

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования «Барановичский государственный университет»

В. А. Дремук, А. К. Гавриленя

2023

РЕМЕННЫЕ И ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Практическое руководство
по выполнению лабораторных работ
для студентов инженерных специальностей

Библиотека БарГУ



0003 6780

Барановичи

БарГУ

2021

153305

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования

«Барановичский государственный университет»

УДК 621.0
ББК 34.5я73
Д73

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой технологии
и оборудования машиностроения учреждения образования
«Барановичский государственный университет» *И. А. Богданович*;
руководитель секции технологии машиностроения учреждения образования
«Барановичский государственный университет» *Л. Л. Сотник*

Дремук, В. А.

Д73 **Ременные и цепные передачи : практ. рук. по выполнению лаборатор.
работ для студентов инженер. специальностей / В. А. Дремук, А. К. Гавриленя ;
М-во образования Респ. Беларусь, Баранович. гос. ун-т. — Барановичи : БарГУ,
2021. — 27 с.**

ISBN 978-985-498-947-1.

Включает в себя описание методики и порядок выполнения лабораторных работ, материалы по устройству и установке натуральных образцов. Даются сведения по определению геометрических и кинематических параметров ременной и цепной передач.

Издание предназначено для студентов, обучающихся по специальностям 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-74 06 01 «Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства».

УДК 621.0
ББК 34.5я73

ISBN 978-985-498-947-1

© БарГУ, 2021

ИНЖЕНЕРНЫЙ ФАКУЛЬТЕТ
А В О Н Е М Е Н Т

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Предисловие</i>	4
<i>Лабораторная работа 1</i> Изучение конструкции и параметров ременной передачи ..	5
1 Теоретическая часть	5
1.1 Общие сведения	5
1.2 Конструкция ремней и шкивов	6
1.3 Скольжение ремня. Кинематические и геометрические параметры передачи	10
2 Порядок выполнения лабораторной работы	12
3 Оформление отчета	15
<i>Лабораторная работа 2</i> Изучение конструкции и параметров цепной передачи ..	17
1 Теоретическая часть	17
1.1 Общие сведения	17
1.2 Конструкция цепей и звездочек	18
1.3 Силы в ветвях цепи. Кинематические и геометрические параметры передачи	21
2 Порядок выполнения лабораторной работы	25
3 Оформление отчета	25
<i>Список использованных источников</i>	27

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время техническое образование приобретает университетскую направленность. В учебные планы введены дисциплины по изучению методов научных исследований. В связи с этим роль лабораторных работ в учебном процессе существенно возрастает. Они должны помочь приобрести навыки для выполнения научно-исследовательских работ. Основные задачи выполнения лабораторных работ: экспериментальное подтверждение лекционного материала, развитие мотивации к самостоятельной работе с приборами и установками, глубокое изучение физической сущности работы различных деталей и узлов машин, умения обобщать полученные результаты и оценивать возможные ошибки.

Практическое руководство поможет изучить методику и порядок выполнения лабораторных работ, устройство необходимых установок и натуральных образцов.

Объем и методика лабораторных работ рассчитаны на четыре академических часа.

Лабораторная работа 1

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы: изучить конструкции ремней и шкивов; определить важнейшие кинематические и геометрические параметры ременной передачи.

1 Теоретическая часть

1.1 Общие сведения

Ременная передача является передачей трением с гибкой связью. Она состоит из двух шкивов — 1 и 2, соединенных между собой ремнем 3 (рис. 1.1, а). Нагрузку передают силы трения между шкивами и ремнем [1].

После зубчатой передачи ременная — наиболее распространенная из механических передач.

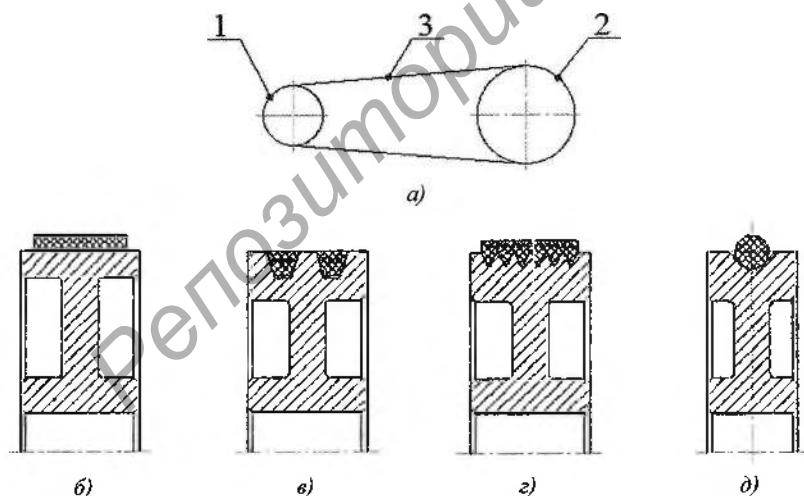


Рисунок 1.1 — Ременная передача

В зависимости от формы поперечного сечения ремня бывают передачи: плоским ремнем (см. рис. 1.1, б), клиновым ремнем (см. рис. 1.1, в), поликлиновым ремнем (см. рис. 1.1, з), круглым ремнем (см. рис. 1.1, д).

Наибольшее применение в машиностроении имеют клиновые и поликлиновые ремни.

Достоинства ременных передач:

- 1) простота конструкции, эксплуатации и малая стоимость;
- 2) возможность передачи движения на значительные расстояния (до 15 м);
- 3) возможность работы с высокими частотами вращения;
- 4) плавность и бесшумность работы вследствие эластичности ремня;
- 5) смягчение вибрации и толчков вследствие упругости ремня;
- 6) предохранение механизмов от перегрузок вследствие возможного проскальзывания ремня (к передачам зубчатым ремнем это свойство не относится).

Недостатки ременных передач:

- 1) большие радиальные размеры, в особенности при передаче значительных мощностей;
- 2) малая долговечность ремня в быстроходных передачах;
- 3) большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня, необходимость устройств для натяжения ремня;
- 4) непостоянное передаточное число вследствие неизбежного упругого скольжения ремня;
- 5) чувствительность нагрузочной способности к наличию паров влаги и нефтепродуктов.

Передача используется как понижающая частоту вращения. Передаваемая мощность — до 50 кВт, хотя может достигать 2 000 кВт и больше. Скорость ремня $v = 5 \dots 50$ м/с, в высокоскоростных передачах — до 100 м/с и выше. Максимальное передаточное отношение для передач без натяжного ролика — 6, 10 — для передач с натяжным роликом; допускают кратковременную перегрузку до 300 %.

Ременные передачи применяют в качестве быстроходной ступени привода, устанавливая ведущий шкив на вал электродвигателя. В этом случае ее габариты и масса оказываются сравнительно небольшими.

1.2 Конструкция ремней и шкивов

Ремни должны обладать достаточно высокой прочностью при действии переменных нагрузок, иметь большой коэффициент трения в контакте со шкивом и высокую износостойкость [1].

Плоские ремни имеют прямоугольное сечение (см. рис. 1.1, б, 1.2) и малую толщину. Их получают путем соединения (склеиванием,

сшиванием) концов полос ткани (прорезиненной, хлопчатобумажной, шерстяной, капроновой и др.), кожи и синтетических материалов.

Ремни тканые толщиной 0,5 и 0,7 мм изготавливают из мешковых капроновых тканей просвечивающего переплетения.

Их пропитывают раствором полиамида С-6 и покрывают пленкой на основе этого же полиамида, совмещенного с нитрильным каучуком. Растягивающую нагрузку в таких ремнях передают уточные нити ткани. Модуль упругости ремней $E = 1\ 200 \dots 1\ 370$ МПа, напряжение начального натяжения ветвей $\sigma_0 = 5 \dots 10$ МПа.

Ремни кордишнуровые прорезиненные выполняют с анидным кордшнуром диаметром 1,1 мм, который располагают в слое резины по винтовой линии. Для обеспечения прочности конструкции на наружной и внутренней поверхностях ремня имеется ткань ОТ-40. Ремни применяют при окружной скорости до 35 м/с.

В промышленности применяют синтетические ремни фирмы «Хабасит» (Швейцария) толщиной 0,7...2,8 мм со склеенным стыком. По сравнению с тканями эти ремни имеют большую (в три раза) прочность и допускают скорость до 100 м/с.

Плоские ремни из синтетических материалов получили преимущественное распространение в высокоскоростных приводах благодаря высокой прочности и большой долговечности (напряжения изгиба в тонких ремнях невелики), хорошему сцеплению ремня со шкивом (коэффициент трения $f = 0,5 \dots 0,6$) и высокой тяговой способности, высокой точности вращения.

Клиновые ремни используются в настоящее время наиболее широко. Они обеспечивают передачам большую тяговую способность и меньшие габариты по сравнению с плоскоременными передачами, могут передавать вращение на несколько валов одновременно, допускают передаточное число $U = 6 \dots 8$ без натяжного ролика. Однако они менее быстроходны (скорость до 30 м/с), имеют более низкий (на 1...2 %) КПД и могут применяться лишь как открытые.

Клиновые ремни изготавливают бесконечными, слойной конструкции (рис. 1.3), имеющей несущий кордовый слой 1 (работает на растяжение), резиновый или резинотканевый слой 2 и обертку из прорезиненной ткани 3. Несущий слой на основе материалов из химических волокон (капрона, лавсана, вискозы, анида) располагают в продольном



Рисунок 1.2 — Конструкция плоского ремня

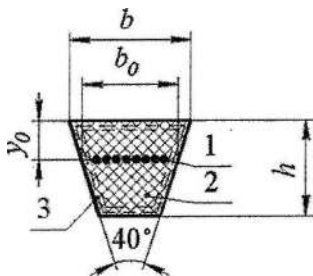


Рисунок 1.3 — Конструкция и размеры поперечного сечения клинового ремня

направлении ремня на нейтральной поверхности для разгрузки его от напряжений изгиба.

Модуль упругости прочных химических волокон и несущего слоя существенно выше модуля упругости резины, поэтому этот слой воспринимает основную часть нагрузки.

Резиновые слои (подушки), расположенные над несущим слоем (в зоне растяжения) и под ним (в зоне сжатия), обеспечивают ремню требуемую форму и демпфирующие свойства. Обертка из прорезиненной ткани придает ремню каркасность, предохраняет внутренние элементы от внешних воздействий и повышает износостойкость.

Клиновые ремни выполняют с углом клина $\varphi = 40^\circ$. Основные размеры клиновых ремней: расчетная ширина b_0 и расчетная длина l_0 по нейтральному слою, расположенному на расстоянии y_0 от большего основания трапеции. В зависимости от отношения b_0 к высоте h (см. рис. 1.3) стандартные клиновые ремни изготавливают нормального ($b_0/h = 1,4$), узкого ($b_0/h = 1,06 \dots 1,10$) и широкого ($b_0/h = 2,0 \dots 4,5$) сечений.

Поликлиновые ремни — бесконечно плоские ремни с продольными ребрами — клиньями, входящими в кольцевые клиновые канавки на шкивах (рис. 1.4). В поликлиновых ремнях корд 1 из высокопрочного полиэфирного шнура расположен в тонкой плоской части. Резина 2 над кордом и по ребрам ремня защищена оберткой 3 .

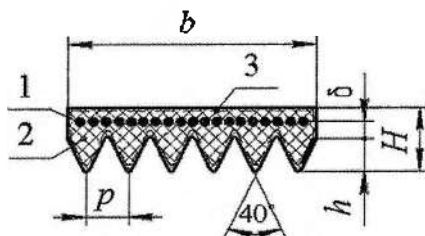


Рисунок 1.4 — Конструкция и размеры поперечного сечения поликлинового ремня

Выпускают также ремни без обертки, обеспечивающие коэффициент трения в 2 раза выше, чем при наличии обертки, что увеличивает тяговую способность, позволяет снижать предварительное натяжение.

Поликлиновые ремни сочетают достоинства ремней плоских (гибкость) и клиновых (высокая тяговая способность). Благодаря высокой гибкости допускают применение шкивов малых диаметров. Поликлиновые ремни могут работать при скоростях до 65 м/с. Поликлиновую передачу применяют при мощностях до 1 000 кВт.

Малая масса ремня способствует снижению уровня его колебаний. Однако передачи поликлиновыми ремнями чувствительны к относительному осевому смещению шкивов и отклонению от параллельности осей валов.

Круглые ремни (кожаные, капроновые и др.) применяют в машинах малой мощности (швейных и бытовых машинах, настольных станках и др.) (см. рис. 1.1, в).

Шкивы. Их конструктивные формы определяются преимущественно их размерами (обычно наружным диаметром), типом передачи, видом производства (единичное, серийное, массовое), возможностями предприятия-изготовителя.

Шкивы большого диаметра выполняют для облегчения с углублениями и отверстиями, а также с четырьмя — шестью спицами. Такие шкивы состоят из трех частей (рис. 1.5): обода 1 — части шкива, несущей ремень, ступицы 2 — части шкива, с помощью которой его соединяют с валом, спиц 3 (или диска), связывающих обод со ступицей.

Шкивы изготавливают из чугуна марок СЧ10 и СЧ15, легких сплавов и пластмасс при работе передачи с небольшими скоростями и из сталей (25Л, 15 и др.) при окружных скоростях свыше 30 м/с.

У шкивов передач клиновым и поликлиновым ремнем рабочей поверхностью являются боковые стороны клиновых канавок. Для уменьшения износа ремней рабочую поверхность канавок полируют. Конструкция шкива должна обеспечивать хороший теплоотвод. Шкивы должны быть балансированы.

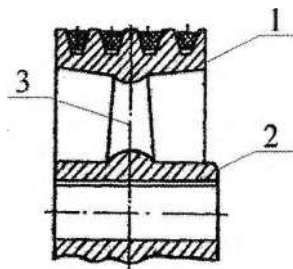


Рисунок 1.5 —
Конструкция шкива

1.3 Скольжение ремня. Кинематические и геометрические параметры передачи

В ременной передаче разделяют два вида скольжения ремня: упругое и буксование [1].

Упругое скольжение. В процессе обегания ремнем ведущего шкива сила его натяжения уменьшается от F_1 до F_2 (рис. 1.6). А так как деформация ремня пропорциональна силе натяжения, то при уменьшении силы натяжения ремень под действием силы упругости укорачивается, преодолевая сопротивление силы трения в контакте ремня со шкивом. При этом ремень отстает от шкива — возникает упругое скольжение ремня по шкиву. На ведомом шкиве также происходит скольжение, но здесь сила натяжения возрастает от F_2 до F_1 , ремень удлиняется и опережает шкив. Упругое скольжение происходит не на всей дуге обхвата α , а лишь на части ее — дуге скольжения β , которая всегда расположена со стороны сбега ремня со шкива. Длину дуги скольжения определяет условие равновесия сил трения на этой дуге и разности сил натяжения ветвей, т. е. окружной силы: $F_t = F_1 - F_2$.

При нормальной работе $\beta_1 = (0,5 \dots 0,7)\alpha_1$.

Со стороны набега ремня на шкив имеется дуга покоя ($\alpha - \beta$), на которой сила в ремне не меняется, оставаясь равной силе натяжения набегающей ветви, а сам ремень движется вместе со шкивом без скольжения.

Скорости v_1 и v_2 прямолинейных ветвей равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потерю скорости $v_1 - v_2$ определяет скольжение на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива (см. стрелки на дуге β_1 рис. 1.6).

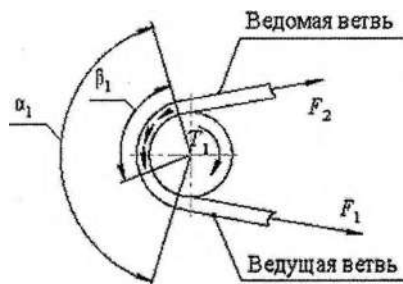


Рисунок 1.6 — Скольжение ремня

Упругое скольжение ремня неизбежно в ременной передаче, оно возникает в результате разности сил F_1 и F_2 , нагружающих ведущую и ведомую ветви ремня. Упругое скольжение приводит к снижению скорости и, следовательно, к потере мощности, а также вызывает электризацию, нагревание и изнашивание ремня, сокращая его ресурс.

Упругое скольжение ремня характеризуют коэффициентом скольжения ε :

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \text{ или } v_2 = v_1(1 - \varepsilon),$$

где v_1 и v_2 — окружные скорости ведущего и ведомого шкивов. При нормальном режиме работы обычно $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$.

Буксование. По мере роста окружной силы F_t уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения β_1 достигает значения дуги обхвата α_1 и ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т. е. буксует. При буксовании ремня на ведущем шкиве ведомый шкив останавливается — передача неработоспособна.

Полезная нагрузка (окружная сила) F_t передачи, развиваемая в основном за счет сил трения на дуге скольжения:

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2T_1}{d_1},$$

где F_1 — сила натяжения ведущей ветви, набегающей на ведущий шкив;

F_2 — сила натяжения ведомой ветви, сбегающей с ведущего шкива;

T_1 — вращающий момент;

d_1 — диаметр ведущего шкива.

Передачное отношение. Окружные скорости шкивов передачи

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60\,000}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60\,000},$$

где d_1 и d_2 — диаметры этих шкивов, мм;

n_1 и n_2 — частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, мин^{-1} .

Передачное отношение ременной передачи

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 d_2}{v_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}$$

Упругое скольжение, зависящее от значения окружной силы F_t , является причиной некоторого непостоянства передаточного числа ременных передач.

Рекомендуют для передач плоским ремнем $u \leq 5$, клиновых ремней $u \leq 7$, поликлиновых $u \leq 8$, зубчатым $u \leq 12$.

Минимальное межосевое расстояние в плоскоремённых передачах $a_{\min} = (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2)$.

В клиноремённых передачах (на основании практики) $a_{\min} = 0,55 \times (d_1 + d_2) + h$, а максимальное межосевое расстояние $a_{\max} = (1,5 \dots 2) \times (d_1 + d_2)$.

Требуемая длина ремня для передачи при заданном (или желательном) межосевом расстоянии a и угле обхвата α определяется как сумма прямолинейных участков и дуг обхвата:

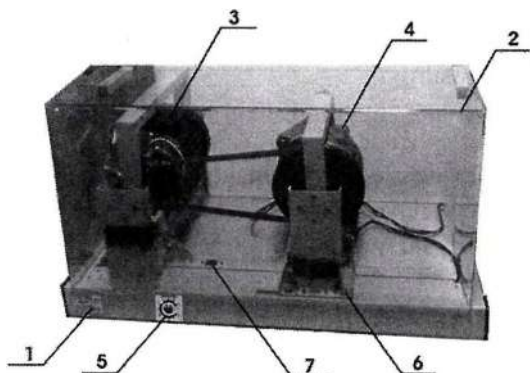
$$l \approx 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

Угол обхвата шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(d_2 - d_1)^2}{a} 57^\circ$$

2 Порядок выполнения лабораторной работы

1. Ознакомиться с описанием стенда (рис. 1.7).
2. Установить клиноремённую передачу на стенд. Для этого:
 - обесточить стенд, установив клавишу «Сеть» в положение «Выкл.» и вынув трехфазную вилку из розетки;
 - поднять защитный экран;
 - ослабить гайки М6 (4 шт.) на подвижной платформе, на которой крепится электромагнитная система (далее нагрузка);



1 — выключатель «Сеть»; 2 — защитный экран; 3 — электродвигатель; 4 — электромагнитная система (нагрузка); 5 — регулятор нагрузки; 6 — подвижная платформа; 7 — клавиша уровня нагрузки

Рисунок 1.7 — Стенд по определению геометрических и кинематических параметров ременной и цепной передач

- переместить платформу в сторону электродвигателя, ослабив таким образом натяжение ремня, и снять ремень;
- отпустить болты (по 4 шт.), крепящие шкивы к ступице электродвигателя и нагрузки;
- вывернуть болты из ступиц, придерживая шкив, снять его со ступицы;
- установить клиноременной шкив меньшего диаметра на электродвигатель, а большего диаметра — на нагрузку, затянув по четыре болта на каждом;
- надеть клиновой ремень на шкивы;
- перемещая подвижную платформу, натянуть ремень;
- с помощью динамометра установить натяжение ремня не менее 5 кг и затянуть 4 четыре гайки для фиксации подвижной платформы;
- клавиша уровня нагрузки должна быть включена соответственно расположению шкивов (рис. 1.8);
- опустить защитный экран.

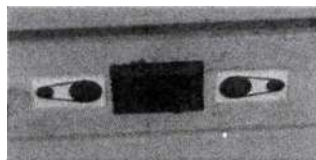


Рисунок 1.8 — Клавиша уровня нагрузки

3. Подключить стенд к трёхфазной сети.
4. Проверить подключение USB-кабеля к компьютеру.
5. Включить компьютер.
6. После запуска операционной системы включить программу измерения параметров.
7. В открывшемся окне выбрать значение «Клиновой ремень».
8. Включить стенд клавишей «Сеть», установить минимальную нагрузку рукояткой 5 (см. рис. 1.7).
9. В диалоговом окне выбрать время прогрева; нажать клавишу «Пуск прогрева». После прогрева стенд остановится. После остановки стенда произойдет калибровка датчиков, затем запускаем стенд клавишей «Пуск стенда».
10. Нажать клавишу «Измерение параметров». Через 10 минут в окне (рис. 1.9) отобразятся значения измерений.

© ИЗМЕРЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕМЕННЫХ И ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Прогрев		Калибровка		Измерение				
Время прогрева, с: 360		ПУСК СТЕНДА		ИЗМЕРЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ				
ПУСК ПРОГРЕВА								
ОСТАНОВ СТЕНДА								
Результаты измерений	Крутящий момент на валу (Н*м)		Угловая скорость вращения (рад/с)		Мощность на валу (Вт)		Скольжение (%)	КПД (%)
	Мотор	Нагрузка	Мотор	Нагрузка	Мотор	Нагрузка		
Последняя прошедшая нагрузка								
Первая нагрузка после начала измерения								
Первые 5 минут после начала измерения								
Вторые 5 минут после начала измерения								
Калибрационное значение, нВ:	Мотор = 0	Нагрузка = 0	Тип ремня:		Введите пароль: _____			
Текущее значение крутящего момента, Н*м:	Мотор = 0	Нагрузка = 0	<input checked="" type="checkbox"/> Клиновой ремень		РЕЗУЛЬТАТЫ			
Текущая угловая скорость вращения, рад/с:	Мотор = 0	Нагрузка = 0	<input type="checkbox"/> Круглый ремень					
Диаметр шлица мотора, мм = 67.8	Диаметр шлица нагрузки, мм = 135.8		<input type="checkbox"/> Плоский ремень					
Время измерения: —								

Устройство не подключено.

Рисунок 1.9 — Диалоговое окно измерения параметров

11. Используя данные из окна (см. рис. 1.9) рассчитать коэффициент скольжения и КПД по следующим формулам:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\omega_2 d_2}{\omega_1 d_1} 100, \quad \eta = \frac{\omega_2 T_2}{\omega_1 T_1} 100,$$

где ω_2 — угловая скорость нагрузки;

d_2 — диаметр шкива нагрузки;

ω_1 — угловая скорость электродвигателя;

d_1 — диаметр шкива электродвигателя;

T_2 — крутящий момент на валу нагрузки;

T_1 — крутящий момент на валу электродвигателя.

12. Результаты вычислений сравнить с результатами таблицы (см. рис. 1.9).

13. Произвести аналогичные измерения и вычисления для средней и максимальной нагрузок.

14. Построить диаграммы зависимостей: скольжения и КПД от нагрузки.

3 Оформление отчета

Результат лабораторной работы необходимо отразить в отчете по следующей форме:

Лабораторная работа

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Цель работы.
2. Оборудование.
3. Результаты эксперимента (таблица и график).
4. Вывод.

Контрольные вопросы

1. Какими бывают ремни в зависимости от формы поперечного сечения?
2. Перечислите достоинства и недостатки ременной передачи.

3. Какая конструкция ремней?
4. Почему возникает упругое скольжение ремня?
5. Когда возникает буксование ремня?
6. По какой формуле определяют полезную нагрузку передачи?
7. По какой формуле определяют передаточное число ременной передачи? Запишите рекомендуемые значения передаточных чисел.
8. Укажите основные геометрические параметры ременной передачи и приведите формулы для их расчета.
9. Каким образом зависит скольжение и КПД от нагрузки ременной передачи?

Репозиторий Баргу

Лабораторная работа 2

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы: изучить конструкцию цепей и звездочек; определить важнейшие кинематические и геометрические параметры цепной передачи.

1 Теоретическая часть

1.1 Общие сведения

Цепная передача — передача зацеплением с гибкой связью. Движение передает шарнирная цепь 1, охватывающая ведущую 2 и ведомую 3 звездочки и зацепляющаяся за их зубья (рис. 2.1).

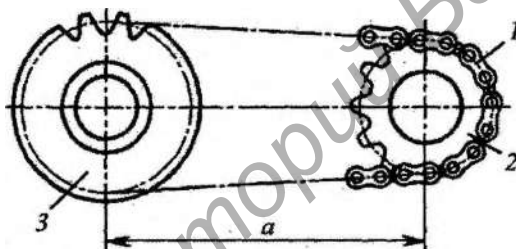


Рисунок 2.1 — Цепная передача [1, с. 295]

Достоинства цепных передач:

- 1) по сравнению с зубчатыми цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 8 м);
- 2) по сравнению с ременными передачами: более компактны, передают большие мощности, требуют значительно меньшей силы предварительного натяжения, обеспечивают постоянно передаточного числа (отсутствует скольжение и буксование);
- 3) могут передавать движение одной цепью нескольким ведущим звездочкам.

Недостатки цепных передач:

- 1) значительный шум при работе вследствие удара звена цепи о зуб звездочки при входе в зацепление, особенно при малых числах

153305

зубьев и большом шаге (этот недостаток ограничивает применение цепных передач при больших скоростях);

2) сравнительно быстрое изнашивание шарниров цепи, необходимость применения системы смазывания и установки в закрытых корпусах;

3) удлинение цепи вследствие износа шарниров и сход ее со звездочек, что требует применения натяжных устройств.

Цепные передачи применяют в станках, мотоциклах, велосипедах, промышленных роботах, буровом оборудовании, строительно-дорожных, сельскохозяйственных, полиграфических и других машинах для передачи движения между параллельными валами на значительные расстояния, когда применение зубчатых передач нецелесообразно, а ременных невозможно. Цепные передачи наибольшее применение получили для передачи мощностей до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

1.2 Конструкция цепей и звездочек

Приводная цепь — главный элемент цепной передачи — состоит из соединенных шарнирами отдельных звеньев. Помимо приводных бывают *тяговые* и *грузовые* цепи [1].

Основные типы стандартизованных приводных цепей: роликовые, втулочные и зубчатые.

Роликовые приводные цепи. Состоят из двух рядов наружных 1 и внутренних 2 пластин (рис. 2.2).

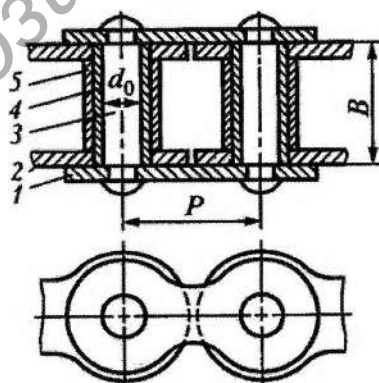


Рисунок 2.2 — Роликовая приводная цепь [1, с. 297]

В наружные пластины запрессованы оси 3, пропущенные через втулки 4, запрессованные, в свою очередь, во внутренние пластины. На втулки предварительно надеты свободно вращающиеся закаленные ролики 5. Концы осей после сборки расклепывают с образованием головок, препятствующих спаданию пластин. При относительном повороте звеньев ось проворачивается во втулке, образуя шарнир скольжения. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который проворачивается на втулке, перекачивается по зубу звездочки. Такая конструкция позволяет выровнять давление зуба на втулку и уменьшить изнашивание как втулки, так и зуба. Пластины очерчены контуром, напоминающим цифру 8 и обеспечивающим равную прочность пластины во всех сечениях.

Роликовые цепи имеют широко распространение. Их применяют при $v \leq 15$ м/с.

Втулочные приводные цепи по конструкции подобны роликовым, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но существенно увеличивает износ втулок цепи и зубьев звездочек. Втулочные цепи применяют в неотчетственных передачах при $v < 1$ м/с.

Втулочные и роликовые цепи изготовляют однорядными (см. рис. 2.2) и многорядными с числом рядов 2, 3, 4 и более. Многорядная цепь с меньшим шагом P позволяет заменить однорядную с большим шагом и тем самым уменьшить диаметры звездочек, снизить динамические нагрузки в передаче. Многорядные цепи могут работать при существенно больших скоростях движения цепи. Нагрузочная способность цепи возрастает почти прямо пропорционально числу рядов.

Зубчатые приводные цепи состоят из звеньев, составленных из набора пластин 1, шарнирно соединенных между собой (рис. 2.3). Каждая пластина имеет по два зуба и впадину между ними для размещения зуба звездочки. Пластины в звеньях раздвинуты на ширину одной или двух пластин сопряженных звеньев.

Число пластин определяет ширина цепи B (см. рис. 2.3, б), которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими являются грани пластин, наклоненные одна к другой под углом 60° . Этими гранями каждое звено цепи вклинивается между двумя зубьями звездочки, имеющими трапециевидный профиль. Благодаря этому зубчатые цепи работают плавно, с малым шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку и допускают высокие скорости.

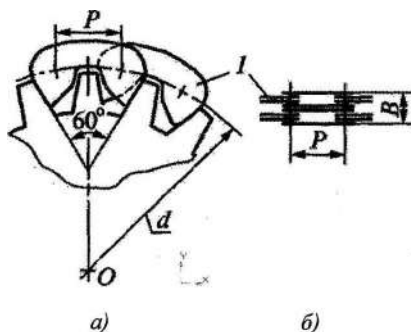


Рисунок 2.3 — Зубчатая приводная цепь [1, с. 298]

По сравнению с роликовыми зубчатые цепи тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже.

Преимущественное применение в настоящее время имеют передачи роликовыми и втулочными цепями.

Материал цепей. Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из сталей марок 50, 40X и других с закалкой до твердости 40...50 HRC. Оси, втулки, ролики и призмы — из цементируемых сталей марок 20, 25X и других с закалкой до твердости 52...65 HRC. Повышением твердости деталей можно повысить износостойкость цепей.

Звездочки цепных передач в соответствии со стандартом выполняют с износоустойчивым профилем зубьев.

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки.

Число зубьев малой звездочки для роликовых и втулочных цепей $z_1 = 29 - 2u$ при условии $z_1 \geq 13$, где u — передаточное отношение.

Минимально допустимое число зубьев малой звездочки принимают: при высоких частотах вращения $z_{1\min} = 19...23$; средних $z_{1\min} = 17...19$; низких $z_{1\min} = 13...15$.

При износе шарниров и увеличении в связи с этим шага цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем выше, чем больше число зубьев звездочки. При большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев цепь соскакивает с ведомой звездочки.

Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки ограничивают: $z_2 \leq 90$ для втулочной цепи; $z_2 \leq 120$ для роликовой.

Предпочтительно принимать нечетное число зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться действию ударных нагрузок. Звездочки изготавливают из стали марок 45, 40X и других с закалкой до твердости 45...55 HRC или из цементируемой стали марок 15, 20X с закалкой до 55...60 HRC. В целях снижения шума и динамических нагрузок в передачах с легкими условиями работы ($P \leq 5$ кВт, $v \leq 8$ м/с) изготавливают зубчатый венец звездочек из полимерных материалов: стеклопластиков и полиамидов.

1.3 Силы в ветвях цепи. Кинематические и геометрические параметры передачи

Ведущая ветвь цепи при работе передачи нагружена силой F_1 , состоящей из полезной (окружной) силы F_t , F_0 натяжения от силы тяжести ведомой ветви цепи и силы F_{π} натяжения от действия центробежных сил [1]: $F_1 = F_t + F_0 + F_{\pi}$.

Окружная сила F_t (Н), передаваемая цепью:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d},$$

где T — в Н · м;

d — делительный диаметр звездочки, мм.

Натяжение F_0 (Н) от силы тяжести при горизонтальном или близком к нему положении линии, соединяющей оси звездочек:

$$F_0 = \frac{qga^2}{8f} = \frac{1,2qa^2}{f},$$

где q — масса 1 м цепи, кг / м;

$g = 9,81$ м / с² — ускорение свободного падения;

a — межосевое расстояние, м;

f — стрела провисания ведомой ветви, м (рис. 2.4).

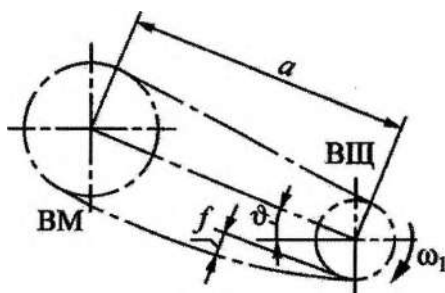


Рисунок 2.4 — Стрела провисания
ведомой ветви [1, с. 304]

При вертикальном или близком к нему положении линии центров звездочек $F_0 = qga$.

Натяжение цепи от центробежных сил (Н) $F_{ц} = qv^2$, где v — скорость движения цепи, м / с.

Сила $F_{ц}$ действует на звенья цепи по всему ее контуру и вызывает дополнительное изнашивание шарниров.

Цепь передачи проверяют на прочность, сопоставляя значения разрушающей силы, приводимой в стандарте, и силы натяжения ведущей ветви, которую при этом вычисляют с учетом дополнительного динамического нагружения от неравномерного движения цепи, ведомой звездочки и приведенных к ней масс.

Нагрузка на валы звездочек. Центробежная сила валы и опоры не нагружает. Расчетная нагрузка F_b на валы цепной передачи несколько больше полезной окружной силы вследствие натяжения цепи от собственной силы тяжести. Условно принимают $F_b = k_b F_t$, где k_b — коэффициент нагрузки вала; $k_b = 1,15$ — для горизонтальных передач, $k_b = 1,05$ — для вертикальных.

Направление силы F_b — по линии центров звездочек.

Среднее передаточное отношение. Цепь за один оборот звездочки проходит путь $s = Pz$.

Время одного оборота звездочки: $t = 2\pi / \omega = 60 / n$, с. Следовательно, скорость v , м / с, цепи находим по формуле

$$v = s / t = Pz_1 10^{-3} / (60 / n_1) = Pz_2 10^{-3} / (60 / n_2),$$

где P — шаг цепи, мм;
 z_1, n_1 и z_2, n_2 — соответственно число зубьев и частоты вращения ведущей и ведомой звездочек, мин⁻¹.

Из равенства скоростей цепи на звездочках

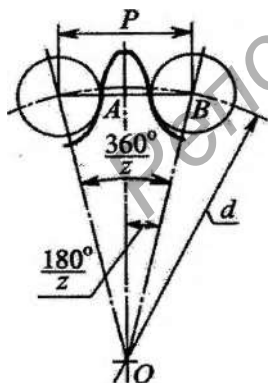
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{R_2}{R_1}.$$

Среднее передаточное отношение u за оборот постоянно.

Максимально допустимое значение передаточного отношения цепной передачи ограничено дугой обхвата цепью малой звездочки и числом шарниров, находящихся на этой дуге. Рекомендуют угол обхвата принимать не менее 120°, а число шарниров на дуге обхвата — не менее пяти. Это условие может быть выполнено при любых межосевых расстояниях, если $u < 3,5$. При $u > 7$ межосевое расстояние выходит за пределы оптимальных. Поэтому обычно $u \leq 6$.

Шаг P цепи является основным параметром передачи. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи.

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи. Из треугольника OAB (рис. 2.5)



$$d = \frac{P}{\sin(180^\circ / z)},$$

где z — число зубьев звездочки.

Шаг P у звездочек измеряют по хорде делительной окружности.

Оптимальное межосевое расстояние передачи принимают из условия долговечности цепи $a = (30 \dots 50)P$, где P — шаг цепи. Формула для предварительного определения шага роликовой (втулочной) цепи (мм):

$$P \geq 283 \sqrt{\frac{K_3 T_1}{v z_1 [P]}}$$

Рисунок 2.5 — Зацепление цепи со звездочкой [1, с. 297]

где ν — коэффициент числа рядов, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи: для однорядной цепи $\nu = 1$, двухрядной $\nu = 1,8$, трехрядной $\nu = 2,5$;

T_1 — в Н · м;

$[p]$ — допускаемое давление в шарнирах цепи (МПа) принимают по опытным данным в зависимости от предполагаемого шага P' цепи и частоты вращения малой звездочки.

Коэффициент эксплуатации K_3 (при оптимальном межосевом расстоянии $a = (30 \dots 50) P$) находим по формуле

$$K_3 = K_d K_{см} K_n K_{рег} K_p.$$

где K_d — коэффициент динамической нагрузки; при равномерной нагрузке $K_d = 1$ (ленточные цепные конвейеры), при работе с толчками $K_d = 1,2 \dots 1,5$ (металлорежущие станки, компрессоры);

$K_{см}$ — коэффициент способа смазывания; при непрерывном смазывании $K_{см} = 0,8$, при регулярном капельном $K_{см} = 1$, при периодическом $K_{см} = 1,5$;

K_n — коэффициент наклона передачи к горизонту; $K_n = 1$ при $\vartheta \leq 45^\circ$, $K_n = 0,15\sqrt{\vartheta}$ при $\vartheta > 45^\circ$. Угол ϑ получают из компоновки привода (см. рис. 2.4). Чем больше наклон передачи к горизонту, тем меньше допустимый суммарный износ цепи;

$K_{рег}$ — коэффициент способа регулирования натяжения цепи; при регулировании положения оси одной из звездочек $K_{рег} = 1$, при регулировании оттяжными звездочками или нажимными роликами $K_{рег} = 1,1$, для нерегулируемой передачи $K_{рег} = 1,25$;

K_p — коэффициент режима работы; при односменной работе $K_p = 1$, при двухсменной, учитывая удвоенный путь трения, $K_p = \sqrt[3]{2} = 1,25$, при трехсменной $K_p = \sqrt[3]{3} = 1,45$.

2 Порядок выполнения лабораторной работы

1. Ознакомиться с описанием стенда (см. рис. 1.7).
2. Установить цепную передачу на стенд.
3. Подключить стенд к трёхфазной сети.
4. Проверить подключение USB-кабеля к компьютеру.
5. Включить компьютер.
6. После запуска операционной системы включить программу измерения параметров.
7. В открытом окне выбрать значение «Цепная передача».
8. Включить стенд клавишей «Сеть», установить минимальную нагрузку рукояткой 5 (см. рис.1.7).
9. В диалоговом окне выбрать время прогрева; нажать клавишу «Пуск прогрева». После прогрева стенд остановится. После остановки стенда произойдет калибровка датчиков, затем запускаем стенд клавишей «Пуск стенда».
10. Нажать клавишу «Измерение параметров». Через 10 минут в окне (см. рис. 1.9) отобразятся значения измерений.
11. Используя данные из окна (см. рис. 1.9), рассчитать КПД по формуле

$$\eta = \frac{\omega_2 T_2}{\omega_1 T_1} 100,$$

- где ω_2 — угловая скорость нагрузки;
 T_2 — крутящий момент на валу нагрузки;
 ω_1 — угловая скорость электродвигателя;
 T_1 — крутящий момент на валу электродвигателя.
12. Результаты вычислений сравнить с результатами таблицы (см. рис. 1.9).
 13. Произвести аналогичные измерения и вычисления для средней и максимальной нагрузок.
 14. Построить диаграмму зависимости КПД от нагрузки.

3 Оформление отчета

Результат лабораторной работы необходимо отразить в отчете по следующей форме:

Лабораторная работа
**ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ
ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ**

1. Цель работы.
2. Оборудование.
3. Результаты эксперимента (таблица и график).
4. Вывод.

Контрольные вопросы

1. Перечислите достоинства и недостатки цепной передачи.
2. Какая конструкция цепей?
3. Какие силы действуют в ветвях цепи?
4. Укажите формулу для определения расчетной нагрузки на валы цепной передачи?
5. По какой формуле определяют передаточное число цепной передачи?
6. Укажите основные геометрические параметры цепной передачи и приведите формулы для их расчета.

Список использованных источников

1. Леликов, О. П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин : конспект лекций по курсу «Детали машин» / О. П. Леликов. — 3-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 2007. — 464 с.

Репозиторий БарГУ

153305

