

Лабораторная работа № 1

Исследование зависимости между моментом завинчивания гайки и осевой силой винта

1. Цель работы – ознакомление с геометрическими параметрами метрической резьбы, теоретическое изучение силовых соотношений в нагруженном резьбовом соединении, теоретическое определение зависимости между моментом завинчивания гайки и осевой силы винта, определение условия самоторможения резьбы, теоретическое определение напряжений в стержне винта, экспериментальная проверка полученных теоретических соотношений.

2. Теоретическая часть работы

2.1. Геометрические параметры метрической резьбы показаны на рис. 1

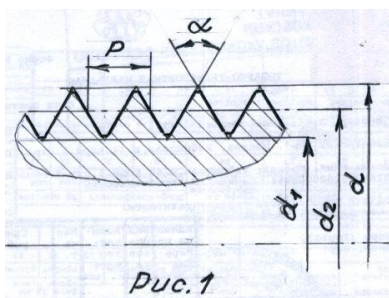


Рис. 1

d – наружный (номинальный) диаметр. Его легко измерить, например штангенциркулем; d_1 – внутренний диаметр, определяющий прочность стержня винта; d_2 – средний диаметр, необходимый для некоторых осредненных расчётов; α – угол профиля, который для метрической резьбы равен 60° ; P – шаг резьбы. При одном и том же диаметре d могут применяться резьбы с различными шагами. Например, для резьбы М16: $d = 16$ мм и могут быть шаги: 1,5; 1,0; 0,75;

0,5 мм. Параметры d_1, d_2, d_3 и P указаны в стандартах на метрические резьбы.

Кроме перечисленных параметров для многих расчётов необходимо знать величину угла подъёма резьбы γ , которую определяют по формуле

$$\gamma = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right)$$

2.2. Связь между осевой силой винта и силой трения в резьбе при завинчивании гайки.

Пусть $F_{зам}$ – осевая сила, нагружающая стержень винта, которую обычно называют затяжкой. При завинчивании гайки сила $F_{зам}$ уравнивается реакцией гайки, распределённой по виткам резьбы. На рис. 2 эта реакция условно заменена сосредоточенной силой F_n , нормальной к поверхности профиля.

По условию равновесия имеем

$$\sum F_{iy} = 0; F_n \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - F_{зам} = 0, \text{ откуда } F_n = \frac{F_{зам}}{\cos \frac{\alpha}{2}}.$$

При завинчивании гайки сила трения в резьбе (на рис. 2 она не показана, так как направлена перпендикулярно плоскости рисунка в точке приложения силы F_n) равна

$$F_{тр.p} = F_n \cdot f_p = F_{зам} \cdot \frac{f_p}{\cos \frac{\alpha}{2}} = F_{зам} \cdot f_{np},$$

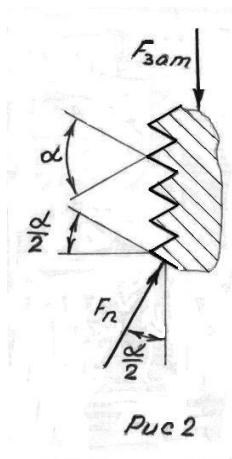
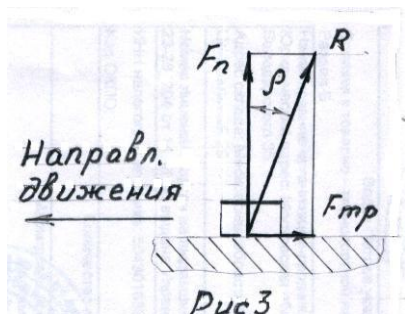


Рис 2

где: f_p – коэффициент трения в резьбе; $f_{np} = \frac{f_p}{\cos \alpha/2}$ – фиктивный или приведённый

коэффициент трения, учитывающий влияние на силу трения не только самого коэффициента трения, но и профиля резьбы.

2.3. Угол трения. Угол трения в резьбе. Условие самоторможения резьбы



Пусть, согласно рис.3, тело, находящееся на горизонтальной плоскости, равномерно перемещается влево. Покажем на рисунке нормальную реакцию F_n со стороны плоскости, силу трения $F_{тр}$ и их равнодействующую R . Угол ρ называется углом трения. По закону Кулона

$$F_{тр} = F_n \cdot f$$

Где f – коэффициент трения

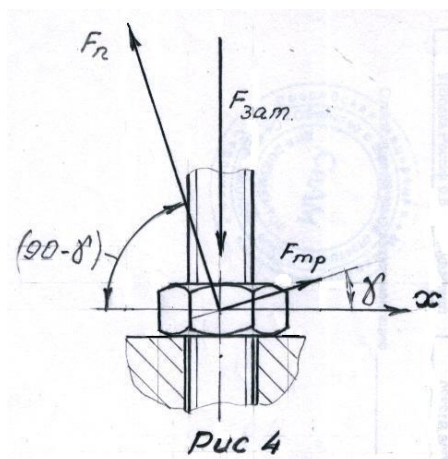
$$\text{Тогда } \operatorname{tg} \rho = \frac{F_{тр}}{F_n} = \frac{F_n \cdot f}{F_n} = f,$$

$$\text{Или } \rho = \operatorname{arctg} f$$

Используя понятие о приведённом коэффициенте трения f_{np} , можно определить угол трения для резьбы $\operatorname{tg} \rho_{np} = f_{np}$

$$\text{Или } \rho_{np} = \operatorname{arctg} f_{np} = \operatorname{arctg} \left(\frac{f_p}{\cos \alpha/2} \right)$$

Так как резьба представляет собой наклонную винтовую поверхность, то возникает вопрос: «Не будет ли винт под действием осевой силы $F_{зам}$ двигаться относительно гайки?» Покажем на рис.4 силы, действующие на винт в этом случае.



Здесь: $F_{зам}$ – осевая нагрузка на винт;

F_n – нормальная реакция на винт со стороны гайки; $F_{тр}$ – сила трения. Рассматривая сумму проекций всех сил на ось x , можно утверждать, что движения винта не будет при условии

$$F_{тр} \cdot \cos \gamma \geq F_n \cdot \cos(90^\circ - \gamma)$$

Подставляя $F_{тр} = F_n \cdot f_{np}$ и заменяя $\cos(90^\circ - \gamma) = \sin \gamma$, имеем

$$F_n \cdot f_{np} \cdot \cos \gamma \geq F_n \cdot \sin \gamma$$

$$\text{Или } f_{np} \geq \frac{\sin \gamma}{\cos \gamma} = \operatorname{tg} \gamma$$

$$\text{Но } f_{np} = \operatorname{tg} \rho_{np},$$

$$\text{Поэтому } \operatorname{tg} \rho_{np} \geq \operatorname{tg} \gamma$$

Откуда окончательно условие самоторможения резьбы записывается в виде

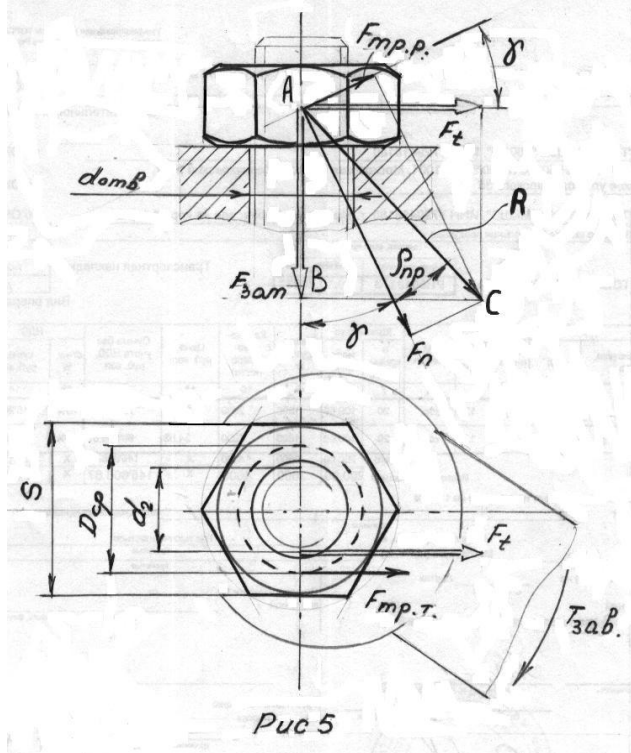
$$\rho_{np} \geq \gamma$$

В метрических резьбах угол подъёма резьбы γ обычно находится в пределах от $2,5$ до $3,5^\circ$. Если принять минимальное для сухих стальных деталей значение коэффициента трения $f_{\min} = 0,1$, то минимальный приведённый угол трения

$$\rho_{np.\min} = \operatorname{arctg} \left(\frac{f_{\rho\min}}{\cos \alpha/2} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,1}{\cos 30^\circ} \right) = 6,6^\circ$$

Значит $\rho_{np.\min} = 6,6^\circ > \gamma_{\max} = 3,5^\circ$, что свидетельствует о том, что все метрические резьбы являются самотормозящими. Поэтому эта резьба широко используется для неподвижного соединения деталей и потому её называют крепёжной.

2.4. Связь между моментом заворачивания гайки и осевой силы винта
Рассмотрим на рис.5 силы, действующие на гайку со стороны винта.



Здесь: $T_{зав}$ – момент заворачивания гайки; F_n – нормальная реакция на резьбе гайки со стороны резьбы винта; $F_{тр.р.}$ – сила трения в резьбе; R – равнодействующая сил F_n и $F_{тр.р.}$; γ – угол подъёма резьбы; ρ_{np} – приведённый угол трения в резьбе; S – размер гайки под ключ; $d_{отв}$ – диаметр отверстия в детали для установки винта; $F_{тр.т}$ – сила трения на торце гайки; D_{cp} – средний диаметр для опорной кольцевой поверхности гайки, ограниченной окружностью диаметром S и окружностью диаметром $d_{отв}$. Очевидно, что $D_{cp} = 0,5 \cdot (S + d_{отв})$; d_2 – средний диаметр резьбы.

Силу R разложим на вертикальную и горизонтальную составляющие. Вертикальная составляющая по сути является осевой силой винта $F_{зам}$, которая одновременно прижимает гайку к детали. Горизонтальная составляющая приложена касательно к средней окружности резьбы диаметром d_2 , то есть является окружной силой F_t в резьбе. Из треугольника ABC имеем

$$tg(\gamma + \rho_{np}) = \frac{F_t}{F_{зам}}$$

Откуда $F_t = F_{зам} \cdot tg(\gamma + \rho_{np})$

Момент заворачивания гайки $T_{зав}$ уравнивается моментом сил трения на торце гайки T_T и моментом сил в резьбе T_p , т.е.

$$T_{зам} = T_T + T_p$$

Сила трения на торце гайки

$$F_{тр.т} = F_{зам} \cdot f_T$$

где f_T – коэффициент трения на торце гайки.

Момент сил трения на торце гайки

$$T_T = F_{тр.т} \cdot \frac{1}{2} \cdot D_{cp} = F_{зам} \cdot f_T \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{S + d_{отв}}{2} = F_{зам} \cdot f_T \cdot \frac{S + d_{отв}}{4}$$

Момент силы в резьбе

$$T_p = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_{зам} \cdot tg(\gamma + \rho_{np}) \cdot \frac{d_2}{2}$$

Окончательно момент заворачивания гайки

$$T_{зав} = F_{зам} \cdot f_T \cdot \frac{S + d_{отв}}{4} + F_{зам} \cdot tg(\gamma + \rho_{np}) \cdot \frac{d_2}{2}$$

2.5. Напряжение в стержне затянутого винта

После заворачивания гайки в стержне винта возникают нормальные напряжения растяжения от силы $F_{зам}$

$$\sigma = \frac{F_{зам} \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2}$$

и касательные напряжения от крутящего момента T_p

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{F_{зам} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho_{np}) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}}$$

Прочность стержня винта проверяется по энергетической теории прочности

$$\sigma_{эке} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma]$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

Если в записанное условие прочности подставить выражение для σ и τ , то с учётом примерно постоянного для метрических резьб отношения диаметров $\frac{d_2}{d_1} \approx 1,12$ и

при среднем значении угла подъёма резьбы $\gamma_{cp} = 3^{\circ}$ и среднем коэффициенте трения в резьбе $f_p = 0,15$ можем получить

$$\sigma_{эке} \approx 1,3 \cdot \sigma \leq [\sigma]$$

То есть

$$\sigma_{эке} = 1,3 \cdot \frac{F_{зам} \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]$$

3. Экспериментальная часть работы

3.1. Описание лабораторной установки

Схема установки представлена на рис.6. Винт 1 установлен в отверстиях динамометра 2. Головка винта удерживается от поворота фиксатором 3. Гайка 4 через промежуточное кольцо 5 опирается на упорный подшипник 6. При необходимости кольцо 5 может быть зафиксировано от проворачивания стопорным штифтом 7, показанным на виде I. При завинчивании гайки 4 деформация сжатия динамометра, которая пропорциональна усилию затяжки винта $F_{зам}$, отмечается индикатором 8, показание которого при помощи тарировочного графика для динамометра может быть переведено в затяжку винта $F_{зам}$. Момент завинчивания гайки измеряется тарированным ключом 9, в котором показание индикатора 10 с помощью тарировочного графика для ключа следует переводить в момент завинчивания гайки $T_{зав}$.

3.2. Порядок выполнения лабораторной работы и оформления отчёта.

3.2.1. Для выбранного винта и гайки измеряют в миллиметрах номинальный диаметр резьбы d , шаг резьбы P , размер гайки под ключ S , диаметр отверстия $d_{отв}$ в кольце 5.

По справочным таблицам для метрических резьб определяют диаметр впадины d_1 и средний диаметр резьбы d_2 . Определяют угол подъема резьбы

$$\gamma = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right)$$

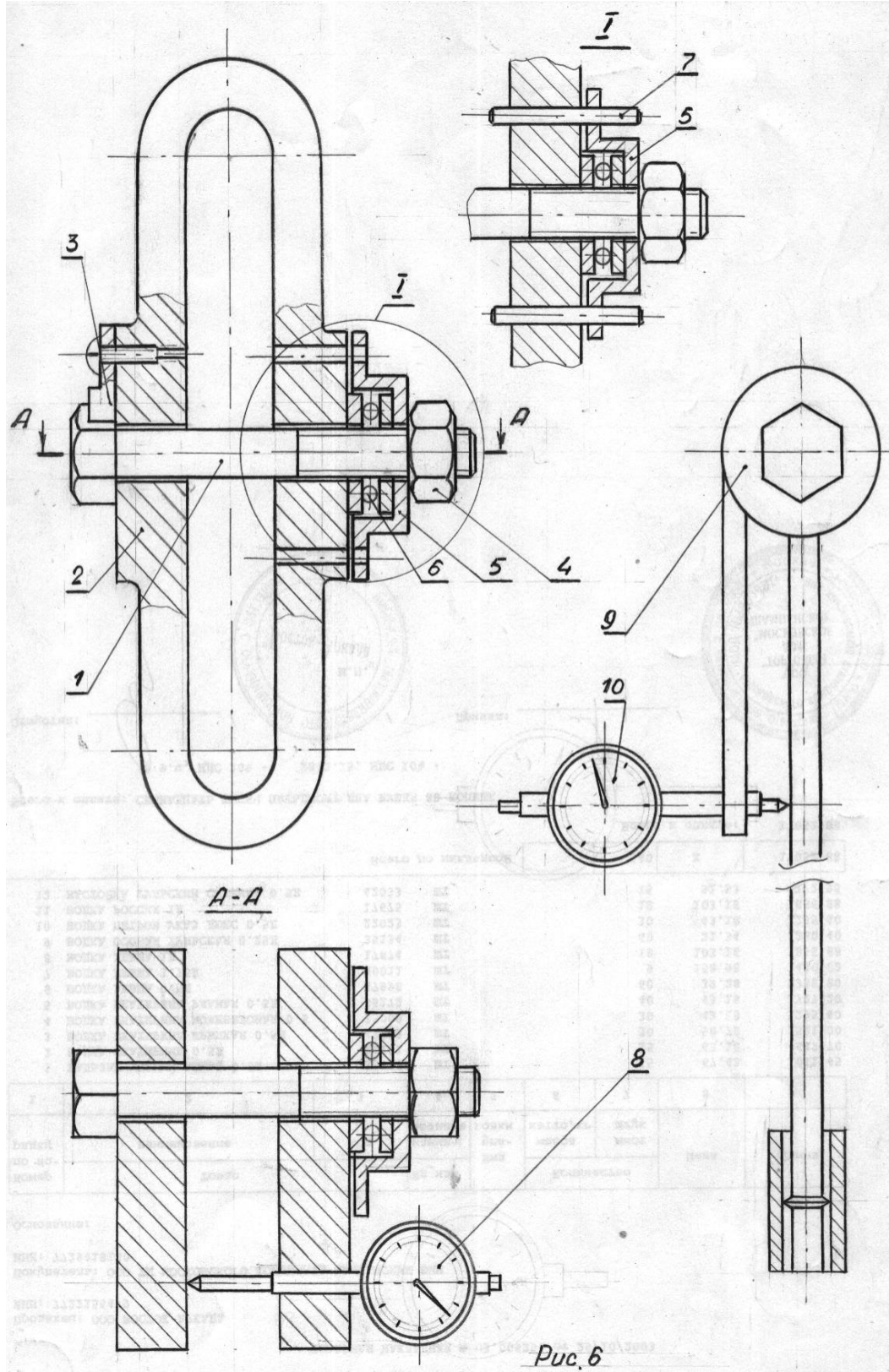


Рис. 6

Вставляют винт в динамометр, навинчивают рукой гайку до устранения ощутимых зазоров между деталями. Фиксатором 3 закрепляют головку винта от возможного проворачивания.

Для известного материала винта (узнать у преподавателя) по справочнику на конструкционные материалы определяют предел текучести σ_T , МПа, который переводят в $\text{Н}/\text{м}^2$. Из рекомендуемого диапазона чисел от 1,5 до 2,5 задаются расчётным значением коэффициента безопасности n . Определяют допускаемое нормальное напряжение

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n}, \text{Н}/\text{м}^2$$

Используя условия прочности винта

$$\sigma_{\text{экв}} = 1,3 \cdot \sigma = 1,3 \cdot \frac{F_{\text{зат}} \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]$$

Определяют допускаемую затяжку винта

$$[F_{\text{зат}}] = [\sigma] \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{1,3 \cdot 4}$$

где: $[\sigma]$ – $\text{Н}/\text{м}^2$; d_1 – м; $[F_{\text{зат}}]$ – Н

В качестве рабочей нагрузки $F_{\text{зат}}$ по согласованию с преподавателем назначают

$$F_{\text{зат}} \leq [F_{\text{зат}}]$$

3.2.2. Первая часть работы. Экспериментальная проверка точности теоретической зависимости $\sigma_{\text{экв}} = 1,3 \cdot \sigma$. Определение коэффициента трения в резьбе f_p .

Собираем лабораторную установку так, чтобы кольцо 5 под гайкой не было зафиксировано штифтом 7.

По тарировочному графику динамометра выбранную $F_{\text{зат}}$, Н переводим в деления индикатора на динамометре.

Тарированным ключом завинчиваем гайку так, чтобы на индикаторе динамометра появились те деления, которые соответствуют требуемой $F_{\text{зат}}$. При этом одновременно снимаем показание индикатора на ключе. Это показание по тарировочному графику ключа переводим в экспериментальное значение момента завинчивания гайки $T_{\text{зав.эксп}}$, Нм. Так как в этом эксперименте гайка, опираясь на подшипник, потерями на трение в котором можно пренебречь, то можно считать, что момент сопротивления на торце гайки $T_T = 0$. Тогда формула для момента завинчивания имеет вид

$$T_{\text{зав.эксп}} = T_T + T_{p.\text{эксп}} = 0 + T_{p.\text{эксп}} = F_{\text{зат}} \cdot \text{tg}(\gamma + \rho_{np}) \cdot \frac{d_2}{2}, \text{Нм}$$

Таким образом, в этом эксперименте винт нагружен растягивающей силой $F_{\text{зат}}$, Н и крутящим моментом $T_{p.\text{эксп}}$, Нм.

Фактическое напряжение растяжения в винте

$$\sigma = \frac{F_{зат} \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2}, \text{ Н/м}^2$$

Фактическое напряжение кручения

$$\tau = \frac{T_{р.эксн} \cdot 16}{\pi \cdot d_1^3}, \text{ Н/м}^2$$

В этих формулах: σ – Н/м²; τ – Н/м²; $F_{зат}$ – Н; $T_{р.эксн}$ – Нм; d_1 – м

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{экс} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

Находим отношение $\frac{\sigma_{экс}}{\sigma}$.

При удовлетворительно проведенном эксперименте это отношение должно быть близким к теоретически определенному числу 1,3.

Данные этого эксперимента можно использовать для экспериментального определения коэффициента трения в резьбе f_p .

Так как

$$T_{зав.эксн} = F_{зат} \cdot tg(\gamma + \rho_{np}) \cdot \frac{d_2}{2},$$

То

$$tg(\gamma + \rho_{np}) = \frac{2 \cdot T_{зав.эксн}}{F_{зат} \cdot d_2},$$

Откуда

$$(\gamma + \rho_{np}) = arctg\left(\frac{2 \cdot T_{зав.эксн}}{F_{зат} \cdot d_2}\right),$$

Следовательно

$$\rho_{np} = \left[arctg\left(\frac{2 \cdot T_{зав.эксн}}{F_{зат} \cdot d_2}\right) \right] - \gamma,$$

Но так как

$$tg\rho_{np} = \frac{f_p}{\cos \alpha/2} = \frac{f_p}{\cos 60^\circ/2} = \frac{f_p}{0,866},$$

То $f_p = 0,866 \cdot tg\rho_{np}$

В приведенных формулах: $T_{зав.эксн}$ – Нм; $F_{зат}$ – Н; d_2 – м

3.2.3.Вторая часть работы. Экспериментальная проверка формулы для момента завинчивания гайки и определение коэффициента трения на торце гайки f_T .

По результатам предыдущего эксперимента коэффициент трения в резьбе f_p известен, Задавшись ориентировочным значением коэффициента трения на торце гайки из

предполагаемого диапазона 0,1...0,2, следует определить расчётное значение необходимого момента завинчивания для создания требуемой $F_{зам}$

$$T_{зав.расч} = F_{зам} \cdot f_T \cdot \frac{S + d_{отв}}{4} + F_{зам} \cdot tg(\gamma + \rho_{np}) \cdot \frac{d_2}{2}$$

Где: $T_{зав.расч}$ – Нм; $F_{зам}$ – Н; S – м; $d_{отв}$ – м; d_2 – м; ρ_{np} – из предыдущего эксперимента.

В лабораторной установке надо зафиксировать от проворота опорное кольцо 8 под гайкой штифтом 7. Тарированным ключом завинчиваем гайку так, чтобы индикатор динамометра показал деление, соответствующие требуемой $F_{зам}$. Одновременно снимаем показание индикатора ключа. Это показание по графику ключа переводим в экспериментальное значение момента завинчивания гайки $T_{зав.эксп}$, Нм. Сопоставляем $T_{зав.расч}$ и $T_{зав.эксп}$.

$$\Delta T\% = \frac{T_{зав.расч} - T_{зав.эксп}}{T_{зав.расч}} \cdot 100\%$$

Если различие в величинах моментов не превышает 20 %, то результат эксперимента можно считать удовлетворительным. Значит, выбранное ориентировочное значение f_T соответствует действительности. Если ошибка превышает 20%, то, по согласованию с преподавателем, можно определить фактическую величину коэффициента f_T .

Определяют момент сил в резьбе

$$T_p = F_{зам} \cdot tg(\gamma + \rho_{np}) \cdot \frac{d_2}{2}, \text{ Нм,}$$

Где: d_2 – м; ρ_{np} – из предыдущего эксперимента.

Определяют экспериментальное значение момента сил трения на торце гайки

$$T_{T.эксп} = T_{зав.эксп} - T_p$$

Тогда

$$f_T = \frac{T_{T.эксп} \cdot 4}{F_{зам} \cdot (S + d_{отв})},$$

Где: S – м; $d_{отв}$ – м

4. Контрольные вопросы

- Назовите основные геометрические параметры метрической резьбы
- Почему именно метрическая резьба используется в качестве крепежной?
- Как определить угол подъема резьбы через её шаг и диаметр?
- Что называется приведённым коэффициентом трения в резьбе?
- Что такое угол трения в резьбе?
- Как записывается условие самоторможения резьбовой детали? В чем его смысл?
- Как сила затяжки винта связана с моментом завинчивания гайки?
- Какие параметры влияют на величину момента сил трения на торце гайки?

- Какие параметры влияют на величину момента сил в резьбе?
- Какое практическое значение в технике имеет точное определение момента завинчивания?
- Какие напряжения возникают в стержне винта после его затяжки? Как их определить?
- На чем основан упрощенный способ расчета стержня винта на прочность?
- Почему во время эксперимента необходимо соблюдать условие $F_{зам} \leq [F_{зам}]$?
- Какие принципы использованы при экспериментальном определении $F_{зам}; T_{зав}$?
- От чего зависит надежность самоторможения в резьбе?
- Какие расчетные параметры вносят наибольшую ошибку в теоретическое определение $T_{зав}$?

Лабораторная работа № 2

Исследование болтового соединения, нагруженного предварительной затяжкой и внешней осевой силой

1. Цель работы – изучение силовых соотношений в болтовом соединении, нагруженном предварительной затяжкой и внешней осевой силой, раскрывающей стык деталей; изучение метода определения предварительной затяжки соединения при условии обеспечения герметичности конструкции или при условии нераскрытия стыка деталей; ознакомление с методом определения суммарной нагрузки болта, определяющей её прочность; изучение влияния жёсткостей деталей соединения на расчётные нагрузки; экспериментальная проверка полученных теоретических зависимостей.

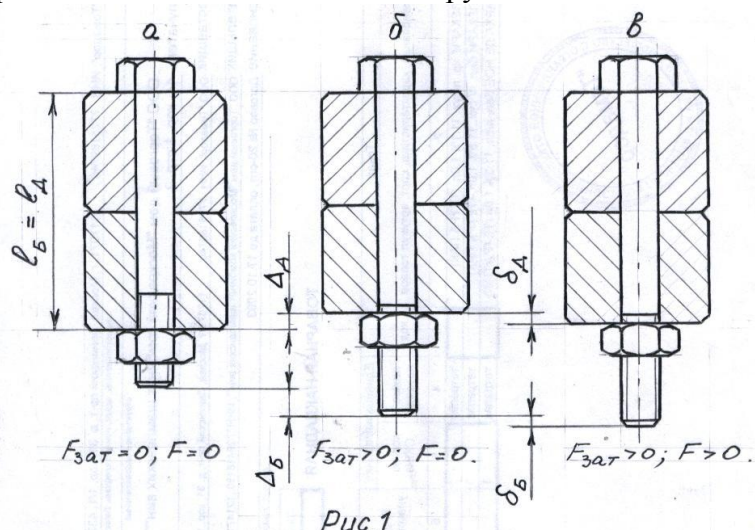
2. Теоретическая часть

2.1 Вступление

подавляющее большинство резьбовых соединений деталей в технике работает в условиях, когда помимо предварительной затяжки на них действуют дополнительные нагрузки, которые стремятся раскрыть стык между соединёнными деталями. Примером такого соединения, например, может быть соединение фланца ёмкости, содержащей газ или жидкость под высоким давлением, обеспечивающей герметичность конструкции. В этих условиях огромное значение имеет не только прочность деталей соединения, но и их геометрические и механические характеристики и, что особенно важно, – правильно выбранная предварительная затяжка болтов соединения, обеспечивающая герметичность стыка деталей. Важность задачи существенно усиливается в том случае, если внешняя нагрузка, действующая на затянутое соединение, является переменной. Сложность решения подобных задач состоит в том, что, являясь статически неопределимыми, они требуют учёта жёсткости соединяемых деталей, размеров которых на стадии проектирования ещё нет.

2.2. Определение нагрузок на детали соединения

Рассмотрим соединение двух деталей в виде цилиндрических втулок, скреплённых болтом и гайкой. На рис. 1.а детали соединения не нагружены.



Завинчивая гайку, создадим затяжку $F_{зам}$, под действием которой деформация удлинения болта станет равной Δ_B , а деформация сжатия деталей Δ_D . На рис.1.б $F_{зам}$

не показана, т.к. для болта она является растягивающей, а для деталей – сжимающей. По закону Гука

$$\Delta_B = \frac{F_{зам} \cdot l_B}{E_B \cdot A_B} \quad \text{и} \quad \Delta_D = \frac{F_{зам} \cdot l_D}{E_D \cdot A_D},$$

где: l_B и l_D – длины деформируемых частей болта и детали; E_B и E_D – модули упругости первого рода для материалов болта и детали; A_B и A_D – площади поперечных сечений болта и детали. Обозначим

$$\frac{E_B \cdot A_B}{l_B} = C_B \quad \text{и} \quad \frac{E_D \cdot A_D}{l_D} = C_D,$$

где: C_B и C_D – жёсткости болта и детали, H/M .

На рис.1.в показано соединение, которое помимо затяжки дополнительно нагружено внешней силой F . Под действием F все конструктивные элементы соединения (и болт и детали) деформируется совместно, т.е. приобретают одинаковые по величине дополнительные деформации $\delta_B = \delta_D$. Так как сила F вызывает одновременное деформирование и болта и деталей, то очевидно, что некая её часть X_B расходуется на деформирование болта, а X_D – на деформирование деталей. Поэтому, по аналогии с ранее полученными зависимостями, можно записать

$$\delta_B = \frac{X_B}{C_B} \quad \text{и} \quad \delta_D = \frac{X_D}{C_D}$$

$$\text{Но } \delta_B = \delta_D \quad \text{и} \quad X_B + X_D = F$$

Поэтому

$$\left. \begin{aligned} \frac{X_B}{C_B} &= \frac{X_D}{C_D} \quad (1) \\ X_B + X_D &= F \quad (2) \end{aligned} \right\}$$

$$\text{Из (2) имеем } X_D = F - X_B$$

$$\text{Подставляя в (1) имеем } \frac{X_B}{C_B} = \frac{F - X_B}{C_D}$$

$$\text{Или } X_B \cdot C_D = C_B \cdot F - C_B \cdot X_B.$$

$$X_B \cdot C_D + C_B \cdot X_B = C_B \cdot F$$

$$X_B \cdot (C_B + C_D) = C_B \cdot F$$

$$X_B = \frac{C_B}{C_B + C_D} \cdot F = \chi \cdot F$$

Коэффициент $\frac{C_B}{C_B + C_D} = \chi$ называется коэффициентом внешней нагрузки. Он

показывает какая часть внешней силы F расходуется на дополнительное нагружение болта.

Тогда суммарная нагрузка болта в соединении, нагруженном предварительной затяжкой $F_{зат}$ и внешней силой F , равна

$$F_{\Sigma B} = F_{зат} + X_B = F_{зат} + \chi \cdot F.$$

Именно эта сила должна быть учтена при расчёте прочности болта.

И при создании предварительной затяжки (рис.1.б) болт нагружен растягивающей силой $F_{зат}$, а детали в стыке сжаты силой $F_{зат}$. После приложения внешней силы F нагрузка болта увеличивается на X_B , а усилие в стыке $F_{см}$ уменьшится на X_D . Тогда усилие в стыке между деталями

$$F_{см} = F_{зат} - X_D = F_{зат} - (F - X_B) = F_{зат} - (F - \chi \cdot F) = F_{зат} - F \cdot (1 - \chi)$$

Условие герметичности стыка, или условие нераскрытия стыка деталей, можно записать в виде

$$F_{см} > 0$$

Тогда

$$F_{зат} - F \cdot (1 - \chi) > 0$$

$$\text{Или } F_{зат} > F \cdot (1 - \chi)$$

Последняя формула имеет очень важное значение. С её помощью можно, зная внешнюю силу F , определить такую затяжку соединения, при которой стык деталей не раскроется. Обычно принимают

$$F_{зат} = F \cdot (1 - \chi) \cdot \kappa$$

где $\kappa = 1,5 \dots 3,0$ – коэффициент запаса по нераскрытию стыка.

2.3. Влияние коэффициента χ на прочность болта

Так как

$$F_{\Sigma B} = F_{зат} + \chi \cdot F,$$

то для уменьшения нагрузки болта надо стремиться создавать конструкцию с малым χ .

$$\text{Если } \frac{C_B}{C_B + C_D} = \chi,$$

то увеличение жёсткости деталей снижает χ . А как влияет жёсткость болта? Выполним преобразование

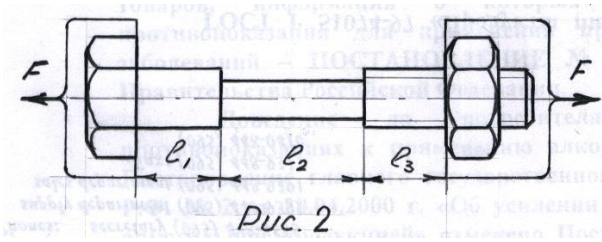
$$\chi = \frac{C_B}{C_B + C_D} = \frac{\frac{C_B}{C_B}}{\frac{C_B}{C_B} + \frac{C_D}{C_B}} = \frac{1}{1 + \frac{C_D}{C_B}}$$

Очевидно, что уменьшение жёсткости болта C_B должно уменьшить χ . Итак, для уменьшения коэффициента χ следует увеличивать жёсткость деталей и уменьшать жёсткость болта.

2.4. Определение жёсткости болта и деталей

2.4.1. Определение жёсткости болта с переменным поперечным сечением.

Пусть болт имеет конструкцию показанную на рис.2.



$A_1 ; A_2 ; A_3$ – площади сечений болта на участках $l_1 ; l_2 ; l_3$.

Под действием растягивающей силы F суммарная деформация болта

$$\begin{aligned} \Delta l_B &= \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3 = \frac{F \cdot l_1}{E \cdot A_1} + \frac{F \cdot l_2}{E \cdot A_2} + \frac{F \cdot l_2}{E \cdot A_3} = \\ &= F \cdot \left(\frac{l_1}{E \cdot A_1} + \frac{l_2}{E \cdot A_2} + \frac{l_3}{E \cdot A_3} \right) = F \cdot \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} \right) \end{aligned}$$

Пусть

$$\Delta l_B = \frac{F}{C_B}$$

Тогда

$$\frac{F}{C_B} = F \cdot \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} \right)$$

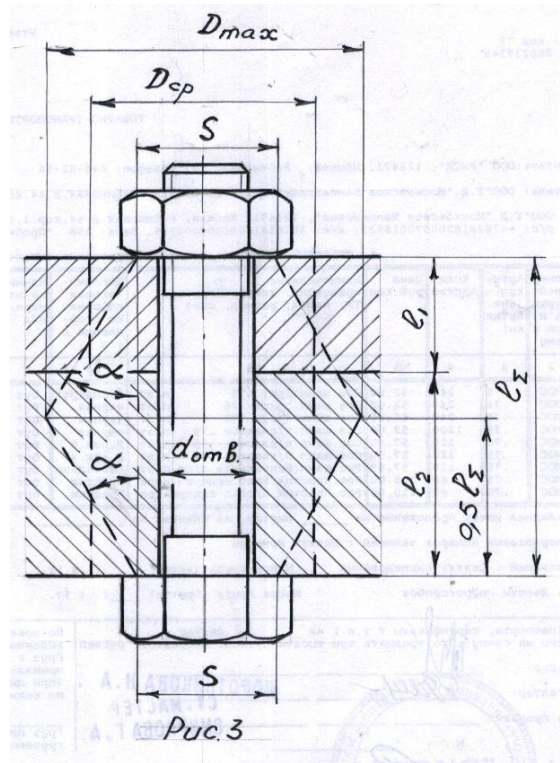
$$\text{Или } \frac{1}{C_B} = \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} \right)$$

Величина, обратная жёсткости, называется податливостью. После определения податливости болта $\frac{1}{C_B}$ определяют жёсткость болта C_B , Н/м.

2.4.2. Определение жёсткости деталей.

Если детали соединены болтом и гайкой, как это показано на рис.3, то деформации сжатия деталей от затяжки болта распространяются в пределах усечённых конусов, образующие которых наклонены к оси болта под углом $\alpha = \arctg 0,5 = 26,6^\circ$. Для упрощённого расчёта конические втулки деформаций сжатия можно заменить полым цилиндром, у которого внутренний диаметр равен $d_{отв}$, а внешний, проведённый через середины наклонных поверхностей, равен $D_{cp} = S + 0,25 \cdot l_\Sigma$ где $l_\Sigma = l_1 + l_2$. Тогда, при одинаковых материалах деталей, их суммарная жёсткость равна

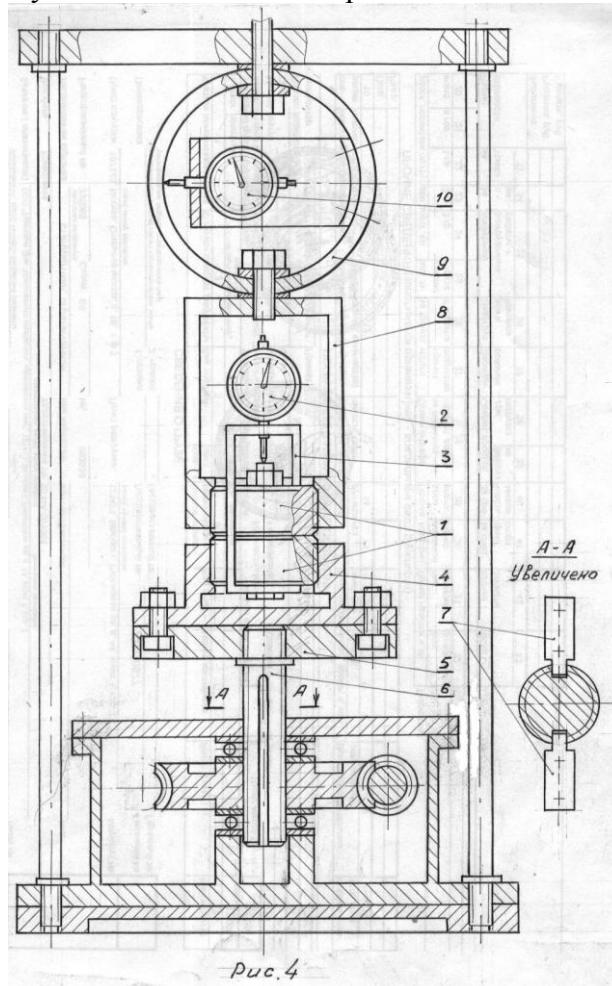
$$C_D = \frac{E_D \cdot A_D}{l_\Sigma} = \frac{E_D \cdot \pi / 4 \cdot (D_{cp}^2 - d_{отв}^2)}{l_\Sigma}$$



3. Экспериментальная часть работы

3.1 Описание лабораторной установки

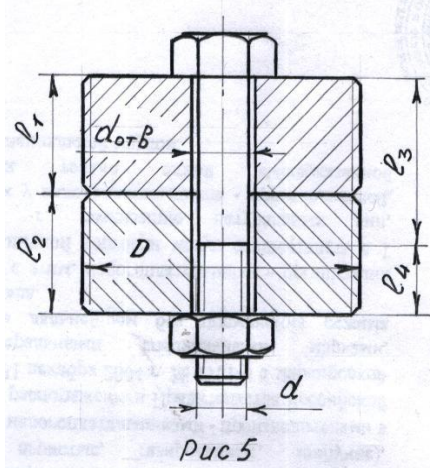
Схема лабораторной установки показана на рис.4.



Две детали 1 в виде цилиндрических втулок с резьбой на наружной поверхности соединены болтом и гайкой. Индикатор 2, закреплённый в кронштейне 3, может измерять деформацию болта, которую по закону Гука можно пересчитать в нагрузку болта. При помощи нижнего стакана 4 изучаемый узел прикреплен к подвижному столу 5, который через винт 6 при помощи червячной передачи может перемещаться в вертикальном направлении, нагружая узел. Для устранения возможного вращения винта 6, под действием момента сил трения, создаваемого резьбой в ступице червячного колеса, установлены фиксаторы 7, утопленные в продольные пазы винта. При помощи верхнего стакана 8 изучаемый узел подвешен к кольцевому динамометру 9, деформация которого при нагружении узла измеряется индикатором 10. Показание индикатора при помощи тарировочного графика может быть переведено в величину внешней нагрузки на болтовое соединение.

3.2. Порядок выполнения лабораторной работы и оформления отчета

3.2.1. Составляем эскиз соединяемых деталей, болта и гайки, показанный на рис.5, и определяем необходимые размеры в мм:



d – номинальный (внешний) диаметр резьбы болта; P – шаг резьбы болта; d_1 – внутренний диаметр резьбы болта, который определяем по справочнику на резьбы в зависимости от d и P ; l_1 и l_2 – длины соединяемых деталей; l_3 – длина цилиндрической (без резьбы) части болта; $l_4 = l_1 + l_2 - l_3$ – длина резьбовой части болта, подверженной деформированию; D – внешний диаметр резьбы на деталях; D_1 – внутренний диаметр резьбы на деталях; S – размер гайки под ключ; $d_{отв}$ – диаметр отверстия в деталях.

3.2.2. Податливость болта.

$$\frac{1}{C_B} = \frac{l_3}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} + \frac{l_4}{E \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \frac{4}{E \cdot \pi} \cdot \left(\frac{l_3}{d^2} + \frac{l_4}{d_1^2} \right)$$

Где: $\frac{1}{C_B}$ – м/Н; l_3, l_4, d, d_1 – м; $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ – Н/м²

После определения $\frac{1}{C_B}$ – м/Н

Определяем C_B , Н/м.

3.2.3. Внешний диаметр цилиндра деформаций сжатия деталей.

$$D_{cp} = S + 0,25 \cdot (l_1 + l_2)$$

3.2.4. Определяем податливость деталей.

$$\frac{1}{C_D} = \frac{l_1 + l_2}{E \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{cp}^2 - d_{омв}^2)}$$

Где: $\frac{1}{C_D}$ – м/Н; $l_1, l_2, D_{cp}, d_{омв}$ – м; $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ – Н/м²

После определения податливости деталей $\frac{1}{C_D}$ – м/Н, определяем жёсткость деталей C_D , Н/м.

3.2.5. При известном материале болта определим по справочнику его предел текучести σ_T и, приняв коэффициент запаса прочности $n=2$, определяем допускаемое напряжение и допускаемую нагрузку для болта

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n}; [F] = [\sigma] \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4},$$

Где: σ_T и $[\sigma]$ – Н/м²; d_1 – м; $[F]$ – Н.

При проведении эксперимента ориентировочно можно назначить величину предварительной затяжки $F_{зам} < [F]$.

3.2.6. Нагрузка связана с показаниями индикатора, установленным на болте, зависимостью

$$F = \Pi_{ок.инд.} \cdot \frac{C_B}{10^5}$$

Где: C_B – Н/м; F – Н.

3.2.7. Показание индикатора, соответствующие назначенной затяжке $F_{зам}$, равно

$$\Pi_{ок.инд.} = \frac{F_{зам} \cdot 10^5}{C_B}$$

3.2.8. Расчётное значение коэффициента внешней силы.

$$\frac{C_B}{C_B + C_D} = \chi$$

3.2.9. Определяем внешнюю силу, раскрывающую стык затянутых деталей

$$F_{p.c.} = \frac{F_{зам}}{1 - \chi}$$

3.2.10. Назначаем три значения внешней силы для проведения эксперимента. Например

$$F_1 = 0,5 \cdot F_{p.c.}; F_2 = 0,75 \cdot F_{p.c.}; F_3 = F_{p.c.}$$

3.2.11. По тарировочному графику кольцевого динамометра переводим выбранные внешние силы в показаниях индикатора этого динамометра

$$\Pi_{ок.дин.1}; \Pi_{ок.дин.2}; \Pi_{ок.дин.3}$$

3.2.12. Гаечным ключом завинчиваем гайку болта так, чтобы на индикаторе болта появилось показание $\Pi_{ок.инд.}$, соответствующее назначенной затяжке $F_{зат}$.

3.2.13. Вращая маховик привода червячного редуктора, опускаем подвижный стол 5, нагружая узел так, чтобы на индикаторе кольцевого динамометра последовательно появились деления $\Pi_{ок.дин.1}$; $\Pi_{ок.дин.2}$; $\Pi_{ок.дин.3}$, соответствующие выбранным внешним нагрузкам F_1 ; F_2 ; F_3 . При этом каждый раз фиксируем показание индикатора болта $\Pi_{ок.инд.1}$; $\Pi_{ок.инд.2}$; $\Pi_{ок.инд.3}$, которые затем переводим в суммарные нагрузки болта $F_{\Sigma B1}$; $F_{\Sigma B2}$; $F_{\Sigma B3}$, по формуле

$$F_{\Sigma B} = \Pi_{ок.инд.} \cdot \frac{C_B}{10^5}$$

3.2.14. Для каждого случая нагружения определяем экспериментальную величину коэффициента внешней силы

$$\chi_{эсп.1} = \frac{F_{\Sigma B1} - F_{зат}}{F_1} \text{ и т.д.}$$

До тех пор, пока внешняя сила F остаётся меньше предельного значения внешней силы, раскрывающей стык деталей, т.е. $F < F_{p.c.}$, экспериментальные значения коэффициента внешней силы должны быть близкими друг к другу по величине и, при точном эксперименте, совпадать с расчётным значением $\chi_{расч}$. При достижении $F \approx F_{p.c.}$ коэффициент $\chi_{эсп}$ должен стремиться к единице.

4. Контрольные вопросы

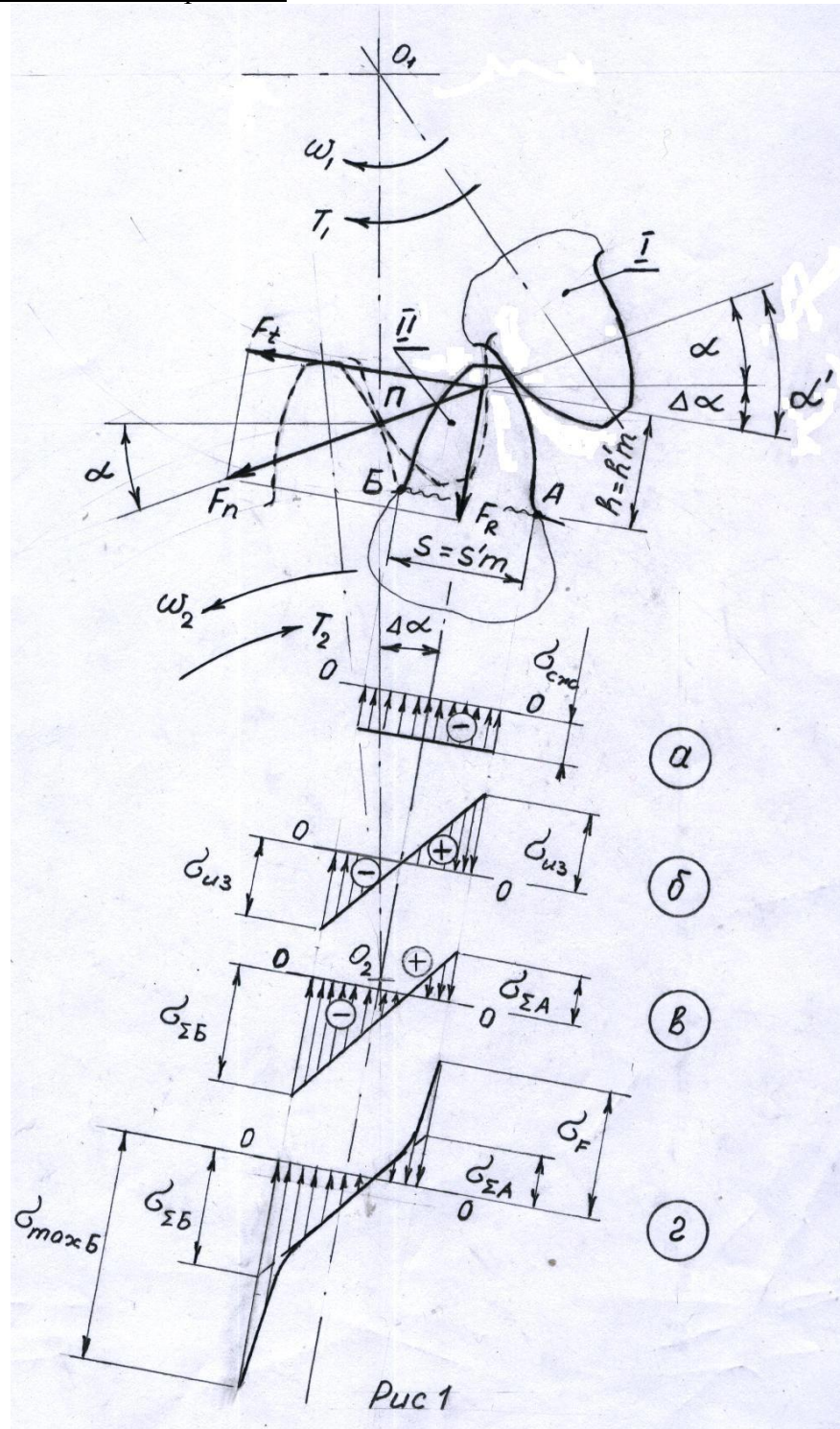
- В чём состоит смысл коэффициента внешней нагрузки?
- Какие факторы влияют на величину коэффициента χ ?
- Чем можно объяснить несовпадение экспериментального и расчётного χ ?
- Почему недопустимо раскрытие стыка деталей, в особенности при переменной внешней нагрузке?
- Как изменится величина коэффициента χ при установке между деталями податливой прокладки?
- Влияет ли величина внешней нагрузки на величину коэффициента χ ?
- Почему суммарная нагрузка болта меньше суммы затяжки и внешней силы?
- От чего зависит величина силы, раскрывающей стык деталей?
- На чём основано измерение сил при проведении эксперимента?

Лабораторная работа № 3

Определение напряжений в основании зуба зубчатого колеса

1. Цель работы – изучение расчетной методики определения напряжений в основании эвольвентного зуба зубчатого колеса при его изгибе; ознакомление с принятыми теоретическими допущениями и сравнительная оценка их влияния на результаты расчетов; теоретический анализ степени влияния расчетных параметров на напряжения в зубе; экспериментальная оценка эпюры действительных напряжений в основании зуба.

2. Теоретическая часть работы.



Одним из критериев работоспособности зубьев зубчатых колес (наряду с контактной прочностью) является прочность зуба на сопротивление усталостному изгибу. На боковую поверхность зуба периодически (с каждым входом зубьев в зацепление) действует нормальная сила F_n в виде реакции со стороны парного зубчатого колеса. Так как нормалью к эвольвентным поверхностям зубьев, находящихся в контакте, является линия зацепления, то сила F_n всегда действует вдоль этой линии, которая наклонена под углом $\alpha = 20^\circ$ по отношению к перпендикуляру, проведенному в полюсе Π к линии центров зубчатых колес (см. рис. 1). На рисунке показан момент, когда основание зуба I входит в контакт с вершиной зуба II. Реакцию F_n переносим на ось зуба II и раскладываем на составляющие силы: окружную F_t и радиальную F_R . Если изобразить нормаль $n-n$ к оси зуба II, то угол между этой нормалью и линией силы F_n $\alpha' = \alpha + \Delta\alpha$, где $\Delta\alpha$ - угол разворота оси зуба II по отношению к линии центров колес. Очевидно, что:

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha'; \quad F_R = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha'$$

Таким образом, зуб II оказывается под действием сил F_t и F_R . Следует отметить, что в момент, изображенный на рис. 1, между зубьями происходит не только их перекатывание, но и относительное скольжение, которое сопровождается трением.

При определении напряжений в основании зуба обычно принимают следующие упрощающие допущения:

– Влиянием сил трения в контакте зубьев пренебрегают ввиду их малости, т.к. при обильной смазке коэффициент трения между зубьями $f = 0,05 \dots 0,08$.

– Вся нагрузка зацепления передается одной парой зубьев и приложена к вершине зуба. Этот худший случай справедлив для наиболее распространенных в технике зубчатых передач, выполненным по 7-й или 8-й степеням точности.

– Зуб рассматривается как консольная балка, для которой справедлива гипотеза плоских сечений и поэтому для его расчета справедливы методы сопротивления материалов. Фактически зуб подобен выступу, у которого размеры поперечного сечения соизмеримы с его высотой. Точный расчет напряжений в таких элементах выполняют методами теории упругости.

От радиальной силы F_R в основании зуба действуют напряжения сжатия, равномерно распределенные по всему сечению зуба.

$$\sigma_{сж} = -\frac{F_R}{S \cdot b} = -\frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha'}{S \cdot b},$$

где: S – ширина основания зуба; b – длина зуба в направлении, перпендикулярном рисунку.

Эпюра напряжений $\sigma_{сж}$ показана на рис. 1.а.

От силы F_t в основании зуба действует изгибающий момент $M = F_t \cdot h$, создающий напряжения изгиба.

$$\sigma_{из} = \pm \frac{M}{W_{из}} = \pm \frac{F_t \cdot h}{b \cdot S^2 / 6} = \frac{F_t \cdot h \cdot 6}{b \cdot S^2}$$

Эпюра напряжений σ_{uz} показана на рис. 1.б.

В точках Б (вдоль линии, перпендикулярной рисунку) действуют суммарные напряжения сжатия

$$\sigma_{\Sigma B} = \sigma_{сж} + \sigma_{uz}$$

В точках А (перпендикулярно рисунку) действуют растягивающие напряжения

$$\sigma_{\Sigma A} = \sigma_{uz} - \sigma_{сж}$$

Эпюра суммарных напряжений показана на рис. 1. в.

В растянутой зоне (точки А) суммарное напряжение $\sigma_{\Sigma A}$ меньше, чем напряжение $\sigma_{\Sigma B}$ в сжатой зоне. Однако экспериментально установлено, что поверхностные слои материала зуба оказывают меньшее сопротивление переменным растягивающим напряжениям, чем напряжениям сжатия. Поэтому проверку прочности зуба следует проводить по зоне растяжения (точки А).

Используя геометрическое подобие зубьев различного модуля, величины S и h выражают через безразмерные коэффициенты S' и h' и модуль

$$S = S' \cdot m; h = h' \cdot m$$

Тогда

$$\begin{aligned} \sigma_{\Sigma A} = \sigma_{uz} - \sigma_{сж} &= \frac{F_t \cdot h \cdot 6}{b \cdot S^2} - \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha'}{S \cdot b} = \frac{F_t \cdot h' \cdot m \cdot 6}{b \cdot (S')^2 \cdot m^2} - \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha'}{S' \cdot m \cdot b} = \\ &= \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot \left[\frac{6 \cdot h'}{(S')^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha'}{S'} \right] \end{aligned}$$

Учитывая неравномерность распределения нагрузки вдоль линии контакта зубьев коэффициентом $K_{F\beta}$ и дополнительную динамическую нагрузку при входе зубьев в зацепление коэффициентом K_{FV} , а также принимая во внимание теоретический коэффициент концентрации напряжений K_T в зоне галтельного перехода от боковой поверхности зуба к окружности впадин зубчатого колеса, действительное напряжение в точках А будет равно

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot \left[\frac{6 \cdot h'}{(S')^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha'}{S'} \right] \cdot K_T$$

Обозначим,

$$Y_F = \left[\frac{6 \cdot h'}{(S')^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha'}{S'} \right] \cdot K_T$$

Получим

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_F$$

Коэффициент формы зуба Y_F – это безразмерный коэффициент, величина которого зависит от формы зуба (размеры S' , h' , α') и от формы галтели

(коэффициент K_T). Форма зуба зависит от числа зубьев Z и от коэффициента смещения инструмента x . Величина коэффициента Y_F колеблется в диапазоне $Y_F = 3...4,5$.

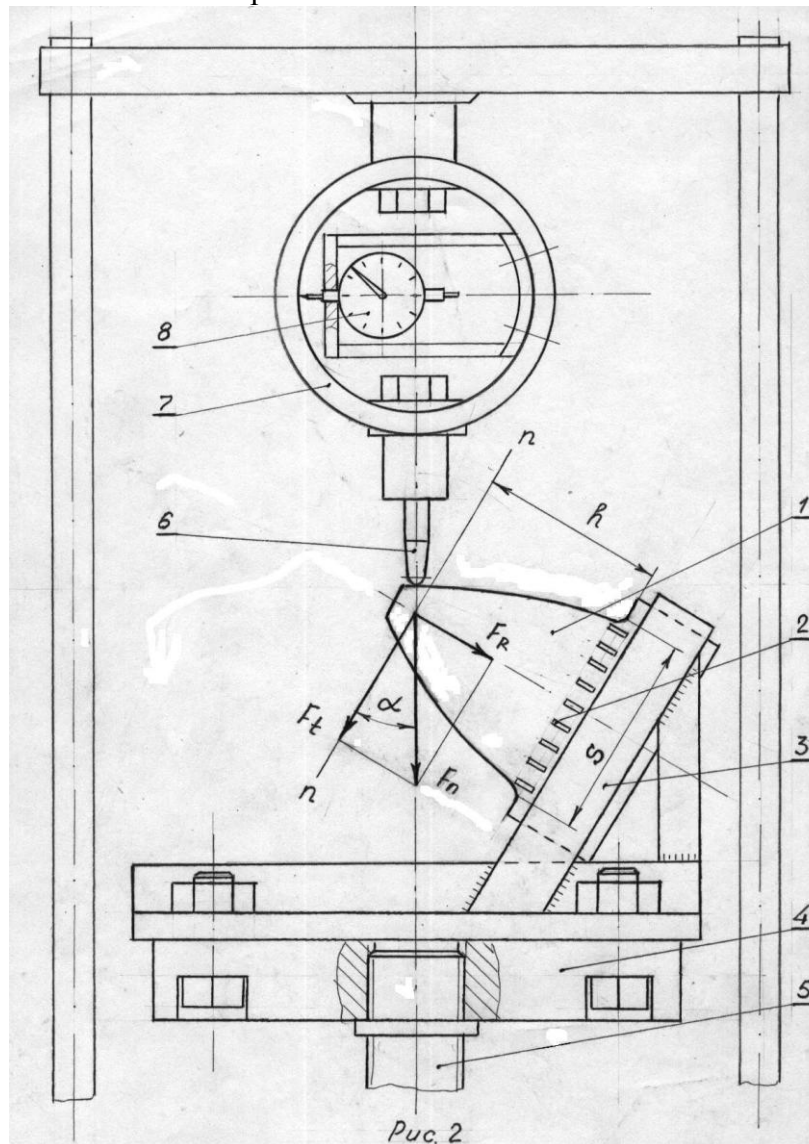
Эпюра суммарных напряжений с учетом концентрации напряжений в галтелях показаны на рис. 1.г. Эта эпюра дает возможность наглядно показать механический смысл коэффициента концентрации

$$K_T = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\Sigma A}} \approx \frac{\sigma_{\max .Б}}{\sigma_{\Sigma Б}}$$

3. Экспериментальная часть работы.

3.1. Описание лабораторной установки.

Схема установки показана на рис. 2.



Увеличенная модель зуба 1 с тензодатчиками деформаций 2 закреплена в кронштейне 3, установленном на подвижном столе 4 испытательной машины. Подвижный стол перемещается по вертикали при помощи ходового винта 5, который приводится в движение червячным редуктором, находящимся в станине машины.

При подъеме подвижного стола зуб через упор 6 нагружает кольцевой динамометр 7, деформация которого, пропорциональная нагрузке F_n на зуб, фиксируется

индикатором 8. Перпендикуляр $n-n$, проведенный к оси зуба, наклонен к оси упора 5 под углом $\alpha = 20^\circ$.

3.2. Порядок выполнения лабораторной работы и оформление отчета:

– Определяем размеры зуба в миллиметрах: S ; h ; b - толщина зуба в направлении, перпендикулярном рисунку.

– По рекомендации преподавателя назначается величина силы F_n , Н и определяются ее составляющие

$$F_R = F_n \cdot \sin \alpha; F_t = F_n \cdot \cos \alpha$$

– Определяем расчетные суммарные напряжения в точке Б (в зоне сжатых волокон) и в точке А (в зоне растянутых волокон).

$$F_{\Sigma B} = \sigma_{из} + \sigma_{сж} = \frac{F_t \cdot h \cdot 6}{b \cdot S^2} + \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{S \cdot b};$$

$$F_{\Sigma A} = \sigma_{из} - \sigma_{сж} = \frac{F_t \cdot h \cdot 6}{b \cdot S^2} - \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{S \cdot b},$$

где: F_t - Н; $\alpha = 20^\circ$; S, h, b - м; σ_{Σ} - Н/м².

– Строил эпюру расчетных суммарных напряжений, пример которых показан на рис. 3 (сплошная наклонная линия).

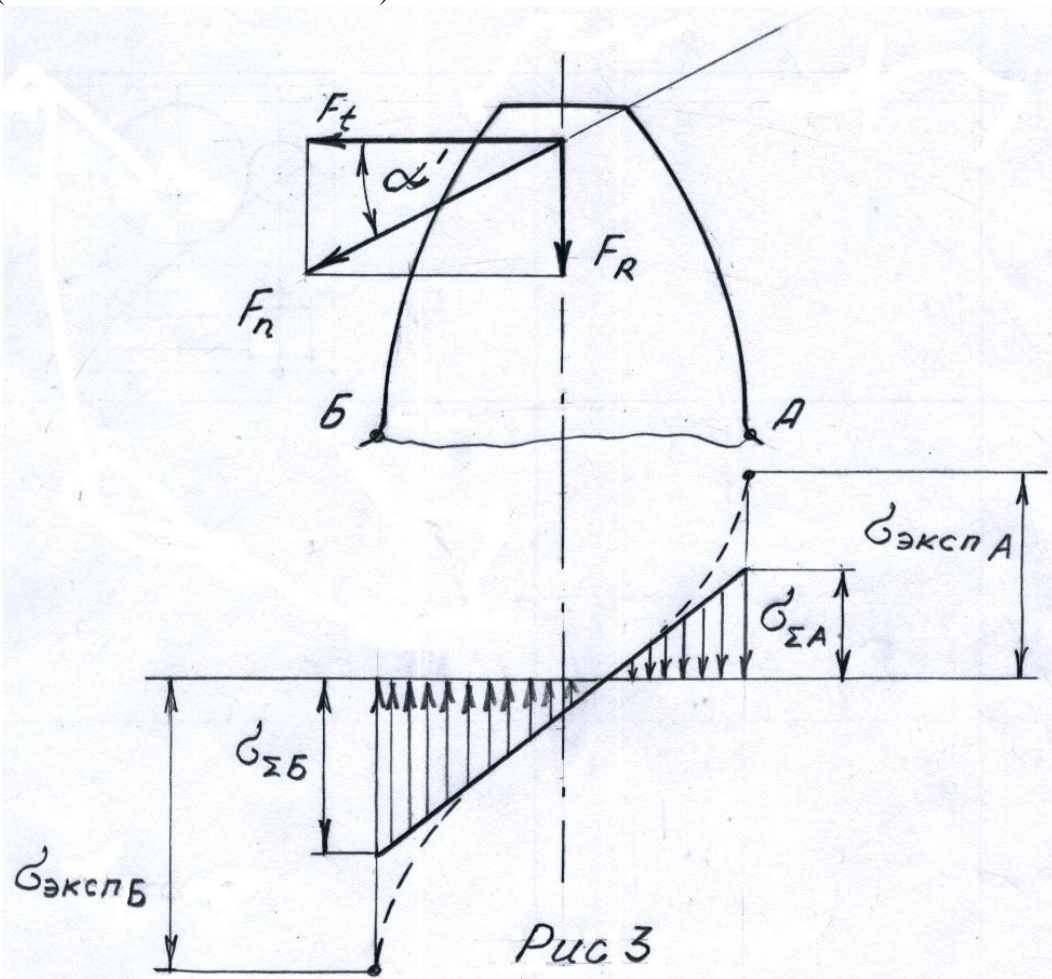


Рис 3

– Перемещая винт 5 установки, поднимаем подвижный стол 4 так, чтобы индикатор кольцевого динамометра показал то количество делений, которое

соответствует нагрузке F_n . При этом на измерительном приборе АИД-2М фиксируем показания Δn_i для каждого тензодатчика.

– Определяем напряжения в местах установки тензодатчиков.

$$\sigma_i = \varepsilon_i \cdot E = \Delta n_i \cdot 10^{-5} \cdot E$$

где: ε_i – относительная деформация для каждого датчика; $E = 7 \cdot 10^4$ МПа – модуль упругости материалов зуба; σ_i - МПа.

– Наносим экспериментально полученные напряжения на ранее построенную эпюру расчетных напряжений (показаны пунктирной линией на рис.3)

– Определяем экспериментальное значение коэффициента концентрации напряжений для точки А.

$$K_{T.эксн} = \frac{\sigma_{эксн.А}}{\sigma_{\Sigma А}}.$$

4. Контрольные вопросы

– Какое разрушение зуба зубчатого колеса возможно от действия переменных напряжений изгиба?

– Какие силы действуют на зуб зубчатого колеса и как они определяются?

– Что такое коэффициент формы зуба; от чего он зависит; как определяется; где используется?

– Почему в основании зуба возникает концентрация напряжений; от чего зависит величина теоретического коэффициента концентрации; как этот коэффициент учитывается при определении напряжений в основании зуба?

– Какие допущения положены в основу расчета напряжений изгиба в зубе зубчатого колеса?

– Почему расчет прочности зуба проводят для растянутой зоны опасного сечения зуба?

– Почему в расчетной схеме силу F_n прикладывают к вершине зуба по углом $\alpha' > \alpha = 20^\circ$?

Лабораторная работа № 4

Определение коэффициента полезного действия червячного редуктора.

1. Цель работы – теоретическое изучение факторов, влияющих на коэффициент полезного действия червячного редуктора; экспериментальное определение КПД; экспериментальное изучение влияния на КПД величины полезной нагрузки редуктора и частоты вращения червяка; экспериментальное определение диапазона оптимальных нагрузок.

2. Теоретическая часть работы.

Червячные передачи применяют при необходимости передачи движения между перекрещивающимися осями валов. Обычно угол перекрещивания равен 90° .

Червячная передача состоит из стального, закаленного до высокой твердости ($H \geq 45$ НРс) червяка с трапециевидными или эвольвентными в сечении полированными витками и червячного колеса, обод которого изготовлен из бронзы или латуни и зубья которого имеют дуговую форму, обеспечивающую облегание тела червяка и увеличение длины контактных линий. Ведущим звеном является червяк.

Достоинства червячных передач заключаются в возможности получения больших передаточных чисел (от 8 до 80 и более), плавности и относительной бесшумности работы, возможности обеспечения самоторможения передачи. Самоторможение передачи может быть реализовано в том случае, если угол подъема винтовой линии червяка γ не будет превышать величину приведенного угла трения ρ_{np} , т. е.

$$\gamma \leq \rho_{np}$$

Основным недостатком червячной передачи является скольжение витка червяка относительно зубьев червячного колеса и, как следствие, – относительно низкий КПД (от 60 до 90 %). Стремление уменьшить потери на трение в зацеплении требует применения для колеса дорогих антифрикционных материалов. При больших скоростях скольжения (более 8 м/с) применяют дефицитные оловянистые бронзы. При средних скоростях (от 4 до 8 м/с) – безоловянистые бронзы. При малых скоростях скольжения (до 4 м/с) возможно применение латуни.

При оптимальной нагрузке червячного редуктора его КПД может быть определен по формуле

$$\eta = \eta_{подш} \cdot \eta_{масл} \cdot \eta_{зац}$$

где: η – общий КПД; $\eta_{подш}$ – КПД, учитывающий потери мощности на преодоление механического сопротивления в подшипниках валов; $\eta_{масл}$ – КПД, учитывающий потери на разбрызгивание и перемешивание масла в корпусе редуктора; $\eta_{зац}$ – КПД, учитывающий потери в зацеплении витков червяка с зубьями червячного колеса.

Потери мощности в подшипниковых опорах валов и на преодоление гидродинамического сопротивления масляной ванны расчетным путем определить сложно. Однако многочисленные испытания показали, что для оптимально отрегулированных и смазанных подшипниковых опор и при удачно выбранном сорте масла и способе смазки зоны зацепления указанные суммарные потери не превышают 5%. Поэтому принимают

$$\eta = 0,95 \cdot \eta_{зац}$$

КПД, учитывающий потери в зацеплении, можно определить по формуле

$$\eta_{зац} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho_{np})},$$

где: γ – угол подъема винтовой линии червяка; ρ_{np} – приведенный угол трения.

Угол подъема γ зависит от числа заходов червяка z_1 и относительного диаметра червяка q

$$q = \frac{d_1}{m}$$

где: d_1 – диаметр делительной окружности червяка, m – модуль зацепления, и может быть определен по формуле

$$\gamma = arctg\left(\frac{z_1}{q}\right)$$

Приведенный угол трения ρ_{np} зависит от материала червячного колеса и от скорости скольжения в зацеплении

$$V_{ск} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma},$$

Где: n_1 – частота вращения червяка, об/м; d_1 – диаметр делительной окружности червяка, м; $V_{ск}$ – м/с.

Для передачи со стальным шлифованным и полированным червяком и червячным колесом с бронзовым ободом среднее значение приведенного угла трения в зависимости от скорости скольжения, м/с можно определить по таблице

| | | | | | | | | | | | | |
|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|-------|
| $V_{ск}$ м/с. | 0,1 | 0,25 | 0,5 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 4,0 | 7,0 | 10,0 | 15,0 |
| ρ_{np} | 4,83° | 4,00° | 3,42° | 2,83° | 2,58° | 2,25° | 2,00° | 1,75° | 1,5° | 1,25° | 1,17° | 1,00° |

Отметим, что при увеличении угла γ скорость скольжения в зацеплении увеличивается, т.к.

$$V_{ск} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma}$$

При этом, согласно таблице, приведенный угол трения уменьшается. Уменьшение ρ_{np}

приводит к увеличению КПД, так как $\eta_{зац} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho_{np})}$

Именно поэтому стремятся применять червячные передачи с многозаходными червяками ($z_1 = 2$ и $z_2 = 4$), для которых угол γ имеет относительно большую величину.

Экспериментальное определение КПД червячного редуктора основано на измерении мощностей на выходе P_2 , на входе P_1 и на последующем вычислении их отношения:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

В свою очередь, величины мощностей могут быть выражены через измеряемые крутящие моменты T_2 и T_1 и угловые скорости вращения ω_2 и ω_1 :

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2 \quad \text{и} \quad P_1 = T_1 \cdot \omega_1$$

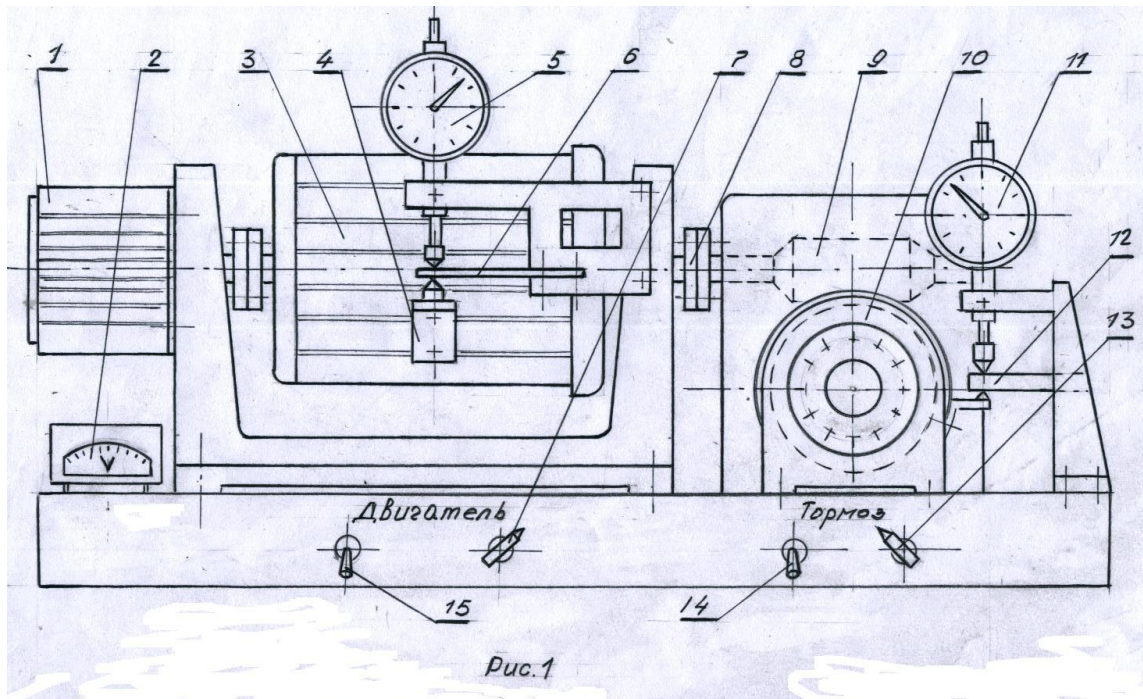
Тогда

$$\eta = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot U}$$

Где: $\frac{\omega_1}{\omega_2} = U$ – передаточное число редуктора.

3. Экспериментальная часть работы.

3.1. Описание лабораторной установки, схема которой приведена на рис. 1.



В установке использован электродвигатель постоянного тока 3, включенный через трансформатор 2, позволяющий изменять напряжение питания от 50 до 250 вольт. При этом частота вращения ротора двигателя, измеряемая тахометром 1, изменяется от 700 до 3 500 об/м. Статор электродвигателя установлен в подшипниках качения, что позволяет ему поворачиваться относительно оси двигателя под действием реактивного момента со стороны вращающегося в противоположном направлении ротора. Поворачиваясь, статор двигателя упором 4 нажимает на пластинчатую пружину 6, деформация которой, пропорциональная моменту вращения ротора, измеряется индикатором 5.

Крутящий момент электродвигателя через упругую муфту 8 передается на червяк 9 редуктора.

Для имитации рабочей нагрузки вала червячного колеса использован электромагнитный порошок тормоз 10. Ротор тормоза представляет собой магнитопровод с обмоткой возбуждения, питание которой может изменяться регулятором трансформатора 13. Малый зазор (около 1 мм) между наружной цилиндрической поверхностью ротора и внутренней поверхностью корпуса тормоза заполнен смесью машинного масла и мелкодисперсного ферромагнитного железа. При увеличении тока возбуждения регулятором 13 возрастает не только электромагнитное сопротивление вращению ротора, но и механическое сопротивление частиц железа, которые под действием магнитного поля образуют цепочки, ориентированные перпендикулярно зазору. Корпус тормоза по аналогии с корпусом электродвигателя, имеет возможность поворачиваться относительно оси и своим упором деформировать пластинчатую пружину 12. Деформация пружины, измеренная индикатором 11, дает возможность определить момент T_2 на выходном валу редуктора.

При увеличении момента T_2 частота вращения ротора двигателя пропорционально уменьшается. Для поддержания постоянной частоты следует увеличивать потребляемый двигателем ток при помощи регулятора 7.

3.2. Последовательность выполнения работы и оформления отчета.

Используя технические характеристики червячного редуктора, выписывают значения: числа зубьев червячного колеса z_2 ; числа заходов червяка z_1 ; модуля зацепления m , мм; диаметра делительной окружности червяка d_1 , мм.

Определяется передаточное число U , относительный диаметр червяка q и угол подъема витков червяка:

$$U = \frac{z_2}{z_1}; \quad q = \frac{d_1}{m}; \quad \gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right).$$

Задаются несколькими частотами вращения червяка. Например, $n_1' = 1000$ об/м; $n_1'' = 2000$ об/м; $n_1''' = 3000$ об/м.

Для каждой из выбранных частот вращения червяка определяют соответствующие им скорости скольжения

$$V_{ск}' = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1'}{60 \cdot \cos \gamma}; \quad V_{ск}'' = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1''}{60 \cdot \cos \gamma} \text{ и т.д.}$$

Для каждой из полученных скоростей скольжения определяют по таблице выше соответствующие им приведенные углы трения ρ_{np}' ; ρ_{np}'' ; ρ_{np}''' .

Для каждой выбранной частоты вращения червяка определяют расчетные значения КПД:

$$\eta'_{расч} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho'_{np})}; \quad \eta''_{расч} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho''_{np})} \text{ и т.д.}$$

Перед началом эксперимента тумблеры двигателя и тормоза должны быть в положении «выключено». Регуляторы тока 14 и 15 должны быть повернуты против часовой стрелки до упора. Индикаторы 5 и 11 должны быть установлены в нулевое положение.

Включить вилку питания трансформатора 2 в сеть. Установить напряжение питания двигателя 50 вольт. Включить тумблеры двигателя 15 и тормоза 14.

Плавное вращая регулятор трансформатора 2, повысить напряжение и добиться требуемой частоты вращения ротора двигателя n'_1 , об/м. Записать начальные показания индикаторов 5 и 11. Регулятором 13 ступенчато увеличивать момент торможения. При этом каждый раз необходимо восстанавливать частоту вращения двигателя n'_1 регулятором 7. Для каждой ступени нагрузок записывать показания индикаторов 5 и 11 и по их тарировочным графикам перевозить эти показания в моменты T_1 , Нм и T_2 , Нм. Для каждой ступени нагружения определить величину экспериментального КПД.

$$\eta_{эксп} = \frac{T_2}{T_1 \cdot U}$$

Повторить серию аналогичных измерений для выбранных частот вращения червяка n''_1 и n'''_1 .

Построить расчетные и экспериментальные графики зависимости КПД от нагрузки T_2 при различных частотах вращения червяка. Дать сравнительную характеристику результатов работы.

4. Вопросы для самопроверки.

- Перечислите достоинства и недостатки червячных передач.
- В чем заключается смысл понятия о самоторможении червячной передачи?
- При каком условии червячная передача является самотормозящей?
- Является ли самотормозящей червячная передача в изучаемой экспериментальной установке?
- Как определяется скорость скольжения в червячном зацеплении?
- Какое влияние оказывает скорость скольжения на КПД передачи?
- Какое влияние на КПД оказывает угол подъема винтовой линии червяка?
- Какое влияние на КПД оказывает число заходов червяка?
- На чем основаны методы экспериментального определения крутящих моментов на червяке и червячном колесе?
- Перечислите пути возможного увеличения КПД червячного редуктора.

Лабораторная работа № 5

Изучение методики расчета ресурса подшипников качения и экспериментальное определение для них потерь на трение

1. Цель работы – ознакомление с основными терминами и определениями применительно к подшипникам качения; ознакомление с методикой расчетного определения долговечности радиальных и радиально-упорных подшипников качения; экспериментальное определение суммарных потерь в радиальных подшипниках в зависимости от радиальной нагрузки, частоты вращения и количества смазки.

2. Теоретическая часть работы.

Долговечностью подшипника L называется такой срок службы (ресурс), в течение которого не появляются признаки контактной усталости дорожек качения на кольцах подшипника. Долговечность измеряется в миллионах оборотов, или в часах.

Динамическая грузоподъемность C_r , Н радиального или радиально-упорного подшипника – такая постоянная радиальная нагрузка, под действием которой долговечность однотипных подшипников при вероятности неразрушения 90% равна не менее одного миллиона оборотов. Значения C_r приведены в каталогах подшипников.

Статическая грузоподъемность C_{or} , Н – такая статическая нагрузка для невращающегося или медленно вращающегося (не более 10 об/м) подшипника, от которой появляется общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная $1/10000$ диаметра тела качения. Значения C_{or} приведены в каталогах подшипников.

Эквивалентная динамическая нагрузка P , Н для радиальных или радиально-упорных подшипников – это такая условная постоянная радиальная нагрузка, под действием которой подшипники имеют такую же долговечность, как и подшипники, нагруженные радиальной и осевой силами. Для расчета эквивалентной нагрузки применяется формула, полученная математической обработкой многочисленных результатов усталостных испытаний однотипных подшипников при различных сочетаниях величин радиальных F_r и осевых F_a нагрузок.

$$P = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma$$

где: X и Y – коэффициенты, которые выбираются по справочным таблицам в зависимости от отношений $\frac{F_a}{C_r}$ и $\frac{F_a}{F_r}$; K_σ – коэффициент безопасности, зависящий от характера эксплуатационной нагрузки (спокойная, или с толчками, или с сильными ударами) и от степени ответственности узла с выбранными подшипниками.

Расчетная долговечность выбранного подшипника в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C_r}{P} \right)^p, \text{ млн.об.},$$

где показатель степени $p = 3$ для шариковых подшипников и $p = 10/3$ для роликовых подшипников.

В подшипниках качения потери мощности на преодоление сил сопротивления незначительны, но они есть и могут оказывать существенное влияние на КПД

механического привода. Эти потери складываются из потерь на преодоление трения качения, трения шариков и роликов о сепаратор и вязкого гидродинамического трения в смазке, заполняющей подшипник. Они зависят от типа подшипника, точности сборки, скорости вращения, наличия и вида смазки, типа и величины нагрузки.

Момент трения в подшипнике M можно представить как сумму момента M_o , не зависящего от нагрузки, и момента M_1 , зависящего от нагрузки. Момент M_1 с помощью условного коэффициента трения f_{np} можно выразить через радиальную нагрузку F_r и диаметр d посадочной поверхности вала

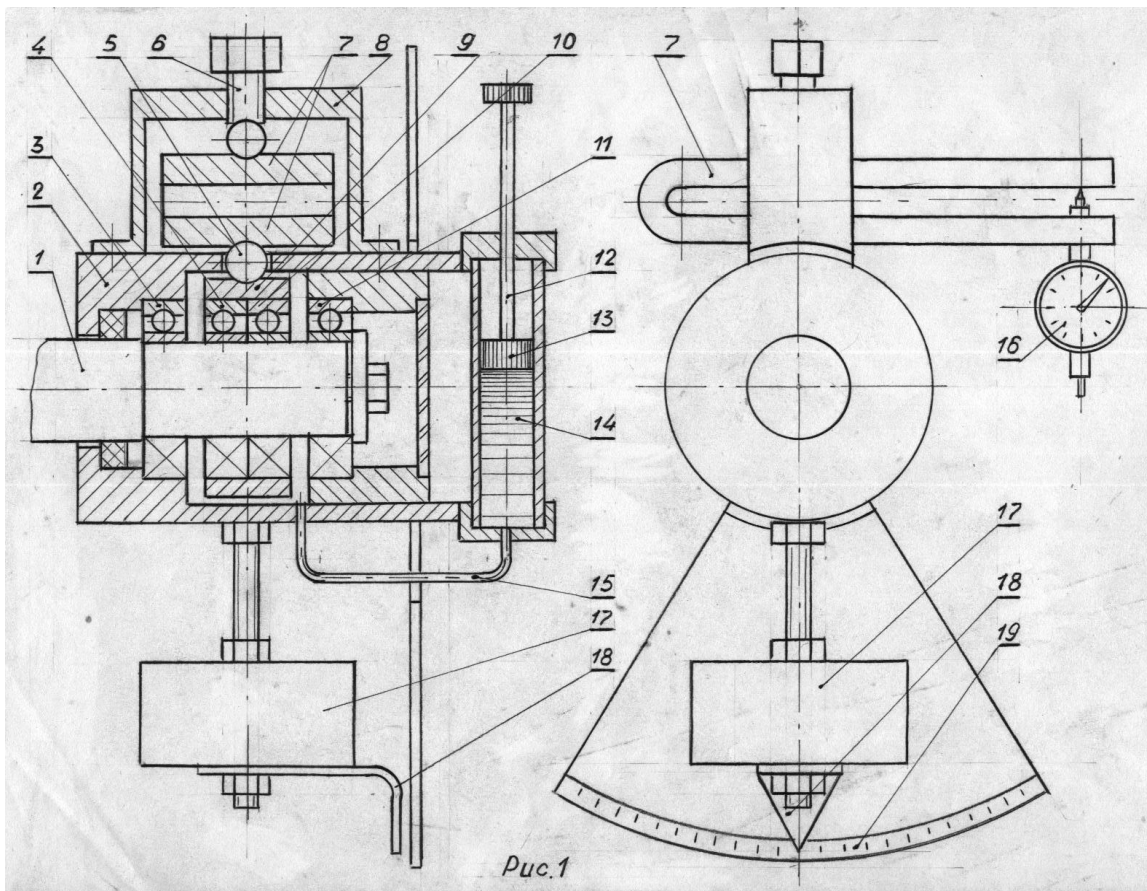
$$M_1 = F_r \cdot \frac{d}{2} \cdot f_{np}$$

Тогда

$$M_1 = M_o + F_r \cdot \frac{d}{2} \cdot f_{np}$$

3. Экспериментальное определение потерь на трение для радиальных шариковых подшипников.

3.1. Описание лабораторной установки, приведенной на рис. 1



На валу 1 установлены четыре радиальных шариковых подшипника. Наружные кольца двух средних подшипников 4 и 10 расположены в общей втулке 9. Наружные кольца двух крайних подшипников 3 и 11 установлены в общем корпусе 2, который

охватывает втулку 9 с зазором. Нагрузочное устройство состоит из кронштейна 8 и винта 6, установленных на наружной поверхности корпуса 2. При завинчивании винта 6 нагрузка передается через шарики 5 динамометра 7 и втулку 9 на два средних подшипника 4 и 10. При этом два крайних подшипника 3 и 11 нагружаются этой же силой в противоположном направлении. Величина нагрузки определяется по динамометру 7 и индикатору 16.

При вращении вала суммарный момент сопротивления передается на корпус 2, который удерживается от вращения маятником с грузом 17. Стрелка 18 по шкале 19 показывает величину суммарного момента трения в подшипниках.

Смазочное устройство, состоящее из цилиндра 14 и поршня 13, позволяет изменять уровень масла в корпусе 2.

3.2. Порядок проведения эксперимента и оформление отчета.

Необходимо выполнить эскиз выбранных подшипников, определить их основные размеры, расшифровать с помощью каталога подшипников их обозначение, дать краткую характеристику: назначение, воспринимаемые нагрузки, обеспечивают ли осевую фиксацию вала, допускают ли перекос колец при работе и т.д. Надо выписать из каталога величины динамической и статической грузоподъемности.

Включить электродвигатель с числом оборотов 1000 об/м. При отсутствии внешней нагрузки (винт 6 полностью вывинчен) и смазки измерить величину M_o по отклонению маятника.

Нагружаем подшипники винтом 6 последовательными нагрузками 2500, 5000 и 10000 Н. При этом для каждого случая нагружения измеряем моменты трения M_T .

Для каждого случая нагружения вычисляем величину приведенного коэффициента трения.

$$f_{np} = \frac{2 \cdot (M_T - M_o)}{F_r \cdot d}$$

где: M_T и M_o - Нм; F_r - Н; d - м.

Заполняем полость подшипникового узла машинным маслом до середины тел качения и повторяем эксперименты.

Аналогичные испытания следует провести при частотах вращения вала 2000 и 3000 об/м.

Построить графики зависимости момента трения M_T и приведенного коэффициента трения f_{np} от нагрузки F_r для случаев работы узла без обильной смазки и со смазкой.

Определить расчетным путем долговечность подшипников для наибольшей нагрузки $F_r = 10000$ Н по формуле

$$L = \left(\frac{c_r}{F_r} \right)^3, \text{ млн. об.}$$

4. Вопросы для самопроверки

– Перечислите причины выхода из строя подшипников качения.

- Назовите расчетные параметры, определяющие долговечность подшипника.
- Что такое динамическая грузоподъемность подшипника?
- Что называется эквивалентной нагрузкой подшипника?
- Как осевая сила подшипника влияет на распределение нагрузок между телами качения в подшипнике?
- Назовите причины появления момента сопротивления в подшипнике.
- Почему при увеличении радиальной нагрузки подшипника возрастает его момент сопротивления?
- Почему при увеличении частоты вращения возрастает момент сопротивления подшипника?
- Почему при увеличении радиальной нагрузки на подшипники момент трения увеличивается, а приведенный коэффициент трения уменьшается?