

02.08

4

Министерство высшего и среднего специального  
образования СССР

Челябинский политехнический институт  
имени Ленинского комсомола

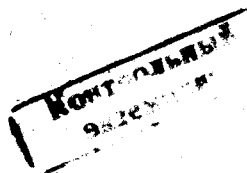
На правах рукописи

Карасев Александр Петрович

ИССЛЕДОВАНИЕ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ  
КАЧЕСТВА СБОРКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Специальность 05.02.08 - "Технология машиностроения"

А в т о р е ф е р а т  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



Челябинск - 1980

Работа выполнена на кафедре автоматизации механосборочного производства (АМСП) Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола и на Челябинском тракторном заводе имени В.И.Ленина.

Научный руководитель - докт.техн.наук профессор Тверской М.М.

Официальные оппоненты: докт.техн.наук профессор Коганов И.А.  
(г.Тула),  
канд.техн.наук доцент Зиняев В.И.  
(г.Уфа).

Ведущее предприятие - НИИ тракторосельхозмаш г.Москва.

Автореферат разослан "\_\_\_" \_\_\_\_\_ 1980 г.

Защита состоится "\_\_\_" \_\_\_\_\_ 1980 г. в 15 часов в аудитории 244 на заседании специализированного совета К.053.13.01 по присуждению ученой степени кандидата технических наук в Челябинском политехническом институте имени Ленинского комсомола (454044, Челябинск, проспект имени В.И.Ленина, 76).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь  
специализированного совета  
канд.техн.наук доцент



Меньшаков В.М.

Актуальность работы

В соответствии с современными требованиями в решениях XXV съезда партии и последующих Пленумов ЦК КПСС выдвинуты пути дальнейшего подъема машиностроения. Сборка является завершающим этапом производственного процесса в машиностроении и во многом определяет качество изготавливаемой продукции.

Особое место в конструкциях и технологии производства машин занимают резьбовые соединения (РС). На их долю приходится до 80% общего количества применяемых соединений, трудозатраты на сборку РС составляют до 10% общей трудоемкости изготовления изделия; из-за некачественной сборки РС в эксплуатации до 10% рабочего времени тракторного агрегата и до 40% времени техобслуживания автомобиля затрачивается на проверку и подтяжку крепежа.

Как правило, все ответственные РС собираются с предварительной затяжкой. Созданное усилие затяжки контролируют различными методами, технологические параметры которых (крутящий момент на ключе, угол поворота гайки и др.) имеют функциональную связь с усилием затяжки.

Расчет величин технологических параметров, соответствующих заданному усилию затяжки, представляет серьезную научную и практическую задачу, решение которой для конкретных соединений достигается часто опытным путем. Не всегда обоснованно назначаются и методы контроля качества сборки РС, так как отсутствуют научные рекомендации.

Для сборки РС применяются разнообразные по конструкции ручные и механизированные резьбозавертывающие инструменты и устройства. Однако машиностроительные заводы с массовым и крупносерийным типами производства до сих пор не имеют простого, надежного, точного и высокопроизводительного механизированного инструмента. Как правило, после затяжки РС механизированным инструментом ответственные соединения проверяются ручными динамометрическими ключами, что не способствует снижению трудоемкости сборочных работ. Особенно остро эта проблема стоит в отрасли тяжелого тракторостроения, где многие массовые РС подвергаются затяжке крутящим моментом до 1000 Н.м.

Цель работы - исследование путей повышения качества и производительности сборки РС в массовом производстве тяжелых промышленных тракторов, их двигателей и других подобных изделий.

Основные задачи

I. Изучение и математическое описание влияния некоторых погрешностей изготовления деталей РС на процесс затяжки.

2. Уточнение расчетных зависимостей "контролируемый технологический параметр - усилие затяжки" и разработка рекомендаций по выбору рационального метода контроля усилия затяжки при сборке конкретных РС.

3. Разработка методики, оснастки и проведение экспериментальных исследований для определения качественных и количественных характеристик процесса затяжки РС.

4. Разработка конструкций и исследование механизированных резьбовозавертывающих инструментов с активным контролем технологических параметров.

5. Внедрение основных результатов исследования в производство.

### Научная новизна

1. Составлена модель наиболее вероятного РС, отражающая качество поступающих на сборку деталей и рекомендуемая в качестве объекта при исследованиях процесса затяжки.

2. Дано математическое описание влияния ряда технологических погрешностей деталей реального РС на процесс затяжки и разработаны уточненные зависимости "технологический параметр - усилие затяжки".

3. Разработана методика расчета величин технологических параметров для комбинированного метода контроля усилия затяжки - крутящего момента предварительного обжатия стыков и дополнительного угла поворота крепежной детали для создания заданного усилия затяжки.

4. Разработана методика выбора рационального метода контроля усилия затяжки конкретных РС и определения расчетной погрешности усилия затяжки при известной (заданной) вариации составляющих зависимостей "технологический параметр - усилие затяжки". Методика позволяет решать и обратную задачу.

5. На основе исследования динамической модели системы "гайко - верт - РС" даны рекомендации по проектированию рациональных конструкций гайковертов с активным контролем момента затяжки на ключе и выбору их конструктивных параметров.

### Практическая ценность и реализация работы

1. Учет неизбежных погрешностей изготовления деталей РС при расчетах технологических параметров, контролируемых при затяжке, способствует повышению точности создания заданного усилия затяжки, надежности и долговечности РС.

2. Методика выбора технологических методов контроля усилия затяжки позволяет назначать наиболее рациональный метод контроля с учетом достигаемой точности и производительности сборочной операции.

3. Разработанная методика назначения допускаемых угловых зазоров между опорными торцами деталей РС и зазора в резьбовом сопряжении дает возможность на стадии конструирования РС управлять расчетным напряженным состоянием стержня болта (шпильки), что увеличивает эксплуатационную надежность РС.

4. Предложения методика планируемого многофакторного экспериментального исследования процесса затяжки и разработанная экспериментальная установка позволяют имитировать условия затяжки реальных РС, получить необходимый объем информации о процессе затяжки при минимальных затратах и количестве исследуемых образцов.

5. Предложены конструктивные схемы механизированных резьбозавертывающих инструментов с активным контролем задаваемых технологических параметров, например крутящего момента затяжки РС. Построенная математическая модель позволяет найти оптимальные конструктивные характеристики измерительной планетарной передачи и режим работы резьбозавертывающего инструмента.

Результаты, полученные в работе, используются при проектировании и совершенствовании ряда РС тяжелых промышленных тракторов и их двигателей, при разработке методов повышения точности обработки крепежных деталей и конструкций механизированных резьбозавертывающих многоспindleльных гайковертов, установок и полуавтоматов. На Челябинском тракторном заводе им. В.И. Ленина разработаны рабочие чертежи на 26 наименований сборочного оборудования на основе 6 базовых гайковертов. 15 сборочных полуавтоматов и гайковертов изготовлены и внедрены в производство, что подтверждено тремя актами внедрения. Техническая документация на ряд разработанных конструкций гайковертов направлена по запросам на предприятия гг. Свердловска, Челябинска, Ярославля и др.

#### Апробация работы

Результаты исследований по теме диссертации автором докладывались:

1. На ежегодных научно-технических конференциях в Челябинском политехническом институте им. Ленинского комсомола в 1971-1979 гг.
2. На производственно-техническом семинаре "Опыт внедрения механизированного сборочного инструмента на предприятиях отрасли". Минтракторсельхозмаш, Павлово-на-Оке, 1973.
3. На Всесоюзной научно-технической конференции "Сборка-76". Тула, 1976.
4. На зональном научно-техническом семинаре "Механизация и ав-

томатизация сборочных работ. Применение промышленных роботов". Челябинск, 1978.

5. На Всесоюзной научно-технической конференции с участием специалистов СЭВ "Сборка-79". Ленинград, 1979.

### Публикация

Основное содержание диссертации отражено в 14 печатных работах автора, в том числе в 5 авторских свидетельствах на изобретения по теме диссертации.

### Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, пяти глав и заключения. Объем диссертации: 142 страницы основного текста, 68 иллюстраций, 25 таблиц и 7 приложений (в том числе 3 акта внедрения). Список литературы содержит 167 наименований. Общий объем работы составляет 310 страниц.

## ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА ЗАТЯЖКИ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Основными точностными параметрами деталей РС, определяющими характер сопряжения, являются неперпендикулярность опорных торцов и зазор в резьбовом сопряжении, а РС, построенное с учетом средних значений (математических ожиданий) указанных погрешностей, отражает наиболее вероятную модель реального РС.

Процесс затяжки такого РС рассматривается на примере одиночного болтового соединения (рис.1). При этом были приняты допущения: степень влияния контактных деформаций поверхностей сопряжения более чем на порядок меньше влияния указанных погрешностей, шаг резьбы и угол профиля витка имеет номинальные размеры, средние диаметры резьбы болта и гайки неизменны на длине нарезки, оси резьбы болта и гайки - совпадают. Усилие затяжки создается вращением гайки под действием крутящего момента. Ось РС совпадает с осью отверстия одной из деталей корпуса, в которое с зазором, близким к нулю, установлен болт. Головка болта касается корпуса и не может поворачиваться вокруг оси.

Процесс затяжки такого соединения отличается от затяжки идеального РС наличием дополнительных этапов: после касания опорных торцов гайки и корпуса происходит выборка сначала зазора в резьбовом сопряжении деталей, а затем угловых зазоров между опорными торцами.

Выборка зазоров в резьбовом сопряжении болта и гайки сопровождается поворотом гайки в плоскости, проходящей через точку касания

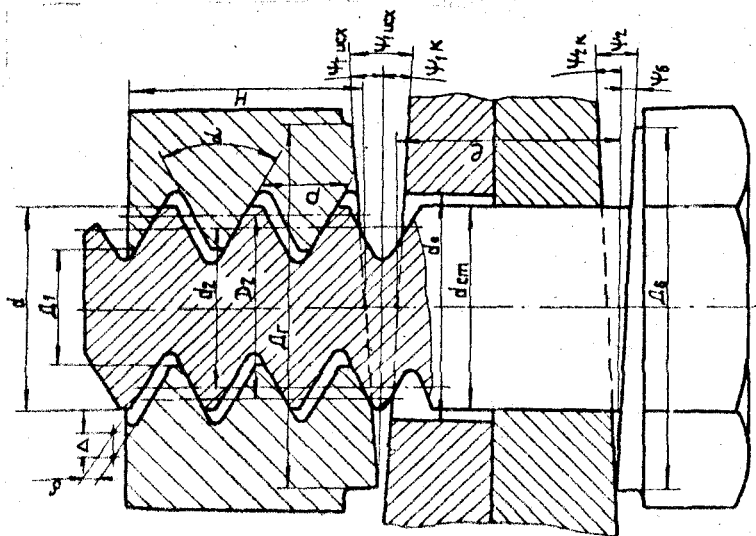


Рис. 1

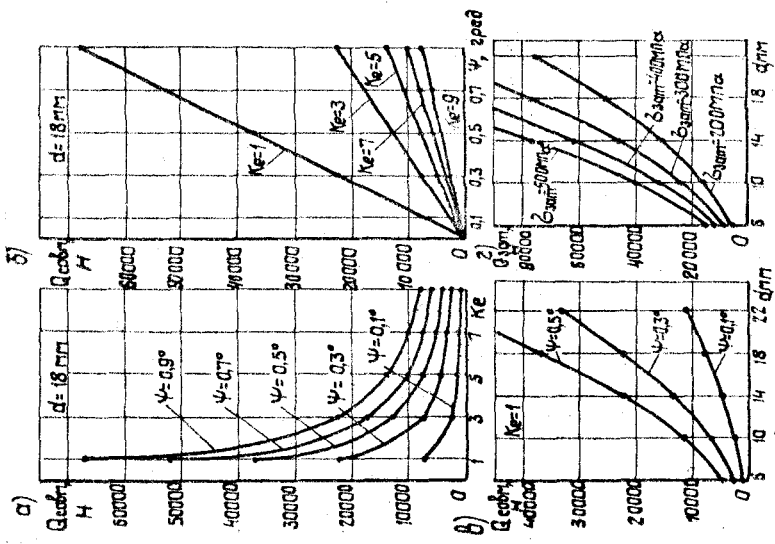


Рис. 2

и ось РС, на угол  $\gamma$ , величина которого определяется в зависимости от осевого зазора в резьбовом сопряжении  $\delta$  (рис. I):

$$\gamma = \arctg \frac{(n-0,5)P}{d} - \arctg \left[ k + \frac{b(1+k^2)}{\sqrt{R^2(1+k^2) - b^2} - kb} \right], \quad (I)$$

где  $k = \text{tg} \alpha / 2$ ;  $n = H/p$ ;  $b = (n-0,5)P - kd - \delta$ ;  $R^2 = d^2 + (n-0,5)^2 P^2$ .

Неперпендикулярные опорные торцы гайки и корпуса, корпуса и головки болта имеют между собой угловые зазоры, характеризуемые векторной суммой углов неперпендикулярности соответствующих пар торцов:

$$\psi_1 = \sqrt{\psi_r^2 + \psi_k^2 - 2\psi_r \psi_k \cos[180^\circ - (\psi_{1усх}^\circ - \psi_{кл}^\circ)]} - \gamma; \quad (2)$$

$$\psi_2 = \sqrt{\psi_6^2 + \psi_{2к}^2 - 2\psi_6 \psi_{2к} \cos[180^\circ - \psi_{2усх}^\circ]}, \quad (3)$$

где  $\psi_{1усх}^\circ$  и  $\psi_{2усх}^\circ$  - углы между векторами  $\psi_r$  и  $\psi_k$ ,  $\psi_6$  и  $\psi_{2к}$  в момент касания опорных торцов.

В зависимости от значений углов  $\psi_{1усх}^\circ$  и  $\psi_{2усх}^\circ$  даже для одной и той же пары деталей величины  $\psi_1$  и  $\psi_2$  находятся в пределах от суммы до разности составляющих.

При последующем вращении гайки вокруг оси резьбы болта происходит выборка угловых зазоров при совмещении опорных торцов за счет изгиба соответствующих участков стержня болта под действием создаваемой осевой силы  $Q$  в точке контакта.

Из условия равенства изгибающего момента, создаваемого силой  $Q$  в точке контакта торца гайки с корпусом, и изгибающего момента, допускаемого жесткостью стержня болта на изгиб, получены формулы для определения силы  $Q_{совм}$ , достаточной для совмещения опорных торцов деталей:

$$Q_{совм} = \left( \frac{\alpha_1}{k_r d} \right)^2 \frac{E_b J_{16}}{\cos \psi_1}; \quad (4)$$

$$Q_{совм} = \left( \frac{\alpha_2}{k_b d} \right)^2 \frac{E_b J_{26}}{\cos \psi_2}, \quad (5)$$

где  $E_b$  - модуль упругости материала болта;  $J_{16}$  и  $J_{26}$  - осевые моменты инерции сечений болта под гайкой и головкой болта соответственно; значения  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  определяются из уравнений:

$$\alpha_1 t h \alpha_1 = 2k_r k_r' \sin \psi_1; \quad (6)$$

$$\alpha_2 t h \alpha_2 = 2k_b k_b' \sin \psi_2; \quad (7)$$

$$k_r = \frac{D_r}{d}; \quad k_b = \frac{D_b}{d}; \quad k_e = \frac{e}{d}.$$

На рис. 2 представлены результаты расчета по формулам (4) и (5).

Рассматривая рассогласование осевого перемещения гайки, задаваемого шагом резьбы и ограничиваемого неперпендикулярными опорными торцами деталей, получаем уравнения для определения угла поворота гайки вокруг оси резьбы, необходимого для совмещения одного из опорных тор-



пов - гайки с корпусом  $\varphi_{1,совм}$  или головки болта с корпусом  $\varphi_{2,совм}$ .

$$\varphi_{1,совм}^{\circ} = \frac{180^{\circ}}{p} [D_r \operatorname{tg} \varphi_1 + D_b \operatorname{tg} (\delta \varphi_2)]; \quad (8)$$

$$\varphi_{2,совм}^{\circ} = \frac{180^{\circ}}{p} [D_r \operatorname{tg} (\delta \varphi_1) + D_b \operatorname{tg} \varphi_2], \quad (9)$$

где  $\delta \varphi_1 = \varphi_1 \frac{Q_{2,совм}}{Q_{1,совм}}$  при  $Q_{1,совм} > Q_{2,совм}$  ;

$\delta \varphi_2 = \varphi_2 \frac{Q_{1,совм}}{Q_{2,совм}}$  при  $Q_{2,совм} > Q_{1,совм}$  .

Дополнительный угол поворота гайки вокруг оси резьбы болта для совмещения второй пары опорных торцов:

$$\Delta \varphi_1^{\circ} = \frac{180^{\circ}}{p} D_r \operatorname{tg} (\varphi_1 - \delta \varphi_1); \quad (10)$$

$$\Delta \varphi_2^{\circ} = \frac{180^{\circ}}{p} D_b \operatorname{tg} (\varphi_2 - \delta \varphi_2). \quad (11)$$

Общий угол поворота гайки, необходимый для совмещения опорных торцов деталей РС:

$$\varphi_{совм} = \varphi_{1,совм} + \Delta \varphi_2 = \varphi_{2,совм} + \Delta \varphi_1, \quad (12)$$

или  $\varphi_{совм}^{\circ} = \frac{180^{\circ}}{p} (D_r \operatorname{tg} \varphi_1 + D_b \operatorname{tg} \varphi_2). \quad (13)$

По значениям  $\varphi_{1,совм}$  и  $Q_{1,совм}$  в координатах  $Q-\varphi$  на рис. 3 построены графики, характеризующие процесс выборки угловых зазоров между опорными торцами. Расчетные значения  $\varphi_{1,совм}$  и  $Q_{1,совм}$  достаточно хорошо (с ошибкой не более 20%) ложатся на экспериментальную кривую, показанную на рис. 3 пунктиром.

После выборки зазоров в резьбовом сопряжении и угловых между опорными торцами закон осевого перемещения гайки и возрастания осевого усилия задается шагом резьбы и углом поворота гайки вокруг оси резьбы и имеет практически линейный характер.

#### ВЫБОР МЕТОДОВ И РАСЧЕТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ УСИЛИЯ ЗАТЯЖКИ РС

При расчетах угла поворота ключа  $\varphi_{кл}$  для создания заданного усилия затяжки  $Q_{зат}$  необходимо принимать во внимание величину дополнительного угла поворота гайки для совмещения опорных торцов:

$$\varphi_{кл}^{\circ} = \frac{360^{\circ}}{p} [Q_{зат} \lambda_{рс} + 0,5 (D_r \operatorname{tg} \varphi_1 + D_b \operatorname{tg} \varphi_2)], \quad (14)$$

где  $\lambda_{рс}$  - суммарный коэффициент пошатливости деталей РС.

Аналитическим путем пока не удается выявить влияние рассматриваемых геометрических погрешностей деталей РС на функциональную зависимость "момент затяжки  $M_{зат}$  - усилие  $Q_{зат}$ ". Исследование влияния

окрости поперечной деформации гайки и болта под действием силы  $Q_{зат}$  на величины моментов трения в резьбе  $M_p$  и на торце гайки  $M_T$  не выявило значимого результата, степень влияния этого фактора не превышает 0,5%. Экспериментальные исследования подтверждают практически линейную зависимость  $M_{зат} = f(Q_{зат})$  с коэффициентом корреляции не ниже 0,95. В связи с этим момент затяжки можно вычислять по известным формулам.

Величины технологических параметров для комбинированного метода контроля усилия затяжки (момент предварительного обжатия стыков  $M_{np}$  и дополнительный угол поворота гайки  $\varphi_{гон}$  для создания заданного усилия затяжки  $Q_{зат}$ ) могут быть рассчитаны по методике, согласно которой усилие  $Q_{np}$  предварительного обжатия стыков в соединении должно соответствовать началу линейного участка зависимости  $Q - \varphi$  (рис.3) и превышать силу  $Q_{совм}$  с некоторым запасом, учитываемым коэффициентом  $K_Q > 1$ .

Тогда  $M_{np}$  подсчитывается по известным формулам при  $Q_{зат} = Q_{np}$ , а дополнительный угол поворота гайки на линейном участке зависимости  $Q - \varphi$

$$\varphi_{гон}^{\circ} = \frac{360^{\circ}}{P} (Q_{зат} - Q_{np}) \lambda_{рс} \quad (15)$$

Выбор метода контроля усилия  $Q_{зат}$  для конкретного РС предлагается производить на основании расчетов и сравнения коэффициентов точности  $W_i$  для рассматриваемых методов:

$$W_i = \pm \frac{Q_{зат\ max}^{(i)} - Q_{зат\ min}^{(i)}}{2Q_{зат}} \quad (16)$$

где  $i$  - индекс метода контроля.

Значения  $Q_{зат\ max}$ ,  $Q_{зат}$  и  $Q_{зат\ min}$  подсчитываются из формул, составленных для определения технологических параметров. Например, для метода контроля  $Q_{зат}$  по углу поворота гайки:

$$Q_{зат}^{(\varphi)} = \frac{\bar{\varphi}_{зат}^{\circ} P}{360^{\circ} [\lambda_{рс} + 0,5(\bar{D}_r \operatorname{tg} \bar{\psi}_1 + \bar{D}_s \operatorname{tg} \bar{\psi}_2)]} \quad (17)$$

$$Q_{зат\ max}^{(\varphi)} = \frac{\bar{\varphi}_{зат}^{\circ} (1 + W_{\psi_{ум}}) P}{360^{\circ} \lambda_{рс\ min}} \quad (18)$$

$$Q_{зат\ min}^{(\varphi)} = \frac{\bar{\varphi}_{зат}^{\circ} (1 - W_{\psi_{ум}}) P}{360^{\circ} [\lambda_{рс\ max} - 0,5(\bar{D}_{r\ max} \operatorname{tg} \bar{\psi}_{1\ max} + \bar{D}_{s\ max} \operatorname{tg} \bar{\psi}_{2\ max})]} \quad (19)$$

где  $W_{\psi_{ум}}$  - коэффициент точности измерения и обеспечения контролируемого технологического параметра - угла поворота гайки и ключа,

$$W_{\psi_{ум}} = \pm \frac{\bar{\varphi}_{зат\ max} - \bar{\varphi}_{зат\ min}}{2\bar{\varphi}_{зат}} \quad (20)$$

Аналогично определяются значения коэффициентов точности  $W_{M_{зат}}$

и  $W_{M_{совм}}$ .

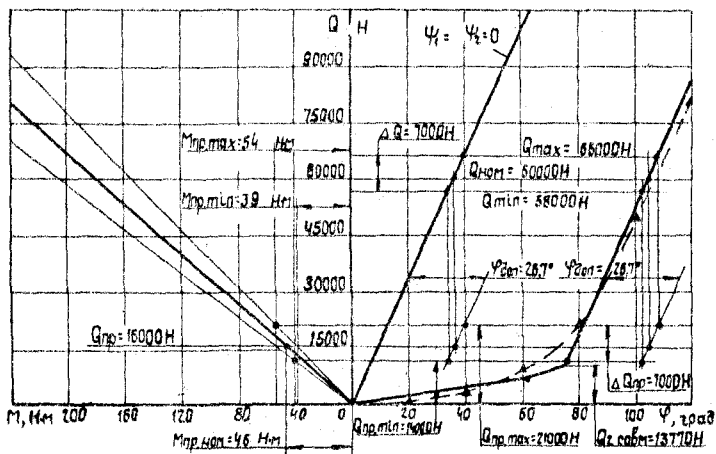


Рис. 3

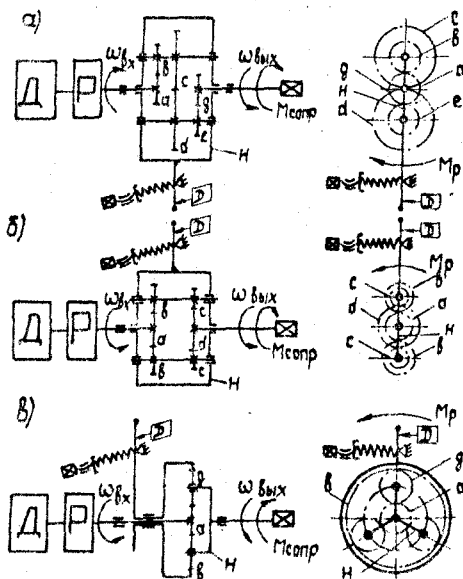


Рис. 4

Представленная методика может быть использована для определения размаха и средних значений контролируемых технологических параметров, что делает возможным обоснованно производить выбор гайковертов.

На основании практических расчетов технологических параметров в условиях массового и серийного производства целесообразно:

1. Контроль усилия затяжки измерением угла поворота гайки использовать в случаях, когда влияние собственной податливости деталей РС существенно превышает влияние угловых зазоров под опорными торцами или при компенсации угловых зазоров зазором в резьбовом сопряжении.

2. Контроль усилия измерением момента затяжки на ключе резьбо-завертывающего инструмента рекомендуется при затяжке РС с пониженной точностью изготовления деталей и при  $K_p < 3$ .

3. Комбинированный метод контроля рекомендуется использовать в случаях, когда требуется повышенная точность создаваемого усилия затяжки.

Для всех методов контроля должно выполняться условие: усилие совмещения торцов  $Q_{совм\ max}$  должно быть существенно меньше заданного усилия затяжки  $Q_{зат\ min}$ .

#### ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РС

Предлагается методика, позволяющая на стадии проектирования РС регламентировать соотношения напряжения растяжения  $\sigma_p$ , напряжения изгиба  $\sigma_u$  и суммарного наибольшего растягивающего напряжения крайних волокон стержня  $\sigma_{зат}$ , т.е.

$$\sigma_p = \alpha_{гон} \sigma_{зат} \quad (21)$$

$$\sigma_u = (1 - \alpha_{гон}) \sigma_{зат} \quad (22)$$

где  $\alpha_{гон}$  - допускаемый коэффициент соотношения напряжений.

Из известной формулы И.А.Биргера для определения  $\sigma_u$  с учетом  $\sigma_{зат}$  выразим значение угла перекося торца. С учетом (23) и (24) получим формулу для расчета допускаемого углового зазора

$$\psi_{гон}^{\circ} = \frac{90^{\circ} (1 - \alpha_{гон}) \sigma_{зат} \operatorname{th} \left( 4k_e \sqrt{\frac{\alpha_{гон} \sigma_{зат}}{E_6}} \right)}{\sqrt{E_6 \alpha_{гон} \sigma_{зат}}} \quad (23)$$

Желательно, чтобы  $\psi_{1\max} \leq \psi_{гон}$  и  $\psi_{2\max} \leq \psi_{гон}$ . В зависимости от конкретных конструктивных факторов и с учетом технологических возможностей производится распределение углов неперпендикулярности для опорных торцов гайки, головки болта и корпуса.

Приняв во внимание, что поворот гайки в осевой плоскости на угол  $\delta$  за счет зазора в резьбовом сопряжении уменьшает величину углового зазора между торцами деталей, найдем величины осевого зазора в резьбовой паре болт-гайка. Полагая, что  $\delta = \psi_{гон}$  - при полной компенсации углового зазора и  $\delta = \alpha_{гон} \psi_{гон}$  - при частичной компенсации углового зазора, сохраняющей заданное соотношение  $\sigma_p$  и  $\sigma_u$ , получаем:

$$\delta_{max} = R [\kappa \cos(\epsilon_i - \psi_{гон}) - \sin(\epsilon_i - \psi_{гон})] - kd + (n-0,5)P, \quad (24)$$

$$\delta_{min} = R [\kappa \cos(\epsilon_i - \alpha_{гон} \psi_{гон}) - \sin(\epsilon_i - \alpha_{гон} \psi_{гон})] - kd + (n-0,5)P, \quad (25)$$

где  $\epsilon_i = \arcsin \frac{(n-0,5)P}{d}$ .

В случаях, когда обеспечение расчетной перпендикулярности опорных торцов при их изготовлении не может быть гарантировано, а расчетные зазоры в резьбе существенно снижают прочность, необходимо изменение конструкции РС - увеличение длины болта, шага резьбы и т.п.

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Методика исследования предусматривает статистический анализ качества изготовления деталей и построение модели реального РС, проведение планируемого \* многофакторного эксперимента и математическую обработку полученных результатов.

Эксперименты по затяжке разнообразных РС проводились на экспериментальной установке, выполненной на базе токарного станка, оснащенного динамометрическим редуктором с измерителем крутящего момента на ключе (в.с. 289896) и четырехкомпонентным динамометром (в.с. 427251) для одновременного измерения  $Q_{зат}$ ,  $M_{зат}$ ,  $M_p$  и  $M_T$  с отсчетом угла поворота гайки  $\psi$  при разных частотах вращения ключа.

В качестве примера приводятся результаты экспериментального исследования РС шатуна тракторного двигателя Д-130. Эксперимент по затяжке оксидированных шатунных болтов с омедненными гайками М18Х1,5 проводился на 6 факторах (скорость затяжки  $V$ , м/мин; разность твердости болта и гайки  $T$ , ед. HRC; осевое усилие  $Q$ , Н; рабочая высота витка резьбы  $h$ , мм; осевой зазор в резьбовом сопряжении  $\delta$ , мкм; суммарный угловой зазор  $\psi$ , мин); каждый - на 5 уровнях, охватывающих реальный диапазон изменения факторов. Проведено 25 опытов, каждый на 3 комплектах болт-гайка-подкладные шайбы. Последние

\* Протоколяков М.М., Тедер Р.И. Методика рационального планирования экспериментов. М., Наука, 1970.

имитируют опорные поверхности шатуна. На осциллограмму записывались процессы I, 2, 3, 5 и 8-й затяжек каждого комплекта.

В результате математической обработки экспериментальных данных получены следующие эмпирические уравнения:

для первой затяжки -

$$M_{\rho} = 0,0031Q - 0,172V - 0,0032T + 1,8h - 0,0193\delta - 0,0079\psi + 0,365 ; \quad (26)$$

$$\varphi_{\rho}^{\circ} = 3,54V + 0,135T + 0,03011Q + 52,3h + 0,052\delta + 1,08\psi - 40,7^{\circ} ; \quad (27)$$

при многократной затяжке -

$$M_{\rho N} = 0,0029Q + 0,113V - 0,0268T + 1,7624h - 0,1452N - 0,0168\psi + 0,987 ; \quad (28)$$

$$\varphi_{\rho N}^{\circ} = 5,025V + 0,018T + 0,0284Q + 3,7h + 15,168N + 0,36\psi + 8,5^{\circ} . \quad (29)$$

Погрешность аппроксимации частных уравнений не превышала 5% при коэффициенте корреляции не ниже 0,20 для функции  $\varphi_{\rho}^{\circ}$  и не ниже 0,34 для  $M_{\rho}$ . По экспериментальным значениям момента трения  $M_{\rho}$  получены коэффициенты трения в резьбе  $f_{\rho}$  для каждого опыта и выведены эмпирические формулы:

для первой затяжки

$$f_{\rho} = (-3,7V - 0,8T + 0,0017Q + 35,9h - 0,1\delta + 0,04\psi) 10^{-3} + 0,1136 ; \quad (30)$$

для многократной затяжки

$$f_{\rho N} = (0,2V - 0,02T - 0,0014Q + 28,2h + 1,1N - 0,3\psi) 10^{-3} + 0,1281 . \quad (31)$$

По экспериментальным значениям угла поворота гайки  $\varphi_{\rho}$  для первой затяжки были определены коэффициенты покатливости  $\lambda_{\rho 1}$  и  $\lambda_{\rho 2}$  (роль корпуса выполняли упругие элементы динамометра) по формулам:

$$\lambda_{\rho 1} = \frac{\varphi_{\rho}^{\circ} \rho}{360^{\circ} Q} ; \quad (32)$$

$$\lambda_{\rho 2} = \frac{\varphi_{\rho}^{\circ} \rho - 180^{\circ} (D_1 \operatorname{tg} \psi_1 + D_2 \operatorname{tg} \psi_2)}{360^{\circ} Q} . \quad (33)$$

Результаты математической обработки значений  $\lambda_{\rho 1}$  и  $\lambda_{\rho 2}$  дали следующие соотношения:

$$\lambda_{\rho 1} = (5,984V + 0,884T + 142000Q + 53,56h - 0,115\delta + 1,79\psi + 19,3) 10^{-6} ; \quad (34)$$

$$\lambda_{\rho 2} = (3,9V - 0,19T - 0,0015Q + 56,5h - 0,14\delta + 0,34\psi + 84,6) 10^{-6} . \quad (35)$$

Степень влияния каждого фактора оценивалась отношением произведения его среднего значения на соответствующий коэффициент к среднему значению соответствующей функции. Так, на величину момента затяжки  $M_{\rho}$  влияют усилие  $Q$  (коэффициент влияния  $\mathcal{E}_{M_Q} = 0,972$ ) и рабочая высота витка резьбы  $h$  ( $\mathcal{E}_{M_h} = 0,0708$ ). Воздействие других факторов ( $V$ ,  $T$ ,  $\delta$  и  $\psi$ ) ниже погрешности аппроксимации частных уравнений. Величина угла поворота гайки  $\varphi_{\rho}$  при первой затяжке зависит от усилия  $Q$  ( $\mathcal{E}_{\varphi_Q} = 0,8143$ ), высоты витка резьбы  $h$  ( $\mathcal{E}_{\varphi_h} = 0,176$ )

и углового зазора  $\Psi$  ( $\varepsilon_{\Psi} = 0,180$ ). При последующих затяжках возрастает степень влияния силы  $Q$  и сохраняется, хотя и в меньшей степени, влияние углового зазора  $\Psi$ . Выявлено, что на коэффициент трения  $f_p$  существенно влияет только рабочая высота витка  $h$  ( $\varepsilon_{f_p h} = 0,1866$ ), а угловые зазоры между опорными торцами и податливость витков резьбы - на величину коэффициента податливости  $\lambda_{pc} = \lambda_3$ . Расчеты по формулам (32) и (33) показывают, что  $\lambda_{31} > \lambda_{32}$  на 31,2%, причем особенно большая разница отмечается в зоне сравнительно малых (до 20000 Н) значений силы  $Q$ . После исключения влияния угловых зазоров величина  $\lambda_{32}$  зависит только от рабочей высоты витка резьбы  $h$  ( $\varepsilon_{\lambda_{32} h} = 0,316$ ).

Эксперименты подтвердили необходимость учета угловых зазоров при расчетах контролируемых технологических параметров.

### РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЙКОВЕРТОВ С АКТИВНЫМ КОНТРОЛЕМ

Наиболее рациональны те операции сборки РС, в которых предусматривается одновременное выполнение механизированным инструментом процесса затяжки и контроля величины заданного технологического параметра (крутящего момента на ключе, угла поворота ключа и т.п.).

Для оснащения таких операций автором разработаны принципиальные схемы (рис. 4) механизированных гайковертов с активным контролем крутящего момента на ключе (а.с. 289896). Контроль осуществляется измерением величины реактивного момента на опорных элементах измерительной планетарной передачи. Для создания рациональных конструкций гайковертов с контролем момента на ключе и выявления факторов, способствующих снижению погрешности момента затяжки, изучалась динамическая система "гайковерт - РС". На рис. 5 представлены схемы работы измерительной планетарной передачи гайковерта.

Работа системы рассматривалась в виде последовательных этапов:

1. Затяжка РС до величины крутящего момента на ключе  $M_2^{(1)} = M_2^{(0)}$ , соответствующего значению момента предварительной статической настройки измерительной системы гайковерта. Эта система работает как простая планетарная передача с заторможенным звеном 3 (рис. 5а). Угловые скорости звена 1  $\varphi_1 = const$  и звена 2  $\varphi_2^{(1)} = const$ .

2. Продолжение затяжки в течение времени, соответствующем перемещению шпинделя датчика Д для выдачи команды на отключение питания привода (рис. 5б). Измерительная система работает как дифференциальная планетарная передача: звено 3 поворачивается на угол  $\Delta\varphi_3^{(2)}$ , соответствующий ходу шпинделя, а звено 2 (водило и ключ гайковерта) - на угол  $\Delta\varphi_2^{(2)}$ .

3. Продолжение затяжки в течение времени  $\Delta t$  прохождения команды на отключение привода от момента выдачи этого сигнала до фактического прекращения питания (рис. 5б). Звено 3 дополнительно поворачивается на угол  $\Delta\varphi_3^{(3)}$ , а ключ (звено 2) - на угол  $\Delta\varphi_2^{(3)}$ .

4. Продолжение затяжки РС за счет инерции вращающихся масс гайковерта после прекращения питания привода (рис. 5в).

В расчетах было принято, что элементы в связи кинематической цепи гайковерта кроме жесткости РС  $C_2$  и пружин измерительной системы  $C_3$  являются абсолютно жесткими.

Движение системы на 2-4-м этапах описывалось уравнениями Лагранжа II рода с постоянными коэффициентами.

Дифференциальное уравнение движения звена 3 на 2 и 3-м этапах:

$$\ddot{\varphi}_3 = -A_1 t - A_2 \dot{\varphi}_3 - A_3 \varphi_3 \quad (36)$$

$$\text{где } A_1 = \frac{1}{2} \frac{I_{31}}{\alpha_3 (1-I_{31})} (C_2 + \beta_2) \dot{\varphi}_1; \quad A_2 = \frac{1}{2\alpha_3} \left[ \beta_3 - \beta_2 \left( \frac{1}{1-I_{31}} \right)^2 \right]; \quad A_3 = \frac{1}{2\alpha_3} \left[ C_3 - \frac{C_2}{(1-I_{31})^2} \right];$$

$$\alpha_3 = \frac{1}{2} \left[ J_3 + J_2 \frac{1}{(1-I_{31})^2} + 3J_c \frac{(I_{3c} - I_{31})^2}{(1-I_{31})^2 I_{3c}^2} + 3m_c (z_1 + z_c)^2 \frac{1}{(1-I_{3c})^2} \right];$$

$$I_{31} = -\frac{z_1}{z_3}; \quad I_{3c} = \frac{z_c}{z_3}; \quad \tau_1 = \frac{m z_1}{2}; \quad \tau_c = \frac{m z_c}{2};$$

$m$  - модуль;  $J_3, J_2$  и  $J_c$  - осевые моменты инерции звеньев 3, 2 и спутника;  $\beta_2$  и  $\beta_3$  - коэффициенты демпфирования;  $m_c$  - масса спутника.

Дифференциальные уравнения движения системы на четвертом этапе:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi}_3^{(4)} &= \frac{M_3^{(4)}}{\alpha} \left[ \alpha_2 - (1-I_{31})\alpha_3 \right] - \frac{\alpha_2}{\alpha} \beta_3 \dot{\varphi}_3^{(4)} - \frac{\alpha_3}{\alpha} \beta_2 \dot{\varphi}_2^{(4)} - \frac{\alpha_3}{\alpha} C_2 \varphi_2^{(4)} - \frac{\alpha_3}{\alpha} C_3 \varphi_3^{(4)}; \\ \ddot{\varphi}_2^{(4)} &= \frac{M_2^{(4)}}{\alpha} \left[ \alpha_1 - (1-I_{31})\alpha_2 \right] - \frac{\alpha_1}{\alpha} \beta_3 \dot{\varphi}_3^{(4)} - \frac{\alpha_2}{\alpha} \beta_2 \dot{\varphi}_2^{(4)} - \frac{\alpha_1}{\alpha} C_3 \varphi_3^{(4)} - \frac{\alpha_2}{\alpha} C_2 \varphi_2^{(4)}; \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

$$\text{где } \alpha = \alpha_1 \alpha_3 - \alpha_2^2; \quad \alpha_1 = J_1 \left( \frac{1}{I_{31}} \right)^2 + J_2 + 3m_c (z_1 + z_c)^2 + 3J_c \left( \frac{1}{I_{3c}} \right)^2;$$

$$\alpha_2 = J_1 \frac{1}{I_{31}} \left( 1 - \frac{1}{I_{31}} \right) + 3J_c \frac{1}{I_{3c}} \left( 1 - \frac{1}{I_{3c}} \right); \quad \alpha_3 = J_1 \left( \frac{1}{I_{31}} \right)^2 + J_3 + 3J_c \left( \frac{1}{I_{3c}} \right)^2;$$

$M_3^{(4)} = M_{кр}$  - момент, соответствующий крутящему моменту предварительной статической настройки измерительной системы гайковерта  $M_2^{(4)}$ .

На рис. 6 показан один из результатов расчета электромеханического гайковерта, который предназначен для затяжки РС шатуна тракторного двигателя Д-130. Результаты показывают, что основное приращение угла поворота ключа после достижения момента настройки  $M_2^{(4)}$  составляет сумма углов  $\Delta\varphi_2^{(2)}$  и  $\Delta\varphi_2^{(3)}$ . Приращение угла  $\Delta\varphi_2^{(4)}$  на 4-м этапе составляет менее 0,01 рад. Принимая во внимание, что динамическое приращение крутящего момента на ключе гайковерта  $\Delta M_2 = C_2 \Sigma \Delta\varphi_2^{(i)}$ , где ( $i = 2, 4$ ), необходимо уменьшать и стабилизировать такие параметры системы, как угол  $\Delta\varphi_3^{(2)}$  поворота коронной шестерни и время  $\Delta t$  прохождения команды на отключение питания двигателя. Важным является то



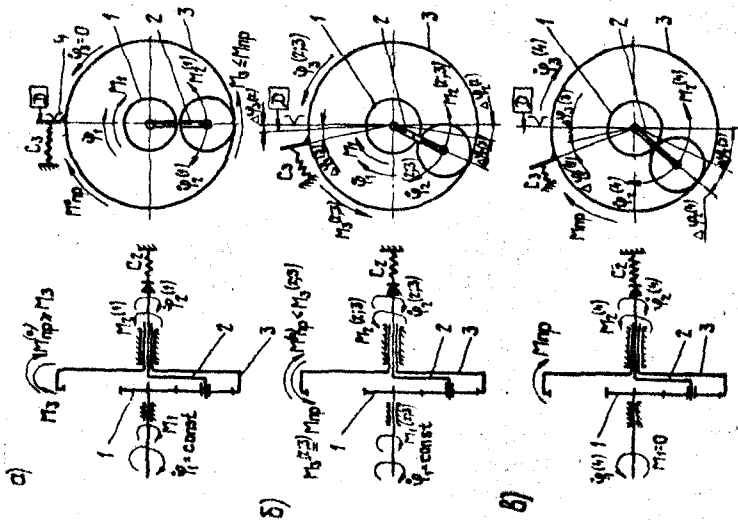
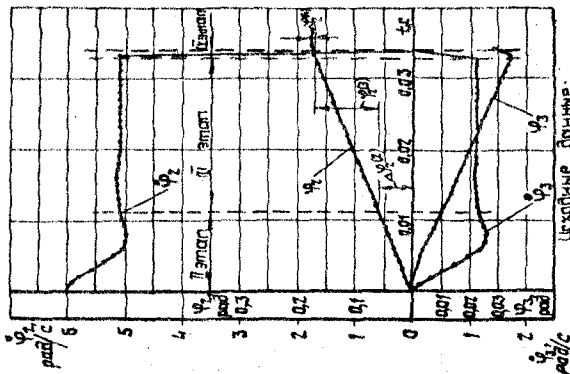


Рис. 5



Указанные данные:

$M_1 = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $C_1 = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ ;  $C_2 = 750 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ ;  
 $M_3 = 15 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $\Delta \psi = 0.01 \text{ рад}$ ;  $\Delta t = 0.02 \text{ с}$ ;  $\omega_1 = 25 \text{ с}^{-1}$

Рис. 6

обстоятельство, что величина  $\Delta M_z$  при прочих равных условиях практически не зависит от величины момента предварительной настройки  $M_z^{(0)}$ .

Результатом выполненного исследования динамики системы "гайковерт - РС" явилось создание на ЧТЗ им. Ленина 6 типовых и базовых конструкций гайковертов. Измерения фактической точности обеспечения момента затяжки базовыми гайковертами показали следующее: для шатунных болтов расчетная погрешность момента затяжки на ключе гайковерта  $\Delta M_{зат, расч} = +6,7$  Н.м, т.е.  $+2,5\%$ . Фактический разброс момента  $\Delta M_{факт} = +11,5$  Н.м, или  $+4,9\%$  при среднем значении  $M_{зат, факт} = 206$  Н.м. Момент затяжки гаек шатунных болтов контролировали ручным динамометрическим ключом.

При комбинированном методе контроля  $Q_{зат}$  наиболее трудоемким и мало точным переходом является поворот гайки на угол  $\varphi_{гон}$ . С целью повышения точности отсчета угла  $\varphi_{гон}$  и механизация ручной операции на ЧТЗ им. В.И.Ленина изготовлен и внедрен гидрофицированный двухшпиндельный поршневой гайковерт, обеспечивающий поворот гайки на заданный угол  $\alpha$  погрешностью не более 3 град. Выявленные закономерности взаимодействия опорных торцов гайки и корпуса использованы для повышения точности механической обработки опорных торцов крепежных деталей. С этой целью в производство внедрено более 50 наименований усовершенствованных токарных приспособлений.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненное исследование позволило сформулировать ряд рекомендаций, направленных на повышение качества РС.

1. При расчетах контролируемых технологических параметров, соответствующих заданному усилию затяжки, и выборе наиболее рационального метода контроля необходимо учитывать неизбежные технологические погрешности изготовления деталей РС (неперпендикулярность опорных торцов, зазор в резьбовом сопряжении) и значения коэффициентов точности. Необходимо, чтобы усилие затяжки существенно превышало усилие совмещения опорных торцов при максимальных угловых зазорах между ними.

2. Повышению точности созд. или заданного момента затяжки РС способствует применение механизированных гайковертов с активным контролем крутящего момента на ключе, а точности угла поворота гайки - гидрофицированных гайковертов поршневого типа.

3. При проектировании РС целесообразно назначать допуски на неперпендикулярность опорных торцов деталей и величину зазора в резь-

бовом сопряжении по предложенной в работе методике, исходя из допустимого соотношения напряжений изгиба и растяжения в стержне болта (шпильки).

4. Выбор конструктивных характеристик измерительной планетарной передачи, схемы управления и режима работы гайковертов с активным контролем момента затяжки рекомендуется производить на основании предложенного метода динамического расчета системы "гайковерт - РС".

5. При экспериментальных исследованиях процесса затяжки необходимо учитывать макро- и микрогеометрию взаимодействующих поверхностей испытываемых образцов.

Результаты проведенных исследований позволяют сделать вывод о том, что поставленные выше задачи решены.

#### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО

#### В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ АВТОРА:

1. Анализ качества поверхностей деталей резьбовых соединений. - В сб.: Прогрессивная технология чистовой и отделочной обработки, № 145. Челябинск, ЧПИ, 1974.
2. Установка для экспериментального исследования процесса затяжки резьбовых соединений. Там же.
3. Сборка резьбовых соединений с активным контролем момента затяжки. - Тезисы докладов Всесоюзной конференции "Сборка-76", Москва-Тула, 1976 (совместно с Тверским М.М.).
4. Повышение точности затяжки резьбовых соединений. - В сб.: Оптимизация параметров машин и производственных процессов, № 180. Челябинск, ЧПИ, 1976 (совместно с Закамзядиным В.И.).
5. Влияние точности изготовления деталей резьбового соединения на характер их сопряжения при затяжке. - В сб.: Прогрессивная технология чистовой и отделочной обработки, № 178. Челябинск, ЧПИ, 1976.
6. Повышение качества сборки резьбовых соединений. - "Механизация и автоматизация производства, 1977, № 8 (совместно с Тверским М.М.).
7. Динамика электромеханического гайковерта. - В сб.: Прогрессивная технология чистовой и отделочной обработки, № 211. Челябинск, ЧПИ, 1978 (совместно с Калеником Д.В.).
8. Выбор контролируемых параметров и средств механизации для повышения качества сборки реальных резьбовых соединений. - Тезисы докладов Всесоюзной конференции "Сборка-79". Ленинград, 1979 (совместно с Тверским М.М.).

9. Устройство для сборки резьбовых соединений. А.с. № 289896, кл. В25в 21/00. - Открытия, изобретения, ..., 1971, № 2 (совместно с Тверским М.М.).

10. Устройство для обработки и затывания заборной части метчиков. А.с. № 340516, кл. В24в 3/22. - Открытия, изобретения, ... , 1972, № 18 (совместно с Мирновым И.Я., Матвеевым В.В., Гольдфельд - дом М.Х. и Выбойщиком В.Н.).

11. Устройство для измерения параметров затяжки резьбовых соединений. А.с. № 427251, кл. G 01 C 5/24. - Открытия, изобретения, ... , 1974, № 17 (совместно с Тверским М.М. и Грачевым Ю.М.).

12. Устройство для завинчивания деталей. А.с. № 482271, кл. В23р 19/06. - Открытия, изобретения, ... , 1975, № 32 (совместно с Семенчиным В.К. и Григорьевым В.В.).

13. Планетарный редуктор. А.с. № 506708, кл. F 16H 3/44. - Открытия, изобретения, ... , 1976, № 10 (совместно с Грачевым Ю.М.).

14. Влияние точности деталей резьбового соединения на процесс затяжки. - Тезисы докладов Всесоюзной конференции "Резьба-80". Тула, 1980 (в печати).