering of two separate targets. *Russ. Metall.*, 2022, vol. 2022, no. 11, pp. 1441–1448, doi: <https://doi.org/10.1134/S0036029522110155>

- [5] Belikov A.I., Syomochkin A.I., Phyo K.Z. et al. Magnetron deposition of MoS₂ ultrathin films in conditions of magnetic field. *Proc. SPIE*, 2021, vol. 121571F, doi: <https://doi.org/10.1117/12.2624496>
- [6] Belikov A.I., Phyo K.Z., Guk M.M. AFM study of the MoS₂ thin films deposited by magnetron sputtering growth initial stage. *Proc. SPIE*, 2021, vol. 121571G, doi: <https://doi.org/10.1117/12.2622386>
- [7] Torskaya E.V., Morozov A.V., Malyshev V.N. et al. Processing and tribological properties of PEO coatings on AlZn5.5MgCu aluminium alloy with incorporated Al-Cu-Fe quasicrystals. *Ceramics*, 2023, vol. 6, no. 2, pp. 858–871, doi: <https://doi.org/10.3390/ceramics6020049>
- [8] Toma F.L., Meyer A., Kunze O. et al. Microstructural characterization and oscillating sliding wear investigations of the aqueous suspension sprayed HVOF WC-12Co coatings. *J. Therm. Spray Tech.*, 2023, vol. 32, no. 2, pp. 456–472, doi: <https://doi.org/10.1007/s11666-023-01529-x>
- [9] Torkashvand K., Gupta M., Björklund S. et al. Tribological performance of thin HVOF-sprayed WC-CoCr coatings fabricated employing fine powder feedstock. *J. Therm. Spray Tech.*, 2023, vol. 32, no. 4, pp. 1033–1046, doi: <https://doi.org/10.1007/s11666-022-01506-w>
- [10] Tesa T., Musalek R., Medricky J. et al. Development of suspension plasma sprayed alumina coatings with high enthalpy plasma torch. *Surf. Coat. Technol.*, 2017, vol. 325, pp. 277–288, doi: <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2017.06.039>
- [11] Kononenko A.S., Ignatkin I.Y., Drozdov A.V. Recovering a reducing-gear shaft neck by reinforced-bush adhesion. *Polym. Sci. Ser. D*, 2022, vol. 15, no. 2, pp. 137–142, doi: <https://doi.org/10.1134/S1995421222020113>
- [12] Yang Y., Luan H., Guo S. et al. Tribological behaviors of Inconel 718–tungsten carbide friction pair with sulfur additive lubrication. *Metals*, 2022, vol. 12, no. 11, art. 1841, doi: <https://doi.org/10.3390/met12111841>
- [13] Морозов А.В. Экспериментальная оценка триботехнических характеристик эпиломированных материалов, работающих в резьбовых соединениях в условиях сухого трения. *Трение и износ*, 2014, т. 35, № 3, с. 236–243.
- [14] Драгунов Ю.Г., Лешуков А.Ю., Стребков Ю.С. и др. Разработка конструкций, изготовление и экспериментальное обоснование работоспособности компонентов системы бланкета ИТЭР. *ВАНТ. Сер. Термоядерный синтез*, 2016, т. 39, № 4, с. 13–26, doi: <https://doi.org/10.21517/0202-3822-2016-39-2-29-43>
- [15] Свириденко М.Н., Лешуков А.Ю., Томилов С.Н. и др. Оптимизация системы механического крепления панели первой стенки ИТЭР. *ВАНТ Сер. Термоядерный синтез*, 2020, т. 43, № 4, с. 15–26, doi: <https://doi.org/10.21517/0202-3822-2020-43-4-15-26>
- [16] Свириденко М.Н., Лешуков А.Ю., Размеров А.В. и др. Система механического крепления панелей первой стенки бланкета ИТЭР. *ВАНТ Сер. Термоядерный синтез*, 2016, т. 39, № 2, с. 29–43, doi: <https://doi.org/10.21517/0202-3822-2016-39-2-29-43>
- [17] Хрипунов Б.И., Койдан В.С., Рязанов А.И. и др. Исследование материалов ТЯР в потоке дейтериевой плазмы: радиационные повреждения, модификация поверхности, эрозия *ВАНТ Сер. Термоядерный синтез*, 2020, т. 43, № 1, с. 46–54, doi: <https://doi.org/10.21517/0202-3822-2020-43-1-46-54>
- [18] Tremsin A.S., Yau T.Y., Kockelmann W. Non-destructive examination of loads in regular and self-locking Spiralock® threads through energy-resolved neutron imaging. *Strain*, 2016, vol. 52, no. 6, pp. 548–558, doi: <https://doi.org/10.1111/str.12201>
- [19] Spiralock®. *stanleyengineeredfastening.com: веб-сайт*. URL: <https://www.stanleyengineeredfastening.com/brands/optia/spiralock> (дата обращения: 10.04.2023).
- [20] Emuge. SelfLock. *emuge.com: веб-сайт*. URL: https://www.emuge.com/sites/default/files/EMUGE_SELF-LOCK-v7.pdf (дата обращения: 10.04.2023).
- [21] Boettcher A. Ramp breaks common thread of fastener failures. *machinedesign.com: веб-сайт*. URL: <https://www.machinedesign.com/archive/article/21816697/ramp-breaks-common-thread-of-fastener-failures> (дата обращения: 10.04.2023).
- [22] Brans P. What will the blanket teach us? *iter.org: веб-сайт*. URL: <https://www.iter.org/newsline/-/3323> (дата обращения: 10.04.2023).

- [23] Vaughan Thompson, Russell Eaton, Rene Raffray et al. Properties of low friction anti-seize coatings for fusion applications. *Fusion Eng. Des.*, 2019, vol. 146, Part A, pp. 345–348, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fusengdes.2018.12.064>
- [24] Choi C.H., Shi S., Yokoyama T. et al. Concept of operation of the remote handling system for the ITER vacuum vessel pressure suppression system. *Fusion Eng. Des.*, 2021, vol. 173, art. 112875, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fusengdes.2021.112875>
- [25] Ряховский О.А., Сыромятников В.С. Экспериментальное определение коэффициентов трения в болтовом соединении. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2016, № 10, с. 18–25, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2016-10-18-25>
- [26] Kasparova M., Zahalka S., Houdkova F. *Evaluation of the bond strength of the thermally sprayed coatings*. Roznov pod Radhostem, 2010.
- [27] Lubrication solutions for threaded connections. MOLYKOTE. *dge-europe.com: website*. URL: <https://dge-europe.com/lubrication-solutions-threaded-connections/> (accessed: 22.12.2023).
- [28] Nord-lock. *nord-lock.com: веб-сайт*. URL: <https://www.nord-lock.com/nord-lock/torque-guidelines> (дата обращения: 10.04.2023).
- [29] Котов И.В. *Совершенствование технологии изготовления высоконагруженных резьбовых соединений атомных энергоустановок типа БН-800, БН-1200*. Дисс. ... канд. тех. наук. Подольск, ЦНИИТМАШ, 2015. 165 с.

References

- [1] Berezin S.Ya., Karpov A.R. Energy principle evaluation locking properties of screw joints with wavy surface one of the parts. *Sborka v mashinostroenii, priborostroenii* [Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making], 2016, no. 10, pp. 31–35. (In Russ.).
- [2] Berezin S.Ya. History of self-locking threads. *Sborka v mashinostroenii, priborostroenii* [Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making], 2018, no. 4, pp. 186–191. (In Russ.).
- [3] Lozovan A.A., Betsofen S.Y., Lyakhovetskiy M.A. et al. Study of the ion assisted sputtering process parameters influence on the structure and morphology of TiPb coatings. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2019, vol. 1396, art. 012029, doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1396/1/012029>
- [4] Lozovan A.A., Betsofen S.Y., Savushkina S.V. et al. Influence of sputtering geometry and conditions on the structure and properties of the TiN–Pb solid lubricating coatings fabricated by magnetron co-sputtering of two separate targets. *Russ. Metall.*, 2022, vol. 2022, no. 11, pp. 1441–1448, doi: <https://doi.org/10.1134/S0036029522110155>
- [5] Belikov A.I., Syomochkin A.I., Phyo K.Z. et al. Magnetron deposition of MoS₂ ultrathin films in conditions of magnetic field. *Proc. SPIE*, 2021, vol. 121571F, doi: <https://doi.org/10.1117/12.2624496>
- [6] Belikov A.I., Phyo K.Z., Guk M.M. AFM study of the MoS₂ thin films deposited by magnetron sputtering growth initial stage. *Proc. SPIE*, 2021, vol. 121571G, doi: <https://doi.org/10.1117/12.2622386>
- [7] Torskaya E.V., Morozov A.V., Malyshev V.N. et al. Processing and tribological properties of PEO coatings on AlZn5.5MgCu aluminium alloy with incorporated Al–Cu–Fe quasicrystals. *Ceramics*, 2023, vol. 6, no. 2, pp. 858–871, doi: <https://doi.org/10.3390/ceramics6020049>
- [8] Toma F.L., Meyer A., Kunze O. et al. Microstructural characterization and oscillating sliding wear investigations of the aqueous suspension sprayed HVOF WC-12Co coatings. *J. Therm. Spray Tech.*, 2023, vol. 32, no. 2, pp. 456–472, doi: <https://doi.org/10.1007/s11666-023-01529-x>
- [9] Torkashvand K., Gupta M., Björklund S. et al. Tribological performance of thin HVOF-sprayed WC-CoCr coatings fabricated employing fine powder feedstock. *J. Therm. Spray Tech.*, 2023, vol. 32, no. 4, pp. 1033–1046, doi: <https://doi.org/10.1007/s11666-022-01506-w>
- [10] Tesa T., Musalek R., Medricky J. et al. Development of suspension plasma sprayed alumina coatings with high enthalpy plasma torch. *Surf. Coat. Technol.*, 2017, vol. 325, pp. 277–288, doi: <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2017.06.039>

- [11] Kononenko A.S., Ignatkin I.Y., Drozdov A.V. Recovering a reducing-gear shaft neck by reinforced-bush adhesion. *Polym. Sci. Ser. D*, 2022, vol. 15, no. 2, pp. 137–142, doi: <https://doi.org/10.1134/S1995421222020113>
- [12] Yang Y., Luan H., Guo S. et al. Tribological behaviors of Inconel 718–tungsten carbide friction pair with sulfur additive lubrication. *Metals*, 2022, vol. 12, no. 11, art. 1841, doi: <https://doi.org/10.3390/met12111841>
- [13] Morozov A.V. Experimental estimate of tribological characteristics of epilam-coated materials that operate in threaded joints under dry friction. *Trenie i iznos*, 2014, vol. 35, no. 3, pp. 236–243. (In Russ.). (Eng. version: *J. Frict. Wear*, 2014, vol. 35, no. 3, pp. 170–176, doi: <https://doi.org/10.3103/S106836661403009X>)
- [14] Dragunov Yu.G., Leshukov A.Yu., Strebkov Yu.S. et al. Development of design, manufacture and experimental proof of operational availability of ITER blanket components. *VANT. Ser. Termoyadernyy sintez* [Problems of Atomic Science and Technology, Ser. Thermonuclear Fusion], 2016, vol. 39, no. 4, pp. 13–26, doi: <https://doi.org/10.21517/0202-3822-2016-39-2-29-43> (in Russ.).
- [15] Sviridenko M.N., Leshukov A.Yu., Tomilov S.N. et al. Optimization of mechanical attachment system of ITER first wall. *VANT. Ser. Termoyadernyy sintez* [Problems of Atomic Science and Technology, Ser. Thermonuclear Fusion], 2020, vol. 43, no. 4, pp. 15–26, doi: <https://doi.org/10.21517/0202-3822-2020-43-4-15-26> (in Russ.).
- [16] Sviridenko M.N., Leshukov A.Yu., Razmerov A.V. et al. Mechanical attachment system of the first wall panels in ITER blanket. *VANT. Ser. Termoyadernyy sintez* [Problems of Atomic Science and Technology, Ser. Thermonuclear Fusion], 2016, vol. 39, no. 2, pp. 29–43, doi: <https://doi.org/10.21517/0202-3822-2016-39-2-29-43> (in Russ.).
- [17] Khripunov B.I., Koidan V.S., Ryazanov A.I. et al. Impact of deuterium plasma flux on fusion reactor material: radiation damage, surface modification, erosion. *VANT. Ser. Termoyadernyy sintez* [Problems of Atomic Science and Technology, Ser. Thermonuclear Fusion], 2020, vol. 1, no. 43, pp. 46–54, doi: <https://doi.org/10.21517/0202-3822-2020-43-1-46-54> (in Russ.).
- [18] Tremsin A.S., Yau T.Y., Kockelmann W. Non-destructive examination of loads in regular and self-locking Spirallock® threads through energy-resolved neutron imaging. *Strain*, 2016, vol. 52, no. 6, pp. 548–558, doi: <https://doi.org/10.1111/str.12201>
- [19] Spirallock®. *stanleyengineeredfastening.com: website*. URL: <https://www.stanleyengineeredfastening.com/brands/optia/spirallock> (accessed: 10.04.2023).
- [20] Emuge. *SelfLock. Intergrated thread locking tools*. URL: https://www.emuge.com/sites/default/files/EMUGE_SELF-LOCK-v7.pdf (accessed: 10.04.2023).
- [21] Boettcher A. Ramp breaks common thread of fastener failures. *machinedesign.com: website*. URL: <https://www.machinedesign.com/archive/article/21816697/ramp-breaks-common-thread-of-fastener-failures> (accessed: 10.04.2023).
- [22] Brans P. What will the blanket teach us? *iter.org: website*. URL: <https://www.iter.org/newsline/-/3323> (accessed: 10.04.2023).
- [23] Vaughan Thompson, Russell Eaton, Rene Raffray et al. Properties of low friction anti-seize coatings for fusion applications. *Fusion Eng. Des.*, 2019, vol. 146, Part A, pp. 345–348, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fusengdes.2018.12.064>
- [24] Choi C.H., Shi S., Yokoyama T. et al. Concept of operation of the remote handling system for the ITER vacuum vessel pressure suppression system. *Fusion Eng. Des.*, 2021, vol. 173, art. 112875, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fusengdes.2021.112875>
- [25] Ryakhovskiy O.A., Syromyatnikov V.S. The experimental determination of the coefficients of friction in bolted joints. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2016, no. 10, pp. 18–25, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2016-10-18-25> (in Russ.).
- [26] Kasparova M., Zahalka S., Houdkova F. *Evaluation of the bond strength of the thermally sprayed coatings*. Roznov pod Radhostem, 2010.
- [27] Lubrication solutions for threaded connections. MOLYKOTE. *dge-europe.com: website*. URL: <https://dge-europe.com/lubrication-solutions-threaded-connections/> (accessed: 22.12.2023).

- [28] Nord-lock. *nord-lock.com: website*. URL: <https://www.nord-lock.com/nord-lock/torque-guidelines> (accessed: 10.04.2023).
- [29] Kotov I.V. *Sovershenstvovanie tekhnologii izgotovleniya vysokonagruzhennykh rezbovykh soedineniy atomnykh energoustanovok tipa BN-800, BN-1200*. Disc. kand. tekhn. nauk [Improvement of manufacturing technology of highly loaded threaded joints of BN-800 and BN-1200 nuclear power units. Kand. tech. sci. diss.]. Podolsk, TsNIITMASH Publ., 2015. 165 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 18.06.2023

Информация об авторе

ЗАЙЦЕВ Андрей Николаевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Металлорежущие станки». МГТУ им. Н.Э. Баумана; доцент кафедры «Технология производства двигателей летательных аппаратов». МАИ (НИУ) (125993, Москва, Российская Федерация, Волоколамское ш., д. 4, e-mail: skadi221@gmail.com).

Information about the author

ZAYTZEV Andrey Nikolaevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Machine Tools. Bauman Moscow State Technical University; Associate Professor, Department of Aircraft Engine Production Technology, Moscow Aviation Institute. Moscow Aviation Institute (Nation Research University) (125993, Moscow, Russian Federation, Volokolamskoe shosse, Bldg. 4, e-mail: skadi221@gmail.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Зайцев А.Н. Определение предельно допустимого коэффициента трения в болтовых соединениях модулей blankets ИТЭР. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 1, с. 3–20, doi: 10.18698/0536-1044-2024-01-3-20

Please cite this article in English as:

Zaytzev A.N. Assessing the maximum permissible friction coefficient in bolted joints of the ITER blanket modules. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 1, pp. 3–20, doi: 10.18698/0536-1044-2024-01-3-20



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям учебное пособие

«Практическое применение численных методов»

Авторы: К.В. Титов, А.А. Очков

Соответствует учебным модулям программ дисциплин «Численные методы», «Численные методы и методы оптимизации». Включает в себя описание применения численных методов в математических программных пакетах. Представлены методы прогнозирования, широко применимые как в технике, так и в экономике.

Для студентов МГТУ им. Н.Э. Баумана, обучающихся по направлениям подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», специализация «Вакуумная и компрессорная техника физических установок» и 15.04.02 «Технологические машины и оборудование», специализация «Проектирование нефтегазовых комплексов».

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://bmstu.press>