

ления движению рабочего органа. С возрастанием момента сопротивления движения рабочего органа, т.е. с замедлением движения шпинделя (уменьшением его относительной угловой скорости), время между двумя взаимодействиями кулачка и подшипника становится меньше и угол поворота шпинделя уменьшается. Таким образом, обеспечивается импульсное регулирование крутящего момента и угловой скорости вращения шпинделя.

Следовательно, обоснована кинематическая схема многошпиндельного шпильковёрта с пассивными средствами адаптации при завинчивании и затяжке шпилек.

Литературы

1. Сазыкин, Ю.М. Адаптивная система для групповой сборки резьбовых соединений / Ю.М. Сазыкин, А.Л. Симаков, Б.Ю. Житников // Сборка в машиностроении, приборостроении. – М.: 2001. – № 9.
2. Житников, Б.Ю. Методология разработки универсальных, высокоточных, многошпиндельных завинчивающих устройств нового класса: Монография / Б.Ю. Житников, А.Л. Симаков. Под общ. ред. Ю.З. Житникова. – Ковров: ГОУ ВПО «КГТА», 2002. – 216 с.

Расчет погрешностей осевых сил затяжки двухшпиндельным гайковёртом

д.т.н., проф. Житников Ю.З., к.т.н. Воркуев Д.С., Шмагин А.А.

КГТА им. В.А. Дегтярёва, ОАО «Завод им. В.А. Дегтярёва», г. Ковров

Точность затяжки резьбовых соединений многошпиндельными гайковёртами на основе муфт предельного момента, дифференциального механизма и механизмов свободного хода.

Кинематическая схема четырёхшпиндельного гайковёрта представлена на рис. 1.

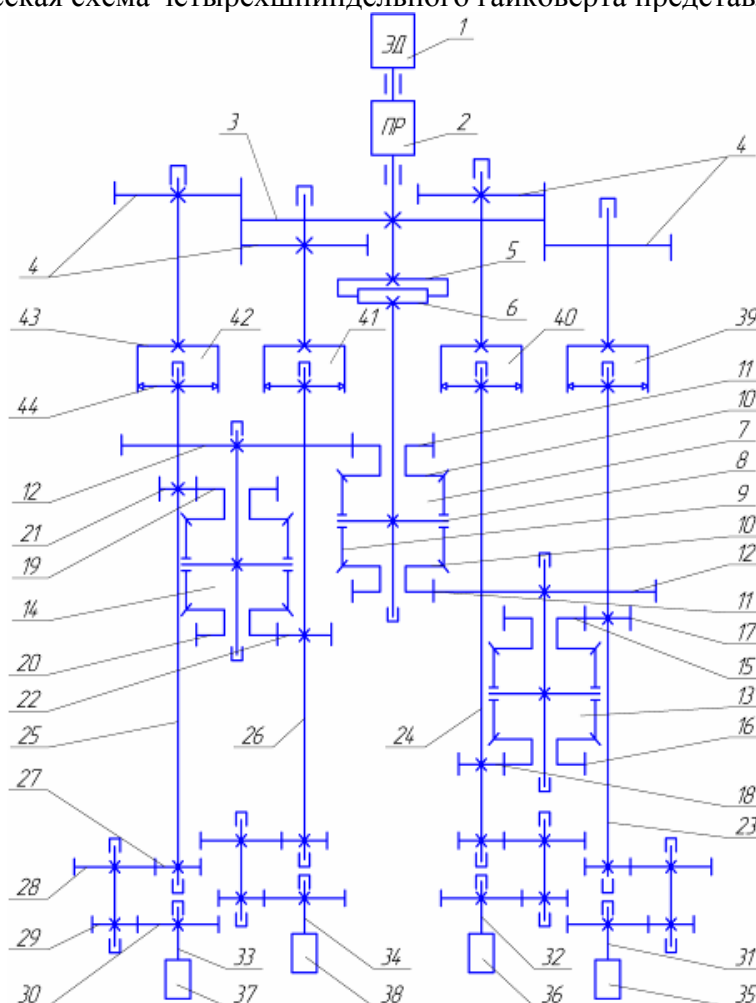


Рис. 1.

На рис. 1 обозначено: 1 – электродвигатель; 2 – планетарный редуктор; 5, 6 – муфта предельного момента кулачкового типа; 39, 40, 41, 42 – механизмы свободного хода храпового типа; 43 – ведущая обойма с собачкой; 44 – ведомая обойма с храповым колесом; 7, 13, 14 – дифференциальные механизмы, в которых 8 – ось саттелитов 9 и сдвоенные шестерни 10, 11; 31, 32; 33, 34 – шпиндели гайковёрта; 35, 36, 37, 38 – патроны для удержания резьбовых деталей; 23, 24, 25, 26 – центральные валы гайковёрта, а остальные позиции соответствуют зубчатым колёсам и шестерням.

В процессе работы многошпиндельного гайковёрта на этапе предварительной и окончательной затяжки резьбовых соединений возникают погрешности осевых сил затяжки, которые могут привести к некачественной сборке.

На этапе предварительной затяжки возникают следующие погрешности осевых сил от:

δQ_k – кинематической погрешности угла поворота шпинделя;

δQ_{mx} – мертвого хода в зубчатых передачах и зазоров в осях вращения;

δQ_b – нестабильности срабатывания муфт предельного момента;

δQ_I – величины приведенного к оси шпинделя момента инерции вращающихся частей ветвей гайковёрта, патрона для удержания резьбовой детали и самой резьбовой детали;

δQ_w – величины начальной угловой скорости вращения резьбовой детали в процессе предварительной затяжки;

δQ_{kc} – выбора кинематической схемы гайковёрта;

δQ_{mc} – нестабильности моментов сопротивления в резьбовых соединениях при затяжке;

δQ_{nc} – неодновременности начала предварительной затяжки, возникающей от неодновременности начала автоматизированного наживления резьбовых деталей и различной длины их завинчивания;

$\delta Q_{\Delta I}$ – разности приведенных к осям шпинделей моментов инерции вращающихся частей, ветвей гайковёрта, патрона и резьбовой детали;

$\delta Q_{\Delta w}$ – пульсации угловой скорости вращения шпинделей гайковёрта в процессе предварительной затяжки в зависимости от пульсации скорости вращения ротора электродвигателя и наличия кинематических погрешностей угла поворота.

На этапе окончательной затяжки резьбовых соединений возникают следующие погрешности осевых сил от:

$\delta Q'_k$ – кинематической погрешности угла поворота шпинделей;

$\delta Q'_I$ – величины приведенного к оси шпинделя момента инерции;

$\delta Q'_w$ – величины начальной угловой скорости вращения резьбовой детали в процессе окончательной затяжки;

$\delta Q'_{\Delta I}$ – разности приведенных к осям шпинделей моментов инерции вращающихся частей, гайковёрта, патрона и резьбовой детали;

$\delta Q'_{\Delta w}$ – пульсации угловой скорости вращения шпинделей гайковёрта в процессе окончательной затяжки.

Все выше перечисленные погрешности можно разделить на систематические и случайные.

К систематическим погрешностям осевых сил затяжки относятся: δQ_b , δQ_I , δQ_w ,

$\delta Q'_I, \delta Q'_w$. Эти погрешности одновременно во всех резьбовых соединениях увеличивают или уменьшают осевые силы.

Предельная величина систематических погрешностей запишется:

$$\delta Q_c = \delta Q_b + \delta Q_I + \delta Q_w + \delta Q'_I + \delta Q'_w. \quad (1)$$

Учитывая, что на практике осевые силы затяжки резьбовых соединений выбирают по диаграмме Гука в диапазоне от пропорционального участка до нелинейного, то номинальные значения этих сил могут изменяться в широком диапазоне. Следовательно, в случае превышения величиной предельной систематической погрешности (1) указанного диапазона, согласно диаграмме Гука, эта погрешность не может повлиять на качество сборки узлов и деталей, скрепляемых групповыми резьбовыми соединениями.

Случайные погрешности осевых сил затяжки на этапе предварительной затяжки резьбовых соединений запишутся:

$$\delta Q_{\pi} = \sqrt{\delta Q_{\kappa}^2 + \delta Q_{\text{мх}}^2 + \delta Q_{\text{мс}}^2 + \delta Q_{\text{нз}}^2 + \delta Q_{\Delta I}^2 + \delta Q_{\Delta w}^2}. \quad (2)$$

Погрешность осевой силы затяжки резьбовых соединений от кинематической погрешности механизма – δQ_{κ}

Кинематическая погрешность ведомого звена характеризуется точностью изготовления деталей механизма, технологией сборки изделия, а также силовым и температурным деформациями.

Кинематическая погрешность угла поворота ведомого звена многоступенчатой зубчатой передачи запишется:

$$\Delta \varphi_{\kappa} = \delta \sum_{j=1}^n \frac{\Delta \varphi_{\kappa j}}{i_{jn}} = 0.7 \sum_{j=1}^n \frac{F'_{irj}}{z_j m_j i_{jn}} = \sum_{j=1}^n \frac{4.8 F'_{irj}}{z_j m_j i_{jn}}. \quad (3)$$

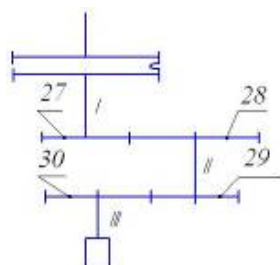


Рис. 2.

Кинематическая погрешность угла поворота шпинделя на этапе предварительной затяжки для данной кинематической схемы гайковерта (рис. 2) запишется:

$$\Delta \varphi_{\kappa} = 4.8 \left[\frac{F'_{ir1}}{z_1 m_1 i_{3,1}} + \left(\frac{F'_{ir2}}{z_2 m_1} + \frac{F'_{ir2'}}{z_2 m_2} \right) \frac{1}{i_{3,2}} + \frac{F'_{ir3}}{z_3 m_2} \right], \quad (4)$$

где: F'_{irj} – допустимое значение кинематической погрешности для j -го цилиндрического прямозубого колеса, определяемое по ГОСТ (мкм);

ν – вероятностный коэффициент, учитывающий уменьшение действительной погрешности по сравнению с F'_{irj} ($\nu=0,7$);

m_j – модуль зацепления j колеса;

z_j – число зубьев j колеса (шестерни);

i_{jn} – передаточное отношение от j звена к n .

Найдем кинематическую погрешность зубчатой передачи при повороте ведомого звена (шпинделя) на угол Φ .

По быстроходной ветви вращения предварительная затяжка согласно (3) угловая погрешность запишется:

$$\Delta\varphi_k^{(б)} = 4.8 \sum_{j=1}^n \frac{F_{irj}^{/(б)}}{z_j^{(б)} m_j^{(б)} i_{jn}^{(б)}} \quad (5)$$

По тихоходной ветви вращения (окончательная затяжка):

$$\Delta\varphi_k^{(т)} = 4.8 \sum_{u=1}^n \frac{F_{iru}^{/(т)}}{z_u^{(т)} m_u^{(т)} i_{um}^{(т)}}, \quad (6)$$

где: (б) – быстроходная ветвь вращения; (т) – тихоходная ветвь вращения.

Погрешности осевых сил затяжки от погрешностей угла поворота шпинделя гайковерта согласно [1] запишутся:

- на этапе предварительной затяжки:

$$\delta Q_k^{(б)} = \frac{\Delta\varphi_k^{(б)} F_6 E_6 P}{360 \cdot l}, \quad (7)$$

где: F_6 – минимальная площадь сечения болта;

E_6 – модуль упругости материала болта;

P – шаг резьбы;

l – суммарная толщина скрепляемой детали и уплотнения.

- на этапе окончательной затяжки:

$$\delta Q_k^{(т)} = \frac{\Delta\varphi_k^{(т)} F_6 E_6 P}{360 \cdot l}. \quad (8)$$

Погрешность осевой силы затяжки от мертвого хода – δQ_{mx} .

Погрешность мертвого хода механизма характеризуется наличием зазоров в зубчатых зацеплениях и осях вращения при наличии реверсивного движения. Учитывая, что при затяжке резьбовых соединений отсутствует реверсивное движение механизма гайковерта, погрешность осевых сил затяжки от разности углов поворота шпинделей отсутствует:

$$\delta Q_{mx} = 0. \quad (9)$$

Погрешность осевой силы от нестабильности моментов сопротивления в резьбовых соединениях при затяжке – δQ_{mc} .

Осевая сила окончательной затяжки в резьбовом соединении согласно [1] запишется:

$$Q_3 = \frac{M_3}{\left[\frac{1}{3} \mu_T \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} + \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \left(\frac{P}{\pi d_2} + \rho \right) \right]}, \quad (10)$$

где: M_3 – момент затяжки,

μ_T – коэффициент трения на головке болта;

D – наружный диаметр опорной поверхности головки болта, равный размеру под ключ;

d_0 – наружный диаметр резьбы;

d_2 – средний диаметр резьбы.

Осевая сила предварительной затяжки:

$$Q_{\pi} = \frac{M_{\pi}}{\left[\frac{1}{3} \mu_T \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} + \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \left(\frac{P}{\pi d_2} + \rho \right) \right]} \quad (11)$$

Воспользуемся методом линейных ошибок и найдем погрешности осевых сил затяжки:

$$\delta Q_{\text{мс}} = \frac{\partial Q_3}{\partial M_3} \Delta M_3 + \frac{\partial Q_3}{\partial \mu_T} \Delta \mu_T + \frac{\partial Q_3}{\partial D} \Delta D + \frac{\partial Q_3}{\partial d_0} \Delta d_0 + \frac{\partial Q_3}{\partial d_2} \Delta d_2 + \frac{\partial Q_3}{\partial P} \Delta P + \frac{\partial Q_3}{\partial \rho} \Delta \rho \quad (12)$$

Погрешность осевой силы затяжки от неодновременности начала затяжки – $\delta Q_{\text{нз}}$.

При сборке групповых резьбовых соединений наживление резьбовых деталей может осуществляться вручную или автоматически.

Из практики известно, что при ручном наживлении разность начального угла ввинчивания резьбовых деталей может составлять не более $\pi/2$ при автоматизированном – в пределах до $3/4\pi$.

В пределах допуска длина тела болта может быть различна, следовательно, возникает дополнительная погрешность угла ввинчивания.

Эту величину угла найдем из пропорции: $\delta - \Delta\varphi$, $\Delta\varphi = \frac{2\delta\pi}{P}$ (рад), где δ – допущения на длину тела болта.

В случае, когда в процессе завинчивания не было переключений вращений гайковерта с быстроходной ветви на тихоходную, погрешность рассогласования углов ввинчивания в момент окончания предварительной затяжки запишется:

$$\Delta\varphi_{\text{нз}} = \frac{3}{4}\pi + \Delta\varphi = \pi \left(\frac{3}{4} + \frac{2\delta}{P} \right) \quad (13)$$

Пусть левая резьбовая деталь (рис. 1) завершит процесс ввинчивания и начнется процесс предварительной затяжки, что приведет к возрастанию момента сопротивления на левом шпинделе 33, сработает дифференциальный механизм 14. При этом левый шпиндель на короткий промежуток времени остановится, а правый, например 34, начнет вращаться с удвоенной угловой скоростью.

Найдем продолжительность времени остановки левого шпинделя.

Максимальное время остановки шпинделя 33 будет в случае, когда собачка ведущей обоймы механизма свободного хода 42 до взаимодействия с зубом храпового колеса ведомой обоймы повернется на один зуб.

Частота вращения ведущей обоймы равна:

$$n_{27} = \frac{n_d}{i_{1,27}} \text{ (об/мин)}, \quad (14)$$

где: n_d – частота вращения ротора электродвигателя 1;

$i_{1,27}$ – передаточное отношение от электродвигателя до оси 25 колеса 27, т.е. оси ведущей обоймы с собачкой.

Частота вращения ведущей обоймы в секунду запишется:

$$n_{27} = \frac{n_d}{60 \cdot i_{1,27}} \text{ (об/с)}. \quad (15)$$

Найдем угол поворота ведущей обоймы в секунду из пропорции:

$$\frac{n_{27} - \varphi}{1 \text{ об/с} - 2\pi} \quad (16)$$

$\varphi = 2\pi n_{27}$, тогда

$$\varphi = \frac{2\pi \cdot n_d}{60 \cdot i_{1,27}} \quad (17)$$

Угол поворота ведущей обоймы на один зуб находим из пропорции:

$$\frac{z - 2\pi}{1 \text{ зуб} - \Delta\varphi} \quad (18)$$

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi}{z} \quad (19)$$

Время остановки ведущей обоймы в секундах запишется:

$$t = \frac{\varphi}{\Delta\varphi} = \frac{2\pi \cdot n_d \cdot z}{60 \cdot i_{1,27} \cdot 2\pi} \quad (20)$$

Окончательно:

$$t = \frac{n_d \cdot z}{60 \cdot i_{1,27}} \quad (21)$$

За это время правый шпиндель 34 гайковерта повернется на угол:

$$\begin{aligned} \varphi^{(6)} &= \omega^{(6)} \cdot t; \\ \omega^{(6)} &= \frac{\pi n^{(6)}}{30} \end{aligned} \quad (22)$$

Учитывая, что угловая скорость шестерни 20 после остановки шпинделя 33 возрастет вдвое, то

$$\omega_{26} = \frac{2\omega_1}{i_{1,26}} \quad (23)$$

Тогда

$$\omega^{(6)} = \frac{\omega_{20}}{i_{26,33}} = \frac{2\omega_1}{i_{1,26} \cdot i_{26,33}} = \frac{2\omega_1}{i^{(6)}} \quad (24)$$

где: $i_{26,33}$ – передаточное отношение зубчатой пары 20, 22 и редуктора 27,28 и 29,30.

Передаточное отношение быстроходной ветви вращения равно:

$$i^{(6)} = i_{1,26} \cdot i_{26,33} \quad (25)$$

Угол поворота шпинделя 34 за время остановки шпинделя 33:

$$\varphi^{(6)} = \frac{2\omega_1}{i_{1,26} \cdot i_{26,33}} = \frac{n_d \cdot z}{60 i_{1,27}} \quad (26)$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_d}{30} \quad (27)$$

Окончательно

$$\varphi^{(6)} = \frac{\pi \cdot n_d^2 \cdot z}{900 i_{1,26} \cdot i_{26,33} \cdot i_{1,27}} \quad (28)$$

Минимальное рассогласование углов поворота шпинделей 33, 34 с учетом неодновременности начала окончательной затяжки соединений.

$$\Delta\varphi_{\text{нзmin}} = \pi \left(\frac{3}{4} + \frac{2\delta}{P} \right) - \varphi^{(6)} \quad (29)$$

$$\Delta\varphi_{\text{нзmin}} = \pi \left(\frac{3}{4} + \frac{2\delta}{P} \right) - \frac{\pi \cdot n_d^2 \cdot z}{900 i_{1,26} \cdot i_{26,33} \cdot i_{1,27}} \quad (30)$$

Найдем минимальную погрешность углов окончательной затяжки резьбовых соединений с учетом быстрой скорости вращения шпинделя 34 до момента начала затяжки резьбовой детали данным шпинделем:

$$\omega^{(6)} = \Delta\varphi_{\text{нзmin}} \cdot t, \quad (31)$$

$$\omega^{(r)} = \Delta\varphi^{(r)} \cdot t, \quad (32)$$

где: t – промежуток времени, через который оба шпинделя начнут обеспечивать окончательную затяжку.

Найдем время t в выражениях (31 и 32) и приравняем их:

$$\frac{\omega^{(6)}}{\Delta\varphi_{\text{нзmin}}} = \frac{\omega^{(r)}}{\Delta\varphi_{\text{min}}} \quad (33)$$

Отсюда:

$$\Delta\varphi_{\text{min}}^{(r)} = \frac{\Delta\varphi_{\text{нзmin}} \omega^{(r)}}{\omega^{(6)}} \quad (34)$$

Окончательно получим:

$$\Delta\varphi_{\text{min}}^{(r)} = \frac{\Delta\varphi_{\text{нзmin}} i^{(6)}}{i^{(r)}} \quad (35)$$

Следовательно, величины погрешностей углов затяжки зависят от соотношения $i^{(6)}$ и $i^{(r)}$. Обозначим

$$A = \frac{i^{(6)}}{i^{(r)}} \quad (36)$$

Из выражения (35) видно, что, чем больше соотношение A , тем меньше рассогласование углов затяжки, тем меньше погрешность осевых сил затяжки, тем меньше погрешность осевых сил затяжки от неодновременности включения окончательной затяжки резьбовых соединений.

$$\delta Q_{\text{нзmin}} = \frac{\Delta\varphi_{\text{нзmin}} \cdot F_6 \cdot E_6 \cdot P}{360 \cdot l} \quad (37)$$

Максимальная погрешность осевых сил затяжки $\delta Q_{\text{нзmax}}$ будет иметь место, когда одна из собачек механизма свободного хода, например 43, сразу войдет в зацепление с зубом храпового колеса.

Следовательно, в выражении (30) второе слагаемое равно нулю. Отсюда

$$\Delta\varphi_{\text{нзmin}} = \pi \left(\frac{3}{4} + \frac{2\delta}{P} \right) \quad (38)$$

Окончательно максимальная погрешность осевой силы затяжки от неодновременности начала окончательной затяжки запишется:

$$\delta Q_{\text{нзmax}} = \frac{\Delta\varphi_{\text{нзmax}} \cdot F_6 \cdot E_6 \cdot P}{360 \cdot l} \quad (39)$$

Погрешность осевой силы затяжки резьбовых соединений от разности приведенных к осям шпинделя моментов инерции вращающихся частей ветвей гайковерта, патронов и резь-

бовых деталей - δQ_{Δ} . Эта погрешность находится:

$$\delta Q_{\Delta\omega} = \frac{\Delta\omega_{\text{пр}}^2 \cdot F_6 \cdot E_6 \cdot P}{720 \cdot \varepsilon_{\text{пр}} \cdot l} \quad (40)$$

Найдем составляющие случайных погрешностей осевых сил на этапе окончательной затяжки групповых соединений гайковертом на основе муфты предельного момента, дифференциального механизма и механизмов свободного хода.

Суммарная погрешность осевых сил окончательной затяжки запишется:

$$\delta Q_0 = \sqrt{\delta Q_k^{2/} + \delta Q_{\Delta}^{2/} + \delta Q_{\Delta\omega}^{2/}} \quad (41)$$

Погрешность осевой силы затяжки $\delta Q_k^{2/}$ находится из выражения (8), погрешность $\delta Q_{\Delta}^{2/}$ – из выражения:

$$\delta Q_I = \frac{I_z \omega_3^2 F_6 E_6 P}{32 \cdot 360 \cdot Q_0 \cdot l} \quad (42)$$

погрешность $\delta Q_{\Delta\omega}^{2/}$ – из выражения:

$$\delta Q_{\Delta\omega}^{2/} = \frac{\Delta\omega_3^2 F_6 E_6 P}{720 \varepsilon_3 l} \quad (43)$$

Суммарная погрешность осевых сил затяжки резьбовых деталей многшпindleльным гайковертом на основе муфты предельного момента, дифференциального механизма и механизма свободного хода запишется:

$$\delta Q_{\Sigma} = \sqrt{\delta Q_{\Pi}^2 + \delta Q_0^2} \quad (44)$$

Следовательно, теоретическое значение погрешностей осевой силы затяжки многшпindleльным гайковертом составляет не более 3% от номинального значения осевой силы.

Литература

1. Иосилевич, Г.Б Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник / Г.Б. Иосилевич, Г.Б. Строганов, Ю.В. Шарловский. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.

Особенности сборки цилиндрических соединений с натягом комбинированным клеетепловым методом

Князев Д.В.

ГКНПЦ им. М.В. Хруничева,

Комбинированный клее-тепловой метод сборки соединений с натягом находит все большее применение в промышленности, так как прочность таких соединений в 2,5...3 раза выше, чем у соединений, полученных нагревом охватывающей детали, и в 1,3...1,5 раза, чем у соединений, образующихся склеиванием.

Анализ клее-теплого метода сборки. Сочетание двух методов позволяет устранить недостатки, присущие каждому из них. Так, наличие диаметрального зазора δC под адгезив, оптимальная величина которого составляет 0,1...0,3 мм, не позволяет обеспечить центрирование собираемых деталей. При этом смещение сопрягаемых поверхностей Δ может достигать величины $\delta C/2$, а угол их перекося $\alpha = \arctg \delta C/L$, где L – длина сопряжения. Это недопустимо при сборке валов с зубчатыми колесами, подшипниками и т.п., поэтому процесс сборки усложняется центрированием сопрягаемых поверхностей перед выполнением соединения и закреплением деталей на время полимеризации адгезива, что требует применения специальных сборочных приспособлений. Соединения с натягом, получаемые за счет нагрева охватывающей детали, имеют низкий предел усталостной прочности, недостаточную ста-