
УДК 621.813

Повышение равномерности затяжки групповых резьбовых соединений при сборке узлов летательных аппаратов

Соловьев В.Л.

Омский государственный аграрный университет им. П. А. Столыпина,

Институтская площадь 2, Омск, 640008, Россия

e-mail: vladlen_solovev@bk.ru

Аннотация

В статье объясняется несовершенство контроля усилия затяжки по вращающему моменту. Установлено влияние состояния резьбовых соединений на точность контроля. Приведены расчетные зависимости момента от усилия затяжки. Приведены результаты экспериментальных исследований. Предложен способ повышения точности и равномерности затяжки групповых резьбовых соединений.

Ключевые слова: резьбовое соединение, момент затяжки, усилие затяжки, коэффициент трения, динамометрический ключ.

Резьбовые соединения являются наиболее распространенным видом неподвижных разъемных соединений составных частей изделий.

К примеру, в двигателях летательных аппаратов, главным образом газотурбинных, насчитывается до нескольких тысяч резьбовых деталей, среди которых имеются ответственные болты и шпильки, определяющие надежность работы двигателя летательного аппарата (ЛА) в целом. Важнейшим технологическим мероприятием при сборке узлов ЛА является затяжка групповых резьбовых соединений (ГРС) [1].

Для надежного соединения деталей главным условием при сборке резьбовой группы является обеспечение точности и равномерности распределения расчетного усилия затяжки.

Усилие затяжки создает определенное контактное напряжение на стыке соединяемых деталей, которое должно обеспечить необходимую плотность и герметичность стыка при действии внешней нагрузки на соединение, возникающей в процессе работы узла. Величина расчетного усилия затяжки определяется на стадии конструирования узла, а точность реализации данного усилия и равномерность распределения усилий затяжки в резьбовой группе обеспечивается в процессе сборки различными методами.

Неточная и, как следствие, неравномерная затяжка ГРС может являться причиной повышенной вибрации деталей узлов, самоотвинчивания гаек (болтов), интенсивного износа и деформации резьбы, разрушений резьбовых соединений, деформации стянутых деталей и течи рабочих жидкостей в области стыков. Поэтому

усилие затяжки ответственных ГРС должно контролироваться с определенной точностью [2, 3].

Существуют различные методы контроля усилия затяжки резьбовых соединений, но наиболее применяемым является метод контроля усилия по моменту. Этот метод прост в выполнении, но обладает низкой точностью обеспечения расчетного усилия затяжки (обычно $\pm 25-35\%$) [1, 4, 5].

Данный метод заключается в создании на гайке (болте) вращающего момента (момента затяжки T_{KL}), косвенно обеспечивающего необходимое усилие затяжки по определенной зависимости. Момент затяжки расходуется на преодоление сил трения на опорной поверхности гайки (головки болта) и в резьбе [6].

$$T_{KL} = T_T + T_P, \quad (1)$$

где T_T – момент сил трения на опорной поверхности гайки [Нм];

T_P – момент сил трения в резьбе, [Нм].

Момент сил трения на опорной поверхности гайки:

$$T_T = f_T \cdot F_0 \cdot R_T, \quad (2)$$

где f_T – коэффициент трения на опорной поверхности гайки;

F_0 – усилие затяжки, [Н];

R_T – приведенный радиус трения, [мм].

Приведенный радиус трения:

$$R_T = D_1 / 2, \quad (3)$$

где D_1 – средний диаметр опорной поверхности гайки, [мм].

Момент сил трения в резьбе (рис. 1):

$$T_p = 0.5 \cdot R_A \cdot d_2 = 0.5 \cdot d_2 \cdot F_0 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho), \quad (4)$$

где R_A – окружное усилие, [Н];

d_2 – средний диаметр резьбы, [мм];

β – угол подъема резьбы, град.;

ρ – угол трения, град.

Тангенс угла подъема резьбы:

$$\operatorname{tg}\beta = P / (\pi \cdot d_2), \quad (5)$$

где P – шаг резьбы, [мм].

Угол трения:

$$\rho = \operatorname{arctg}(f_p), \quad (6)$$

где f_p – приведенный коэффициент трения в резьбе.

Приведенный коэффициент трения зависит от вида резьбы (для метрической резьбы):

$$f_p = f / \cos(\alpha/2), \quad (7)$$

где f – коэффициент трения фрикционной пары;

α – угол профиля резьбы, град.

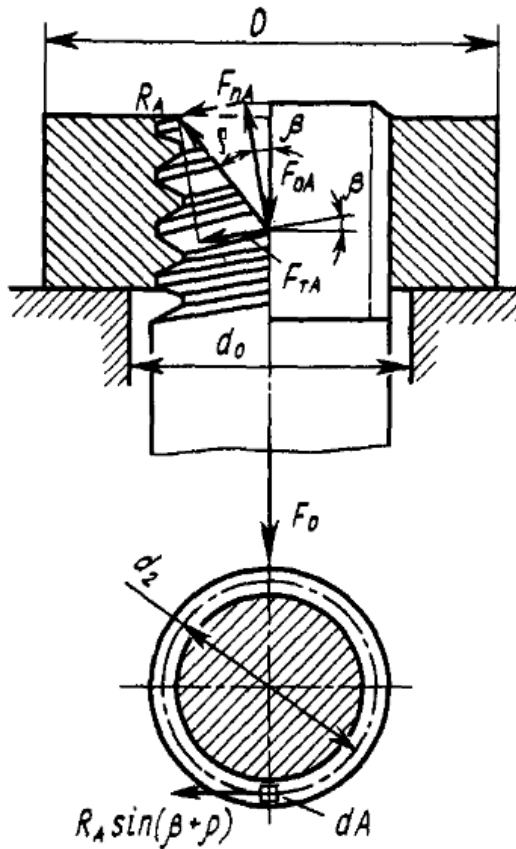


Рис.1. Схема сил в винтовой паре

В выражении (4) значение тригонометрической функции суммы двух углов равно:

$$\operatorname{tg}(\beta + \rho) = \frac{\operatorname{tg}(\beta) + \operatorname{tg}(\rho)}{1 - \operatorname{tg}(\beta) \cdot \operatorname{tg}(\rho)} \quad (8)$$

С учетом выражений (5), (6) и (8) можно записать:

$$T_P = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{\operatorname{tg}(\beta) + \operatorname{tg}(\rho)}{1 - \operatorname{tg}(\beta) \cdot \operatorname{tg}(\rho)} \right) = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{\frac{P}{\pi d_2} + f_P}{1 - \frac{P}{\pi d_2} \cdot f_P} \right) \quad (9)$$

Так как значение $f_P \cdot P / \pi d_2 \ll 1$ им можно пренебречь. Тогда момент сил трения в резьбе запишется:

$$T_P = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{P}{\pi d_2} + f_P \right). \quad (10)$$

Подставив выражения (2) и (10) в выражение (1) получим расчетную формулу зависимости момента на ключе (момента завинчивания) от усилия затяжки:

$$T_{КЛ} = T_{ЗАВ} = 0.5 \cdot F_0 \cdot d_2 \left(f_T \frac{D_1}{d_2} + f_P \right) + F_0 \cdot \frac{P}{2\pi}. \quad (11)$$

Момент отвинчивания меньше момента завинчивания на величину, связанную со значением шага резьбы [4, 6]:

$$T_{ОТВ} = T_{ЗАВ} - \frac{F_0 \cdot P}{\pi} = 0.5 \cdot F_0 \cdot d_2 \left(f_T \frac{D_1}{d_2} + f_P \right) - F_0 \cdot \frac{P}{2\pi}. \quad (12)$$

По мере наработки состояние резьбовых пар может изменяться (резьба ржавеет, загрязняется, изнашивается и т.д.), при этом коэффициенты трения сопрягаемых поверхностей резьбовых соединений рассеиваются в широком диапазоне (0.05-0.5), что непосредственно влияет на зависимость момента от усилия и обуславливает неточность и неравномерность затяжки.

Коррозия и абразивные частицы, попадающие в резьбовое соединение, изменяют шероховатость трущихся поверхностей, увеличивают силы трения и, тем самым, снижают точность контроля.

В результате пластической деформации витков нарушается симметричность профиля резьбы болта и гайки, из-за чего может происходить заедание (сцепление) в резьбе [7]. В таком случае часть прикладываемого момента будет «расходиться» на преодоление сил сопротивления от заедания, а не на обеспечение усилия затяжки.

Под воздействием вибраций и переменных нагрузок в резьбовых соединениях возникают относительные микроперемещения рабочих поверхностей резьбы, что является причиной их износа в условиях фреттинг-коррозии [8].

Обеспечение расчетного усилия затяжки также зависит от наличия и вида применяемых смазок. Одной из причин неравномерной затяжки ГРС может стать наличие (отсутствие) смазки в отдельных резьбовых соединениях группы, что обычно наблюдается в креплениях деталей, где часть болтов расположена в масляной среде внутри узла, а остальная часть снаружи (к примеру, крепление головок блока цилиндров двигателя внутреннего сгорания).

Стоит признать, что довольно часто поврежденное резьбовое соединение восстанавливают расточкой и нарезанием резьбы под больший диаметр. В этом случае изменяются не только коэффициенты трения рабочих поверхностей, но и геометрические размеры элементов резьбового соединения (см. выражение 11). Поэтому момент затяжки для восстановленного резьбового соединения должен быть рассчитан заново с учетом этих изменений.

Для того чтобы оценить влияние состояния резьбовой пары на точность обеспечения усилия затяжки, было сконструировано приспособление для

нагрузки резьбовых пар «шпилька-гайка» (рис.2). Приспособление включает в себя: сборный корпус и силоизмерительный элемент (динамометрическую пружину с индикатором часового типа).

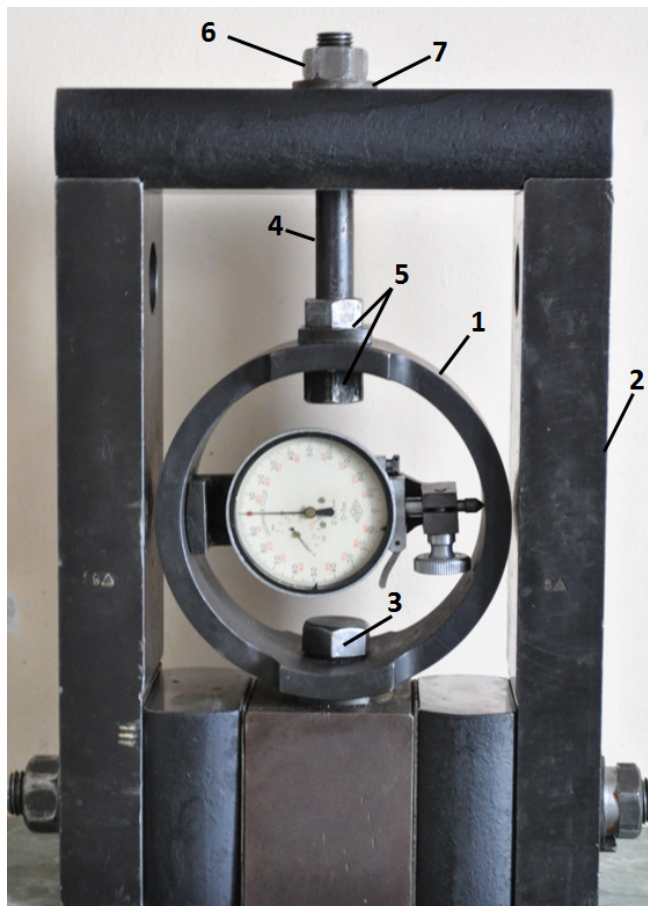


Рис.2. Приспособление для нагружения резьбовых пар «шпилька-гайка»

Динамометрическая пружина 1 монтирована в сборном корпусе 2 посредством болтового соединения 3. Экспериментальный образец (шпилька) 4 устанавливается через центральное отверстие в перекладине сборного корпуса. Один конец шпильки монтируется в пружину с помощью двух гаек 5, на другой конец шпильки наворачивается гайка 6, которая опирается на неподвижную шайбу 7. К гайке 6 динамометрическим ключом прикладывается вращающий момент (момент затяжки),

в результате чего, пружина 1 испытывает деформацию растяжения. Величина деформации пружины тарирована с величиной действующего на нее усилия.

В ходе опытов производились замеры усилий затяжки при различных состояниях резьбовой пары.

Исследовались следующие состояния резьбовой пары:

1 – новая резьбовая пара без применения смазочных материалов;

2 – новая резьбовая пара смазана моторным маслом;

3 – резьбовая пара после корродирования обработана ингибиторной жидкостью;

4 – резьбовая пара после корродирования смазана синтетическим моторным маслом.

Корродирование резьбовой пары производилось раствором азотной кислоты. Продолжительность корродирования в затянутом состоянии составляла 24 часа.

На рисунке 3 представлен график зависимостей усилий затяжки от моментов, полученный в результате исследования резьбовой пары М16×2 (шпилька и гайка без покрытий). Из графика видно, что при одном и том же моменте, в зависимости от состояния резьбовой пары, усилия затяжки создаются разные. В таблице 1 представлены численные значения этих усилий.

Максимальный момент затяжки при каждом состоянии составлял 53,24 Нм. В каждом случае затяжка производилась с одинаковой, по возможности, скоростью вращения ключа. Значения усилий затяжки округлялись до целого числа.

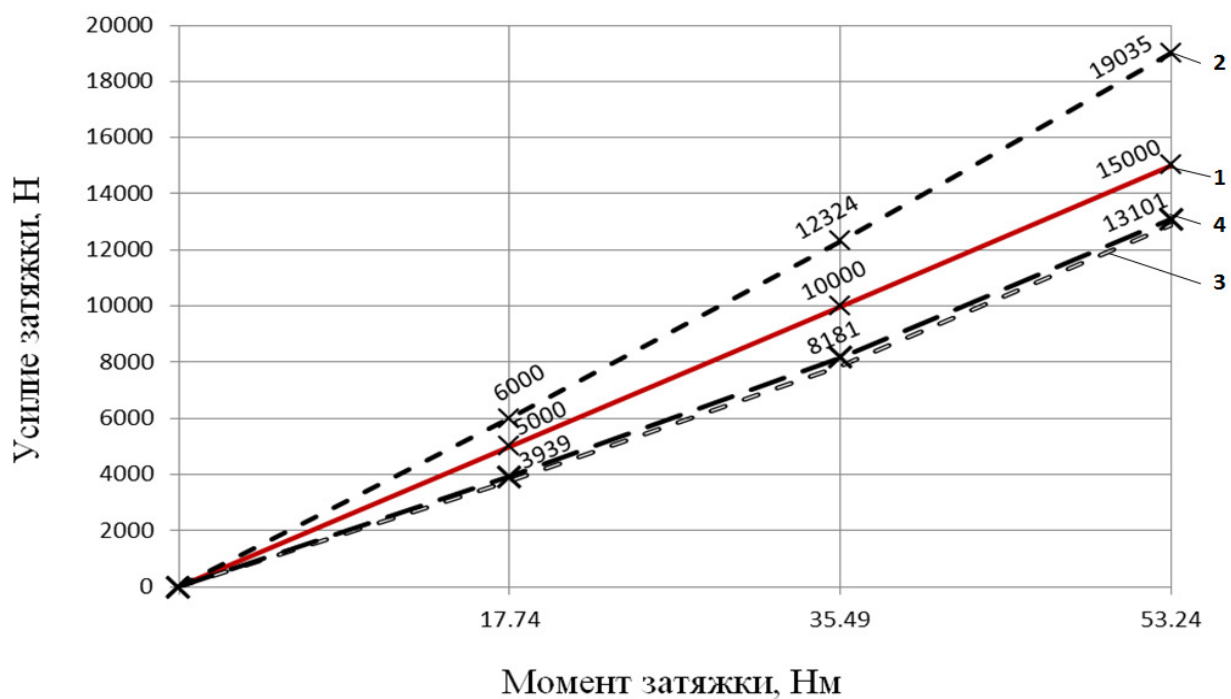


Рис.3. График зависимостей усилий затяжки от моментов при различных состояниях резбовой пары.

Таблица №1

Значения усилий затяжки при различных состояниях резбовой пары

| Момент затяжки, Нм | Усилия затяжки при различных состояниях резбовой пары, Н | | | |
|-----------------------|--|--------|---------|---------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 |
| 17.74 | 5000 | 6000 | 3787 | 3939 |
| 35.49 | 10000 | 12324 | 7878 | 8181 |
| 53.24 | 15000 | 19035 | 12895 | 13101 |
| $\Delta F_{CP}, \%$ | | +23,38 | - 19,83 | - 17,35 |

Средние отклонения ΔF_{CP} усилий затяжки полученных при состояниях 2,3,4 определялись относительно усилий затяжки полученных при состоянии 1.

После смазки новой резьбовой пары M16×2 моторным маслом среднее отклонение усилия затяжки составило +23,38%. При затяжке корродированной резьбовой пары, обработанной ингибиторной жидкостью, наблюдалось снижение усилия затяжки, среднее отклонение которого составило –19,83%. При дальнейших замерах с применением моторного масла среднее отклонение усилия затяжки составило –17,35%.

На основе проведенных экспериментальных исследований был сделан вывод, что момент, рассчитанный на стадии конструирования, может не обеспечить расчетного усилия при затяжке резьбовых соединений узлов, имеющих некоторую наработку. Поэтому момент затяжки, рекомендуемый заводом-изготовителем для какой-либо резьбовой группы, необходимо корректировать для каждого резьбового соединения с учетом его фактического состояния.

В связи с этим предлагается применять при сборке ГРС узлов ЛА способ контроля усилия затяжки через отношение моментов отвинчивания и завинчивания. Точность обеспечения расчетного усилия затяжки при таком контроле составляет $\pm 10\%$ [9, 10].

Решая совместно уравнения (11) и (12) получим:

$$T_{KL} = \frac{F_0 \cdot P}{\pi \cdot \left(1 - \frac{T_{OTB}}{T_{ZAB}}\right)}. \quad (13)$$

По зависимости (13) можно вычислить значение необходимого момента на ключе для обеспечения требуемого усилия затяжки без учета коэффициентов трения в явном виде. Для этого нужно знать величину требуемого усилия затяжки, которое обеспечит плотность стыка, шаг резьбы, и динамометрическим ключом определить значения моментов завинчивания и отвинчивания для конкретной резьбовой пары.

Впервые данный способ контроля усилия затяжки был предложен В. Б. Жуковым в ходе научного исследования плотности стыков резьбовых соединений авиационных двигателей [10].

Методика определения отношения $T_{\text{ОТВ}} / T_{\text{ЗАВ}}$, предложенная В. Б. Жуковым, заключалась в расчете некоторого момента завинчивания по формуле (14), затяжке резьбового соединения с этим моментом, последующем отвинчивании резьбового соединения с одновременным замером момента отвинчивания, соотношении полученных моментов. Затем по формуле (13) определялось значение необходимого момента затяжки.

Упрощенная формула определения момента завинчивания:

$$T_{\text{ЗАВ}} = 0.2 \cdot F_0 \cdot d \quad . \quad (14)$$

Недостатком данной методики определения отношения $T_{\text{ОТВ}} / T_{\text{ЗАВ}}$ является то, что значение момента отвинчивания может варьироваться в зависимости от скорости вращения ключа при завинчивании, т.к. скорость вращения влияет на величину приращения усилия затяжки. Чем больше скорость вращения ключа – тем

больше приращение усилия, при одном и том же значении момента завинчивания, и наоборот.

К тому же, при замере момента отвинчивания имеют место коэффициенты трения покоя, а при замере момента завинчивания – скольжения. Как известно, коэффициенты трения покоя всегда больше коэффициентов трения скольжения на некоторую величину, поэтому, когда гайка «трогается с места» прикладываемый момент имеет несколько большее значение. Данный вывод согласуется с выводами других исследователей [7].

Если не принимать отмеченные недочеты во внимание, отношение моментов $T_{\text{ОТВ}} / T_{\text{ЗАВ}}$ будет установлено с ошибкой и момент затяжки будет рассчитан не достаточно точно. А для того, чтобы обеспечить усилие затяжки с точностью $\pm 10\%$ необходимо учитывать даже сотые доли частного от деления моментов [11].

Для определения верного отношения $T_{\text{ОТВ}}/T_{\text{ЗАВ}}$ предлагается технологический прием, заключающийся в предварительном нагружении резьбового соединения затягиванием гайки до некоторой величины момента, нанесении разметки положения гайки (головки болта) относительно корпуса детали, замере моментов завинчивания и отвинчивания относительно размеченного положения.

Т.е. перед выполнением замеров моментов необходимо затянуть резьбовое соединение (при этом в резьбовом соединении создается некоторое усилие затяжки и распределение контактных давлений) и нанести разметку положения гайки

относительно корпуса детали. Затем динамометрическим ключом произвести замер момента завинчивания при «трогании гайки с места», вернуть гайку в размеченное положение и произвести замер момента отвинчивания также при «трогании гайки с места». Полученные значения моментов и соотносятся. Данный технологический прием позволяет исключить недочеты, отмеченные в методике определения отношения $T_{\text{ОТВ}} / T_{\text{ЗАВ}}$, предложенной В.Б. Жуковым.

При контроле усилия затяжки данным способом необходимо использовать динамометрические ключи, позволяющие точно определять значения моментов до сотых долей. Для этого можно использовать электронные моментные ключи или ключи, тарированные по величине деформации изгиба рукояти.

Если величина расчетного усилия затяжки F_0 на конкретную резьбовую группу узла неизвестна, ее можно установить установлена, исходя из условия [12] сохранения плотности стыка:

$$F_0 = \nu \cdot (1 - \chi) \cdot F_{\text{ВН}}, \quad (15)$$

где χ – коэффициент основной нагрузки (показывает долю внешней нагрузки, воспринимаемой резьбовым соединением в затянутом состоянии, и зависит от податливостей материала болта и стягиваемых деталей);

ν – коэффициент запаса плотности стыка (зависит от вида внешней нагрузки).

В основном коэффициент основной нагрузки принимают:

- для соединений стальных и чугунных деталей без уплотнительного элемента

$$\chi = 0.2 \dots 0.3;$$

- для соединений стальных и чугунных деталей с уплотнительным элементом (асбест, паронит, резина и др.) $\chi = 0.4 \dots 0.5$.

При постоянных нагрузках $\nu = 1.25 \dots 2$, при переменных $\nu = 2.5 \dots 4$.

Однако данный приём требует установления величины внешней нагрузки $F_{ВН}$, действующей на резьбовую группу узла. При этом должно выполняться условие:

$$\sigma_F = \frac{F_0}{A_B} \leq 0.8\sigma_T, \quad (16)$$

где σ_F –напряжение затяжки, [Н/мм²];

A_B – площадь поперечного сечения болта (шпильки), [мм²];

σ_T – предел текучести материала болта (шпильки), [Н/мм²].

Тогда выражение (13) примет вид:

$$T_{КЛ} = \frac{\nu \cdot (1 - \chi) \cdot F_{ВН} \cdot P}{\pi \cdot \left(1 - \frac{T_{ОТВ}}{T_{ЗАВ}}\right)}. \quad (17)$$

В случае, когда величину внешней нагрузки установить невозможно, расчетное усилие F_0 можно определить, исходя из условия сохранения прочности болта.

Напряжение затяжки болтов (шпилек) [3] из легированной стали составляет:

$$\sigma_F = (0.5 \dots 0.6)\sigma_T. \quad (18)$$

Напряжение затяжки болтов (шпилек) из углеродистой стали составляет:

$$\sigma_F = (0.6 \dots 0.7)\sigma_T. \quad (19)$$

Момент на ключе в таком случае определится:

$$T_{KL} = \frac{0.25d_1^2 \cdot K \cdot \sigma_T \cdot P}{\left(1 - \frac{T_{OTB}}{T_{3AB}}\right)}, \quad (20)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы болта (шпильки), [мм];

K – коэффициент, зависящий от вида стали болта: легированная сталь (0.5...0.6), углеродистая сталь (0.6...0.7).

Внутренний диаметр метрической резьбы определяется по формуле:

$$d_1 = d - 1.0825 \cdot P, \quad (21)$$

где d – наружный диаметр резьбы болта (шпильки), [мм].

Для выполнения вычислительных операций при сборке многоболтовых ГРС была написана программа для ЭВМ, позволяющая одновременно определять значения моментов затяжки для каждого резьбового соединения группы.

Таким образом, чтобы произвести затяжку ГРС с применением такого способа контроля сборщику необходимо определить моменты завинчивания и отвинчивания, применяя вышеописанный технологический прием, для каждого резьбового соединения и ввести расчетные данные в программу, которая выдаст значения необходимых моментов затяжки для каждой резьбовой пары.

При ручной сборке ГРС важно знать, что для наиболее равномерного распределения усилий затяжки, затяжку каждого резьбового соединения группы

необходимо производить с одинаковой, по возможности, скоростью вращения ключа, исключая затяжку «рывками».

Применение способа контроля усилия затяжки через отношение моментов отвинчивания и завинчивания, при сборке узлов ЛА в процессе их ремонта и технического обслуживания, позволит повысить равномерность затяжки ГРС, тем самым обеспечить стабильность соединений в процессе дальнейшей эксплуатации и повысить надежность ЛА в целом.

Библиографический список

1. Никитин, А.Н. Технология сборки двигателей летательных аппаратов / А. Н. Никитин. – М. : Машиностроение, 1982. – 269 с.
2. Орлов, К. Я. Ремонт самолетов и вертолетов: Учебник для авиационных училищ / К. Я. Орлов, В. А. Пархимович. – М. : Транспорт, 1986. – 295 с.
3. Корнилович, С. А. Пути обеспечения плотности стыка резьбовых соединений при производстве, техническом обслуживании и ремонте машин сельскохозяйственного назначения / С.А. Корнилович, В.Л Соловьев / / Омский научный вестник. – 2013. - №1(117). – С. 68 – 71.
4. Criteria for preloaded bolts // NASA SHUTTLE. – Houston, Texas, 1998. – 21 с.
[Электронный ресурс]. – Режим доступа:
http://snebulos.mit.edu/projects/reference/NASA-Generic/NSTS_08307_RevA.pdf (дата обращения: 25.03.2012).

5. Утенков, В. Д. Влияние технологических факторов на точность и равномерность усилия затяжки ответственных резьбовых соединений в условиях автоматизированной сборки: дис. ... к-та техн. наук : 05.02.08 / В. Д. Утенков. – Москва, 1984. – 182 с.
6. Иосилевич, Г. Б. Прикладная механика / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Г. С. Маслов. – М. : Высшая школа, 1989. – 351 с.
7. Николенко, Л. К. Сборка реактивных двигателей / Л. К. Николенко, В. И. Соколов. – М. : Оборонгиз, 1956. – 276 с.
8. Измайлов, В. В. Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования / В. В. Измайлов. – Тверь : ТГТУ, 2011. – 144 с.
9. Иосилевич, Г. Б. Затяжка и стопорение резьбовых соединений / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Ю.В. Шарловский. – М. : Машиностроение, 1985. – 224 с.
10. Жуков, В. Б. Исследование плотности стыков резьбовых соединений авиационных двигателей : автореф. дис. ... к-та техн. наук : 05.07.00 / В. Б. Жуков. – Харьков, 1970. – 29 с.
11. Соловьев, В. Л. Повышение точности контроля усилия затяжки при сборке групповых резьбовых соединений // Вестник СиБАДИ. – 2013. – № 3 (31). – С. 67-70.

12. Куклин, Н. Г. Детали машин / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина. – М. : Высшая школа, 1987. – 383 с.