Энгельсский технологический институт (филиал) федерального государственного
бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.»

Лабораторная работа

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ РЕДУКТОРА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ

Методические указания к выполнению лабораторной работы
по курсу «Детали машин и основы конструирования»
для студентов направлений

18.03.01 «Химическая технология»

**Энгельс 2024**

# ВВЕДЕНИЕ

Цилиндрические редукторы - большая группа редукторов, характеризующаяся применяемым в них зацеплением - цилиндрическими зубчатыми передачами. К преимуществам цилиндрических редукторов относят:

1. Высокий КПД редуктора. Цилиндрические зубчатые передачи имеют один из самых высоких КПД. Следствием из этого является энергетическая экономичность этих редукторов. КПД цилиндрической зубчатой передачи, применяемой в редукторах, вне зависимости от передаточного отношения, обычно равняется 98%.

2. Высокая нагрузочная способность. Цилиндрические редукторы соответствующих габаритов способны передавать почти без потерь большую мощность.

3. Низкий люфт выходного вала, вследствие этого кинематическая точность цилиндрических редукторов выше, чем червячных.

4. Низкий нагрев вследствие высокого КПД передач – почти вся энергия не рассеивается, а передаётся от источника к потребителю.

5. Обратимость при любом передаточном числе, иначе говоря, отсутствие самоторможения. У любого цилиндрического редуктора можно провернуть выходной вал.

6. Уверенная работа при неравномерных нагрузках, а так же при частых пусках-остановах. Это свойство диктует целесообразность применения исключительно цилиндрических редукторов в приводах дробилок, измельчителей, шредеров и прочих машин с пульсирующими нагрузками на рабочих органах.

7. Высокая надёжность.

8. Благодаря большой степени вариативности зубчатых передач, имеется возможность подобрать редуктор с наиболее близким к требуемому передаточным отношением.

К недостаткам цилиндрических редукторов относят:

1. Низкое передаточное число на одной ступени. В цилиндрических редукторах применяются зубчатые передачи с $u = 1:1 \ldots 1:6.3$.

2. Уровень шума. Цилиндрические редукторы – более шумные по сравнению с червячными.

3. Обратимость (отсутствие самоторможения). Это является недостатком в том случае, когда необходимо отсутствие возможности поворота выходного вала внешней нагрузкой.

Благодаря всем своим достоинствам цилиндрический редуктор – лидер по распространённости среди редукторов. Цилиндрические редукторы устанавливаются в приводах измельчителей, мешалок, экструдеров, металлорежущих станков, валкового оборудования и т. д., и т. п.

## 1. Цель работы

Изучить устройство и принцип действия редуктора с цилиндрическими колесами, определить его коэффициент полезного действия (к.п.д.), исследовать зависимость к.п.д. от величины нагрузки и частоты вращения.

## 2. Основные понятия

Основными характеристиками механического редуктора для передачи вращательного движения являются передаваемая им мощность, передаточное отношение и к.п.д. Они характеризуют непроизводительные затраты энергии в передаточном механизме, а также косвенно нагрев и износ передачи.

### 2.1 Кинематические схемы редукторов с цилиндрическими колесами

Зубчатые передачи, предназначенные для снижения скорости движения, называются редукторами. Наиболее распространенные типы редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами показаны на рис.1 - 4. Быстроходный и тихоходный валы на рисунках обозначены соответственно буквами Б и Т.

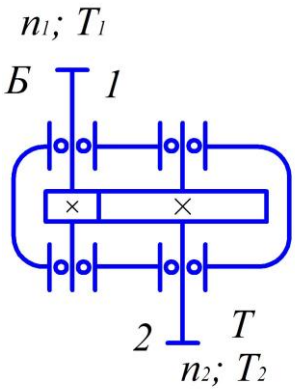


Рис. 1. Одноступенчатый редуктор

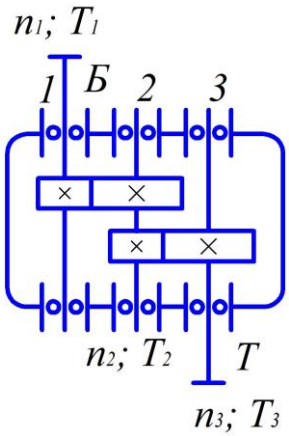


Рис. 2. Двухступенчатый редуктор

На рисунках с кинематическими схемами редукторов применены обозначения: 1,2,3… – номера валов (вал 1 соответственно – быстроходный, вал 3 или вал с последней большей цифрой – тихоходный); $n_1$,$n_2$,$n_3$ – частоты вращения валов (об/мин); $T_1$,$T_2$,$T_3$ – моменты нагрузки на валах (Н·м).

Передаточное отношение (u) в одноступенчатой передаче

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \qquad (1)$$

где $n_1$, $n_2$ – соответственно частоты вращения вала шестерни и вала колеса, $z_1$, $z_2$ – соответственно число зубьев шестерни и число зубьев колеса.

Соотношение между моментами нагрузки в передаче

$$T_1 = \frac{T_2}{u \times \eta} \quad , \qquad (2)$$

где $T_1$ и $T_2$ – соответственно моменты нагрузки на валах шестерни и колеса,

$\eta$ – коэффициент полезного действия одноступенчатой передачи с учетом потерь на трение в подшипниковых опорах вала колеса.

Передаточное отношение в двухступенчатом редукторе определится

$$u = \frac{z_2 \times z_4}{z_1 \times z_3},$$

где $z_1$, $z_3$ – числа зубьев шестерен, $z_2$, $z_4$ – числа зубьев колес.

Соотношение между моментами на входном и выходном валах в редукторе

$$T_1 = \frac{T_3}{u_1 \cdot u_2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_П^2} \quad , \qquad (3)$$

где $T_1$, $T_3$ – моменты соответственно на входном и выходном (тихоходном) валах,

$\eta_1$, $\eta_2$, – коэффициенты полезного действия 1-ой и 2-ой пар зубчатых колес

$\eta_П$ – коэффициент полезного действия подшипниковых опор вала. В данной схеме учитывается к.п.д. опор второго и третьего вала.

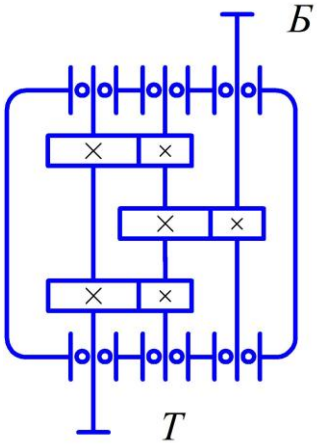


Рис. 3.Редуктор с раздвоенной тихоходной передачей

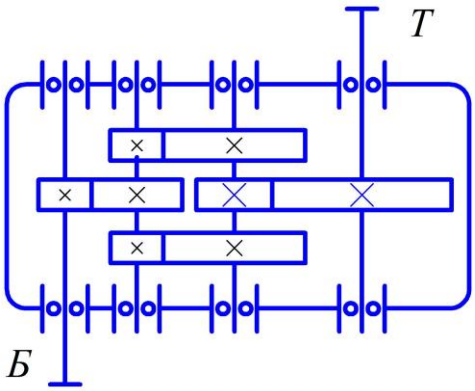


Рис.4. Редуктор с раздвоенной быстроходной передачей

В одном редукторе обычно применяют передачи одинаковой степени точности изготовления, условия смазки колес в редукторах с цилиндрическими колесами одинаковы для всех колес, поэтому можно принять, что $\eta = \eta_1 \times \eta_2$. Общее передаточное отношение редуктора

$$u = u_1 \times u_2 \qquad (4)$$

Формулу для вычисления момента $T_1$ представим в виде

$$T_1 = \frac{T_3}{u \times \eta^2 \times \eta_П^2} \qquad (5)$$

Редукторы с цилиндрическими колесами, выполненные по схеме рис. 2 просты в изготовлении и сборке, но несимметричное расположение колес на валах приводит к повышенной концентрации нагрузки по длине зуба. Поэтому такие редукторы требуют жестких валов. Указанный недостаток схемы больше сказывается при закаленных до высокой твердости колесах и неравномерной нагрузке, когда приработка затруднена.

В целях улучшения условий работы наиболее нагруженной тихоходной ступени применяют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью рис.3 и рис.4. Для обеспечения равномерной нагрузки обеих зубчатых пар быстроходной ступени их делают косозубыми, причем одну пару – правой, а другую – левой. Деформации валов тихоходной ступени не вызывают какой либо существенной концентрации нагрузки по длине зуба вследствие симметричного расположения колес. Редукторы получаются на 20% легче, чем редукторы, построенные по развернутой схеме.

Редукторы с раздвоенной тихоходной ступенью, рис. 3, 4, выполняются с целью улучшения условий быстроходной ступени редуктора, а также некоторого уменьшения продольного размера редуктора, поскольку момент нагрузки на зубчатых колесах второй ступени уменьшается вдвое. Основной расчет прочности зубчатых передач производится исходя из допускаемых контактных напряжений. В формулу расчета межосевого расстояния входит корень кубический выражения, включающего в себя помимо геометрических и прочностных параметров и момент нагрузки. Если момент нагрузки уменьшается вдвое, то межосевое расстояние при прочих равных условиях уменьшается примерно на 25%.

### 2.2.1 Устройство лабораторной установки

На рис. 5 показана блок-схема лабораторной установки для исследования к.п.д. редуктора с цилиндрическими колесами . На общем основании 1 размещаются тахометр 2 (прибор для измерения частоты вращения), муфта 3, соединяющая тахометр с электрическим двигателем 5, корпус которого соединяется со стойками корпуса 1 с помощью подшипниковых опор 4, редуктор 6 с цилиндрическими колесами, нагрузочное устройство (тормоз) 7. На корпусе двигателя 5 имеется лапка 8, которая касается свободного конца плоской пружины 10, защемленной одним концом в кронштейне 9 корпуса 1. В кронштейне 9 укреплен индикатор 11, с помощью которого измеряется деформация

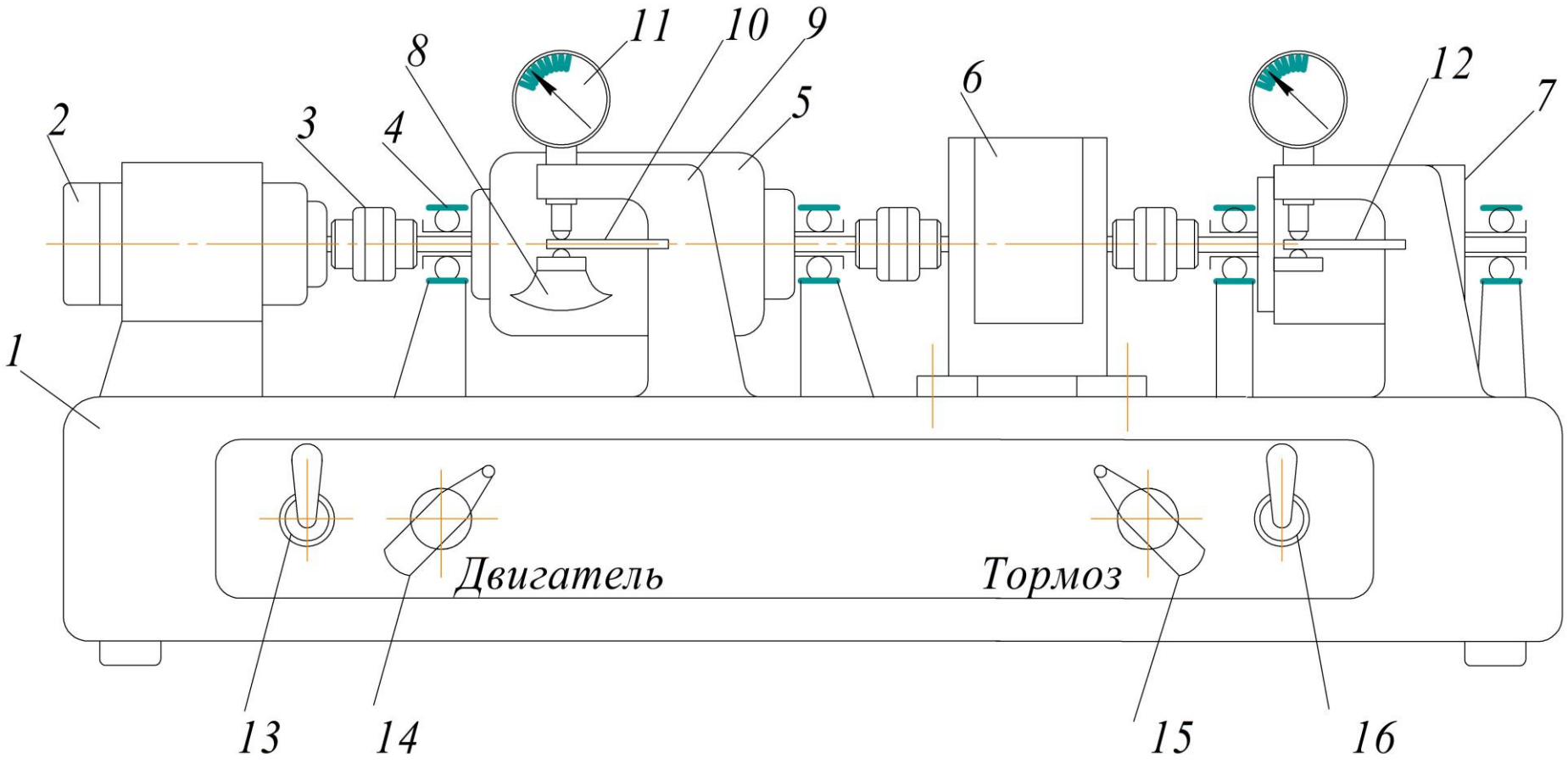


Рис.5 Блок – схема лабораторной установки для определения к.п.д. редуктора с цилиндрическими колесами

пружины 10. Около тормозного устройства имеется также стойка с индикатором, в которой защемлена плоская пружина 12 большей толщины, чем пружина 10. В качестве нагрузочного устройства 7 применен порошковый электромагнитный тормоз.

Тахометр 2, двигатель 5, редуктор 6 и нагрузочное устройство 7 соединяются между собой одинаковыми муфтами 3.

В корпусе 1 располагаются системы питания и управления двигателем 5 и тормозом 7. На передней панели корпуса 1 имеются: 13 – выключатель питания двигателя 5; 14 – ручка управления частотой вращения двигателя;

16 – выключатель питания электромагнитного порошкового тормоза 7; 15 – ручка управления и установки требуемого тормозного момента.

Характеристика 6-ти ступенчатого редуктора 6:

а) модуль зацепления m = 1 мм;

б) передаточное число редуктора u = 25;

в) число зубьев больших колес z = 53;

г) число зубьев шестерен z = 31;

д) коэффициент трения скольжения в зацеплении зубьев колес f = 0.08.

### 2.2.2 Принцип действия лабораторной установки

В начале работы ручки управления 14 и 15 соответственно двигателя и тормоза повернуть против часовой стрелки до упора и выключателями 13 и 16 включить питание двигателя и тормоза. Двигатель начнет работать с минимальной частотой вращения, тормозной момент электромагнитного тормоза будет также минимальным. Тахометр 2 покажет частоту вращения двигателя 5. Двигатель 5 имеет механическую характеристику, зависимую от момента нагрузки, т.е., если ток питания неизменен, то при увеличении момента нагрузки частота вращения двигателя будет уменьшаться, и, наоборот, при уменьшении момента нагрузки частота вращения будет увеличиваться. Электромагнитный порошковый тормоз 7 позволяет плавно менять момент нагрузки механизма за счет изменения величины тока питания при вращении ручки 15.

### 2.2.3 Кинематическая схема лабораторной установки

На рис. 6 показана кинематическая схема лабораторной установки для исследования к.п.д. передаточных механизмов. Основными узлами установки являются: 1 – тахометр, 2– соединительная муфта, 3 – электродвигатель, 4 – подшипниковые опоры, 5 – 6-ти ступенчатый редуктор с цилиндрическими колесами, 6 – электромагнитный порошковый тормоз.

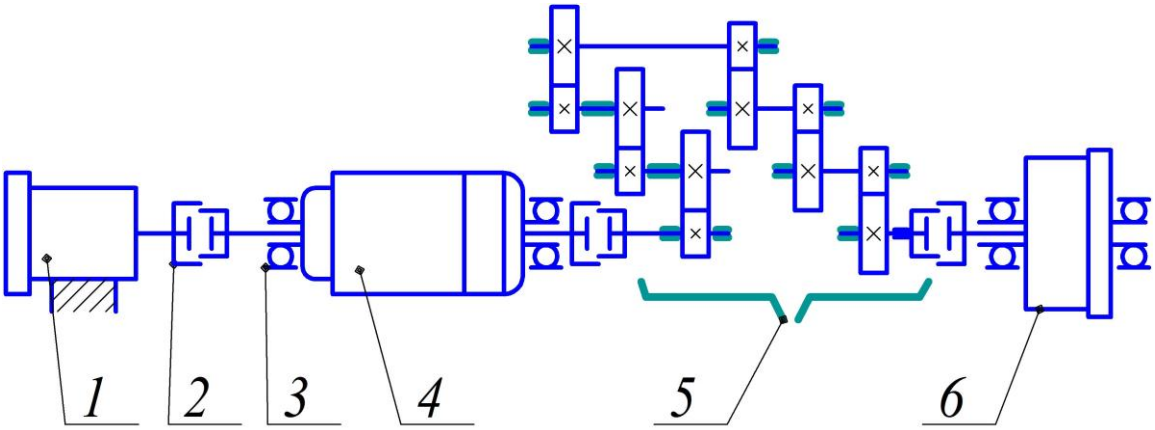


Рис.6. Кинематическая схема лабораторной установки для исследования к.п.д. передаточных механизмов

### 2.2.4 Устройство и принцип работы узла для измерения вращающего момента

Корпусы двигателя и электромагнитного порошкового тормоза закреплены в кронштейнах корпуса установки на подшипниках качения поз. 4 рис.5 и могут свободно поворачиваться. На корпусах двигателя и тормоза имеются лапки, которые упираются в свободные концы плоских пружин поз. 10 и 12 рис. 4. Другие концы пружин жестко заделаны в кронштейны.

Реактивные моменты двигателя и тормоза при работе устройства воспринимаются пружинами 10 и 12.

Деформацию пружин, пропорциональную действующим моментам измеряется индикаторами ИЧ-10 часового типа поз. 11 рис.5. Тарировочная характеристика устройства для измерения вращающих моментов определяется тарировочными коэффициентами:

$K_1 = 1{,}5\times10^{-3}$ (Нм/деление) – для измерителя момента двигателя;

$K_2 = 1\times10^{-2}$ (Нм/деление) – для измерителя момента тормоза.

{*Принимая во внимание, что одно деление шкалы индикатора соответствует 0,01 мм, можно использовать тарировочные коэффициенты несколько в другом виде, например, $K_1$ = 0,15 (Нм/мм); $K_2$ = 1,0 (Нм/мм)*}.

<u>Пример.</u> Если при конкретном измерении моментов показание индикатора измерителя момента двигателя n1 = 10, (ρ1 – *величина деформации пружины, пропорциональная моменту, равна 0,1 мм*) , показание индикатора измерителя момента тормоза n2 = 29 (ρ2 - *величина деформации пружины, пропорциональная моменту на валу тормоза, в этом случае составит 0,29 мм*), то момент на валу двигателя

$$T_{ДВ} = K_1 \times n_1 = 1{,}5\times10^{-3}\times10 = 1{,}5\times10^{-2}\ Нм,$$

момент на валу тормоза

$$T_T = K_2 \times n_2 = 1{,}0 \times 10^{-2} \times 29 = 0{,}29 Нм$$

Такие же результаты получим, воспользовавшись тарировочными коэффициентами другого вида, т.е.: $T_{ДВ} = K_1 \times \rho_1 = 1{,}5 \times 10^{-2}\ Нм;$

$$T_T = K_2 \times \rho_2 = 0{,}29 Нм$$

## 2.3 Определение к.п.д. передаточного механизма

При исследовании к.п.д. реально действующего передаточного механизма необходимо учитывать все потери мощности, которые происходят в узлах устройства. При последовательном соединении узлов в передаточном механизме общее к.п.д. η передачи определяется

$$\eta = \frac{N_П}{N_{ДВ}} = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \ldots \times \eta_i, \qquad (6)$$

где: $\eta_i$ – к.п.д. i - го узла механизма передачи,

$N_П$ – полезная мощность (под полезной мощностью по условиям эксперимента понимается мощность тормозного устройства),

$N_{ДВ}$ – мощность двигателя.

Обозначим: $T_{ДВ}$ – момент, развиваемый двигателем,

Тт – тормозной момент,

$n_{ДВ}$ – частота вращения вала двигателя (частота вращения входного вала редуктора),

$n_{ВЫХ}$ – частота вращения выходного вала редуктора и, соответственно, частота вращения вала тормозного устройства, поскольку они связаны между собой соединительной муфтой.

U = 25 – передаточное отношение червячного редуктора (это его паспортная величина). Здесь $U = \frac{n_{ДВ}}{n_{ВЫХ}}$.

Момент, частота вращения и мощность связаны между собой зависимостью

$$N(Вт) = \frac{T \times (\pi \times n)}{30} (Нм/сек). \qquad (8)$$

Соответственно: $N_{ДВ} = \frac{T_1 \times (\pi \times n_{ДВ})}{30}$

$$N_П = \frac{T_2 \times (\pi \times n_{ВЫХ})}{30}$$

Используя выражение 7, можно определить к.п.д. передаточного механизма

$$\eta = \frac{N_П}{N_{ДВ}} = \frac{T_2 \times (\pi \times n_{ВЫХ})}{T_1 \times n_{ВХ}} = \frac{T_2}{T_1 \times U} \qquad (9)$$

<u>Пример</u>. *Если в соответствии с примером раздела 2.2.3:*

$T_1 = 1{,}5\times10^{-2}$ *Нм*, $T_2 = 0{,}29$ *Нм*, $U = 25$.

*К.п.д. равно* $\eta = \dfrac{T_2}{T_1 \times U} = \dfrac{0{,}29}{1{,}5\times10^{-2}\times25} = 0{,}7733$.

### 2.3.1 Определение к.п.д. в проектных расчетах на основании общих рекомендаций

Перед началом эксперимента можно ориентировочно определить к.п.д. передаточного механизма, пользуясь рекомендациями по выбору к.п.д. из литературных источников. Редуктор содержит 6 ступеней цилиндрических передач. В редукторе имеется 7 валов, следовательно, подшипниковых пар с к.п.д. $\eta_П = 0.985$ тоже семь. Зубчатые передачи смазываются консистентной смазкой. В соответствии с таблицей 1 к.п.д. зубчатой пары $\eta_{ЗП} = 0{,}96$.

В механизме тахометра практически нет моментной нагрузки поэтому потерей мощности для привода тахометра пренебрегаем. Для данного механизма, т.е., если исследуемый редуктор 6-ти ступенчатый, общее к.п.д. равно

$$\eta = (\eta_М)^3 \times (\eta_{ЗП})^6 \times (\eta_П)^7, \qquad (10)$$

где: $\eta_М = 0{,}95$ – к.п.д. соединительной муфты,

$\eta_{ЗП} = 0{,}96$ – значение к.п.д. для открытой цилиндрической пары при консистентной смазке,

$\eta_П = 0{,}985$ – к.п.д. одной пары подшипников.

Подставляем рекомендованные значения к.п.д. в формулу (10) и получаем **η = 0,6**. Это будет вероятное значение к.п.д. механической передачи лабораторной установки в соответствии с общими рекомендациями для проектировщиков приводов.

Для выбора значения $\eta_{ЗП}$ можно воспользоваться следующими рекомендациями (см. таблицу 1)

Таблица 1

| Характеристика передачи | Закрытая 6÷7 степени точности с жидкой смазкой | Закрытая 8-й степени точности с жидкой смазкой | Открытая с консистентной смазкой |
|---|---|---|---|
| $\eta_{ЗП}$ | 0,98 | 0,97 | 0,96 |

Результаты подсчетов к.п.д. по ходу проведения исследований на данной установке, возможно, будут отличаться от этой цифры.

## 3. Методика эксперимента

Включаем лабораторную установку и устанавливаем минимальное значения частоты вращения двигателя и минимальное значение тормозного момента вращением ручек 14, 15 (рис. 5).

### 3.1 Определение к.п.д. механизма при постоянной частоте вращения вала двигателя

1) Устанавливаем стрелки индикаторов на ноль.

2) Производим включение и устанавливаем частоту вращения вала двигателя в пределах (800÷1000) об/мин, опираясь на показания тахометра, при некотором небольшом моменте нагрузки, который соответствует холостому ходу механизма.

3) Выбираем шаг прибавления тормозного момента по показаниям индикатора тормоза в пределах (5÷15) делений.

4) Последовательно прибавляем тормозной момент $T_T$, вращая ручку 15 (рис. 5), согласно выбранного шага по показаниям индикатора, делаем 4÷6 измерений. По условиям пункта 3.1 необходимо поддерживать принятую частоту вращения вала двигателя вращением ручки 14 (рис. 5).

5) Показания обоих индикаторов заносим в таблицу 1, производим расчет моментов $T_{ДВ}$ и $T_T$, получаем ряд значений к.п.д. в зависимости от переменного значения момента $T_T$ нагрузки и строим график зависимости к.п.д. в координатах $T_T$ - $\eta$. Откладываем к.п.д. $\eta$ по оси ординат.

Таблица 1

| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $n_1$(дел.) | | | | | | |
| $n_2$(дел.) | | | | | | |
| $T_{ДВ}$ Нм | | | | | | |
| $T_T$ Нм | | | | | | |
| $\eta$ | | | | | | |

Примечание. $n_{ДВ}$ = const; $n_1$, $n_2$ – показания индикаторов (кол-во делений).

### 3.2 Определение к.п.д. механизма при постоянном моменте нагрузки

1) Стрелки индикаторов установить на ноль.

2) Произвести включение и установить некоторое значение тормозного момента $T_T$ несколько менее среднего значения при частоте вращения вала двигателя (600÷1000) об/мин.

3) Выбрать шаг изменения частоты вращения двигателя (50÷100)об/мин.

4) Изменяя частоту вращения двигателя сделать (4 - 6) измерений, поддерживая постоянным тормозной момент .

5) Показания индикаторов и тахометра занести в таблицу 2, произвести расчет моментов $T_{ДВ}$ и $T_{Т}$, вычислить к.п.д., построить график зависимости к.п.д. η от частоты вращения вала двигателя.

Таблица 2

| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $n_{ДВ}$ об/мин | | | | | | |
| $n_1$(дел.) | | | | | | |
| $T_{ДВ}$ Нм | | | | | | |

Примечание. $T_2 = K_2 \times n_2 = const$ .

## 4. Методика определения точности измерения линейных величин

При проведении измерений необходимо получить значение измеряемой величины с заданной точностью.

Результат измерения должен быть выражен двумя числами, первое из которых соответствует показанию прибора, а второе – возможному диапазону погрешности, обусловленной классом точности *К* прибора. Различают классы точности *К*: 0,05; 0,1; 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0, которые указываются на шкале прибора.

В настоящей лабораторной работе проводятся прямые измерения с помощью часового индикатора ИЧ-10, имеющего класс точности *К* = 1,0.

При выполнении данной работы принимается, что измерения текущего значения момента проводятся однократно и случайные погрешности малы, т.е. они не учитываются.

Различают точность прибора и точность измерения определенной величины.

Точность прибора оценивается следующими погрешностями:

абсолютной погрешностью ± Δ = X – Xo, разность между измеренной прибором величиной X и истинным значением измеряемой величины Xo, под которым может пониматься результат измерения образцовым прибором;

приведенной погрешностью ϒ = ± (Δ/Xн), здесь Xн – предел измерения прибора.

Точность измерения оценивается относительной погрешностью

$$\delta = \pm\left(\frac{\Delta}{X}\right) \times 100\% \ , \qquad (11)$$

где δ - предел допускаемой относительной погрешности в % от значения X измеряемой величины.

Зная класс точности прибора *К* можно определить относительную погрешность: $\delta = \pm K \times \left(\frac{X_H}{X}\right)$, так как всегда [X<Xн], то δ > ϒ и потому для повышения точности необходимо, чтобы предел измерения прибора был близок к измеряемому значению.

Результат измерения в общем виде выражается формулой:

$$X = x \pm \delta\% \left(\frac{x}{100}\right). \qquad (12)$$

Приведенной погрешностью оценивается результат только прямых измерений. Результат косвенных измерений следует вычислять по формулам, зависящим от функциональной связи между искомой величиной и величинами, являющимися результатом прямых измерений.

Так при измерении к.п.д. механизма передачи $\eta = \frac{T_T}{T_{ДВ} \times U}$.

В этом случае получим

$$\delta_\eta = \frac{\Delta T_T}{T_T} + \frac{\Delta T_{ДВ}}{T_{ДВ}} = \delta_T + \delta_{ДВ}. \qquad (13)$$

*Пример*. Индикатор ИЧ-10 с классом точности *К* = 1,0 показал значение крутящего момента $T_{ДВ} = x_1 = 0{,}4$ мм, индикатор тормозного устройства показал $T_T = x_2 = 0{,}6$ мм, номинальный предел измерения шкалы индикатора Xн = 1 мм. Определим к.п.д. редуктора.

$$\eta = \frac{T_T}{T_{ДВ} \times U} \pm \delta_\eta = \frac{x_2 \times K_2}{x_1 \times K_1 \times U} + \delta_\eta. \qquad (14)$$

$$\delta_{ДВ} = K \times \left(\frac{X_H}{x_1}\right)\% = 1{,}0 \times \left(\frac{1{,}0}{0{,}4}\right)\% = 2{,}5\%$$

$$\delta_T = K \times \left(\frac{X_H}{x_2}\right)\% = 1{,}0 \times \left(\frac{1{,}0}{0{,}6}\right)\% = 1{,}65\%$$

$$\delta_\eta = 2{,}5\% + 1{,}65\% = 4{,}15\%$$

$$\eta = \frac{0{,}6 \times 1{,}0}{0{,}4 \times 0{,}1 \times 25} \pm 4{,}15\% = 0{,}4 \pm 4{,}15 \times \frac{0{,}4}{100} = 0{,}4 \pm 0{,}0174.$$

## 5. Содержание и оформление отчета по работе

Отчет должен содержать:

1. название лабораторной работы;
2. развернутую формулировку цели работы;

3. кинематическую схему установки;
4. необходимые расчетные формулы;
5. результаты исследований в виде таблиц и графиков;
6. расчет точности приведенных результатов.

## 6. Вопросы для самопроверки

1. Основные кинематические схемы планетарных передач, применяемые в промышленности?

2. Опишите принцип построения лабораторной установки для исследования к.п.д. механических передач?

3. По результатам проведенных испытаний дайте анализ влияния нагрузочного момента и передаваемой скорости на к.п.д. механической передачи.

4. Дайте характеристику изучаемого редуктора с точки зрения к.п.д.

5. Опишите метод измерения крутящих моментов, используемый в лабораторной установке.

6. Какие классы точности измерительных приборов существуют в промышленности?

7. Какой класс точности имеет индикатор ИЧ-10?

8. Как вычисляется погрешность измерения?

## ЛИТЕРАТУРА


1. Иванов М.Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов /М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 9-е изд., испр. – М.: Высш. Шк., 2005. – 408 с.: ил. 21 см.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учебн. Для втузов/ Под ред. В.А. Финогенова, - 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1998. – 383 с.
3. Колокольцев В.А. Основы применения конечных элементов в расчетах деталей машин: Учебн. Пособие по курсу Детали машин для студентов машиностроительных спец. / В.А. Колокольцев: Сарат. гос. техн. ун-т. – Саратов: СГТУ, 2003. – 84 с.; 21 см.
4. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скобейда.– 2-е изд., исправ. – М.: Высшая школа, 2005. – 309 с.: ил. 21 см.
5. Расчет деталей машин на ЭВМ / Под ред. Н.Д. Решетова: Уч. пос. для вузов. – М.: Высш. шк., 1985, - 368 с.
6. Тимофеев С.И. Детали машин: учеб. пособие /С.И. Тимофеев, - Ростов н/Д: Феникс, 2005. – 416 с.; 21 см.

## ВРЕМЯ, ОТВЕДЕННОЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

| | |
|---|---|
| Подготовка к работе | 0,5 акад. ч. |
| Выполнение работы | 0,75 акад. ч. |
| Обработка результатов эксперимента и оформление отчета | 0,75 акад. ч. |

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ РЕДУКТОРА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ

Руководство к лабораторной работе по курсу
«Детали машин и основы конструирования»

Составили: ПОТЕХИНА Лариса Николаевна
САВРАСОВ Генрих Андреевич