

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА

М.А. Мальтеев, А.Н. Тихонов, Ю.А. Захаров

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

САМАРА 2008

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»

М.А. Мальтеев, А.Н. Тихонов, Ю.А. Захаров

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Учебное пособие

Самара 2008

УДК 621.852 (075)

Мальтеев М.А., Тихонов А.Н., Захаров Ю.А. Проектирование ременных передач: Учебное пособие. Самарский гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2008.–76 с.

Приведена информация о конструкции, материалах и механических свойствах всех типов ремней, применяемых в силовых передачах. Даны основы теории ременных передач. Подробно изложены методики расчета разных типов ремней на прочность и долговечность.

Приведены все необходимые справочные материалы для проектирования ременных передач, включая данные по конструированию шкивов и натяжных устройств. Даны ссылки на ГОСТы и другую учебную и справочную литературу.

Учебное пособие подготовлено на кафедре основ конструирования машин и предназначено студентам всех специальностей, выполняющим курсовой проект по деталям машин.

Табл. 39. Ил. 29. Библиогр.: 12 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева.

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. С.В. Фалалеев
д-р техн. наук, проф. Я.М. Клебанов

Оглавление

Список принятых обозначений	4
Введение	5
1. Материалы и конструкция ремней	8
1.1. Плоские ремни	8
1.2. Клиновые ремни	9
1.3. Поликлиновые ремни	11
1.4. Зубчатые ремни	12
1.5. Механические свойства ремней	13
2. Механика ременных передач	15
2.1. Силы и силовые соотношения в передаче	15
2.2. Скольжение ремня. Передаточное отношение	19
2.3. Кинематический и энергетический расчет	22
2.4. Напряжения в ремне	23
2.5. Тяговая способность и к.п.д.	24
2.6. Критерии работоспособности и расчета	26
3. Геометрические параметры ременных передач	27
4. Расчет ремней на тяговую способность	30
4.1. Выбор параметров передач	30
4.1.1. Клиновые ремни	30
4.1.2. Поликлиновые ремни	33
4.1.3. Зубчатые ремни	34
4.2. Расчет передач с клиновыми ремнями	36
4.3. Расчет передач с поликлиновыми ремнями	40
4.4. Расчет передач с зубчатыми ремнями	42
5. Расчет ремней на долговечность	44
6. Шкивы ременных передач	49
7. Способы натяжения ремней	57
7.1. Передачи с постоянным натяжением ремней	57
7.2. Передачи с переменным натяжением ремней	59
7.3. Контроль натяжения ремней и требования к монтажу	61
8. Примеры расчета ременных передач	64
8.1. Передача с клиновым ремнем нормального сечения ...	65
8.2. Передача с клиновым узким ремнем	69
8.3. Передача с поликлиновым ремнем	71
8.4. Передача с зубчатым ремнем	71
Библиографический список	75

СПИСОК ПРИНЯТЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Обозначение	Размерность	Описание
P_1	кВт	Мощность, передаваемая передачей
P_0	кВт	Приведенная мощность
ΔP_{II}	кВт	Учет влияния изгиба ремня на большом шкиве на его долговечность
$[P]$	кВт	Допускаемая мощность на один ремень данного сечения
T_1	Н·м	Момент на валу электродвигателя
ΔT_{II}	Н·м	Учет влияния передаточного отношения на момент на быстроходном валу
F_t	Н	Окружная сила (полезная нагрузка)
F_0	Н	Сила предварительного натяжения одного ремня
F_r	Н	Нагрузка на вал от ременной передачи
n_1	мин ⁻¹	Частота вращения вала электродвигателя
U		Передаточное отношение передачи
V	м/с	Скорость движения ремня
i	1/с	Частота пробега ремня
b_0	мм	Максимальная ширина ремня в сечении
b_P	мм	Расчетная ширина ремня по нейтральной линии
h	мм	Высота ремня в сечении
y_0	мм	Расстояние до нейтрального слоя
A	мм ²	Площадь сечения ремня
E	МПа	Модуль упругости материала ремня
ρ_m	кг/м ³	Плотность материала ремня
q_m	кг/м	Погонная масса ремня
d_{P1}	мм	Диаметр меньшего шкива по нейтральной линии ремня
d_{P2}	мм	Диаметр большего шкива
a_{\min}	мм	Минимально допустимое межосевое расстояние
a	мм	Межосевое расстояние
L_{\min}	мм	Минимальная длина ремня из условия обеспечения необходимой долговечности
L	мм	Расчетная (принятая) длина ремня
L_0	мм	Приведенная длина ремня
α_1	градус	Угол охвата на меньшем шкиве
C_a		Учет влияния на тяговую способность угла охвата
C_L		Учет влияния длины ремня на долговечность
C_P		Учет режима работы передачи
C_Z		Учет числа ремней
Z_{III}		Количество шкивов
Z		Количество ремней
L_h	час	Расчетная долговечность передачи
t_h	час	Заданный ресурс передачи
ν_{II}		Учет разной степени влияния изгиба на малом и большом шкивах
ζ		Коэффициент скольжения
η		К.п.д. передачи
σ_{\max}	МПа	Максимальные напряжения в ремне
σ_P	МПа	Напряжения растяжения
σ_0	МПа	Напряжения от предварительного натяжения ремней
σ_t	МПа	Полезные напряжения
σ_{II}	МПа	Напряжения изгиба
$\sigma_{Ц}$	МПа	Напряжения от центробежных сил

ВВЕДЕНИЕ

Ременные передачи относятся к передачам с гибкой связью и обеспечивают передачу вращения между валами, расположенными на значительном удалении друг от друга.

К основным достоинствам ременных передач по сравнению с наиболее распространенными зубчатыми передачами можно отнести:

- простоту конструкции;
- плавность и бесшумность в работе;
- малую чувствительность к толчкам и ударам;
- сравнительно небольшие нагрузки на валы и опоры;
- предохранение от резких перегрузок благодаря возможности проскальзывания (пробуксовывания) ремней.

Критерий простоты конструкции обусловлен тем, что передача не требует собственных подшипников, корпуса и смазки. Ведомое и ведущее звенья, то есть шкивы, располагаются непосредственно на валах электродвигателя и принимающего устройства, каковым может служить исполнительный механизм либо зубчатая, червячная или другая передача.

Второй и третий критерии обеспечиваются повышенной податливостью ремней, которая примерно на три порядка выше, чем у зубьев.

Невысокие нагрузки на валы характерны для передач с клиновыми, поликлиновыми и зубчатыми ремнями, в которых сцепление ремней со шкивами значительно выше, чем в плоскоременных, и не требует создания большого предварительного натяжения ремней.

К недостаткам ременных передач относят большие габариты, повышенное трение, а также невысокую долговечность ремней, обычно не превышающую 5000 часов. В ряде случаев, когда, например, валам необходимо обеспечить синхронное вращение, применение ременных передач оказывается невозможным из-за проскальзывания, хотя оно невелико и обычно не превышает 2%.

В зависимости от профиля сечения ремня различают плоскоременные, клиноременные, поликлиноременные и круглоременные передачи. Последние применяют в малонагруженных передачах бытовой аудио–видеотехники, швейных машинках и т. п.

К ременным передачам относят также зубчатоременную, которая принципиально отличается от других ременных передач тем, что вращение передается не трением, а за счет зацепления зубьев. Ее основным преимуществом является отсутствие проскальзывания, что обеспечивает валам синхронное вращение. Кроме того, она более компактна, требует меньшего натяжения ремней, надежно работает при высоких скоростях ($V=25\dots 50$ м/с) и больших передаточных отношениях ($U\leq 12$).

Плоские ремни выпускаются современной промышленностью и применяются в скоростных не сильно нагруженных передачах, например, в высокооборотных шлифовальных и некоторых точных станках. Современные синтетические материалы обеспечивают им хорошее сцепление со шкивом, высокую прочность и работу с окружными скоростями до 100 м/с, а малая толщина (0,5...2,8 мм) – низкие изгибные напряжения и, соответственно, большой ресурс. Известны, например, синтетические ремни швейцарской фирмы «Хабасит». Однако в общей массе ременных передач процент плоскоременных не высок, поэтому в настоящем пособии они описаны менее детально.

Наиболее широко в практике применяются клиноременные передачи. Сцепление ремня со шкивом в них значительно выше, чем в плоскоременных за счет клинового эффекта. Это дает возможность снижать предварительное натяжение ремней и уменьшать усилия на валы и опоры. Повышение нагрузочной способности легко обеспечивается увеличением количества ремней в передаче.

Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы с некоторым предварительным натягом (рис. 1). Внешняя нагрузка в виде крутящего момента T_1 передается с ведущего шкива на ведомый за счет сил трения между ремнем и шкивами. Ведомых шкивов может быть два и больше, что характерно, например, для автомобильных двигателей.

С учетом особенностей ременной передачи ее используют обычно для понижения частоты вращения на быстроходных ступенях. То есть, если передача состоит из более чем одной ступени, включая ременную, то ременной делают наименее нагруженную первую ступень. В этом случае ее габариты и нагрузка на валы и опоры получаются минимальными. В связи с этим ведущий шкив располагается, как правило, на валу двигателя.

Примером области широкого применения ременных передач является станочное оборудование. Здесь, в частности, они обеспечива-

ют повышение точности обработки деталей, так как, благодаря высокой податливости ремней и повышенному трению в передаче, способны демпфировать крутильные колебания в цепи передачи нагрузки от электродвигателя к рабочему органу.

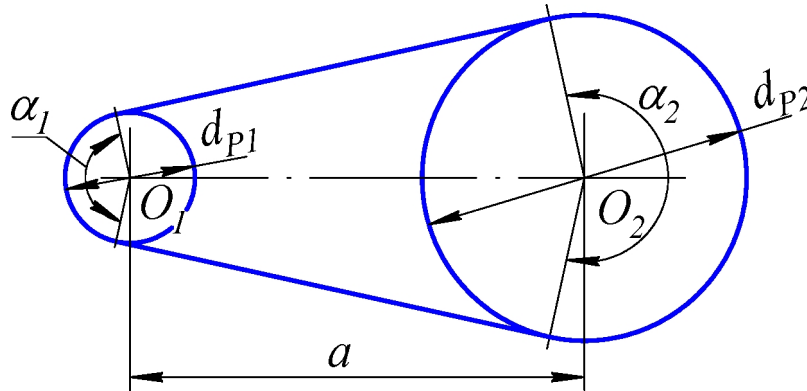


Рис. 1. Схема ременной передачи

Другим примером могут служить двигатели автотракторной техники, где ремни передают вращение с коленвала двигателя на генератор и другие агрегаты.

В авиации ременные передачи также находят применение, например, в силовых агрегатах сверхлегких вертолетов для передачи вращения от двигателя на несущий винт.

Ременные передачи разных типов применяют, в среднем, при мощностях до 50 кВт, окружных скоростях до 20...30 м/с, передаточных отношениях до 6...10.

В России значительная часть номенклатуры ремней, шкивов, а также основные виды расчетов ремней выполняются в соответствии с ГОСТами, которые в значительной мере совпадают с аналогичными стандартами международной системы стандартов ISO. Другая часть ременной продукции выпускается по отраслевым стандартам (ОСТ) и ТУ предприятий.

1. МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИЯ РЕМНЕЙ

1.1. Плоские ремни

Плоские ремни имеют прямоугольное сечение и малую толщину. В настоящее время выпускаются, в основном, три типа ремней.

Прорезиненные кордшнуровые ремни (рис. 2, а) состоят из высокопрочного шнура 1, намотанного по спирали по длине ремня, тканевых обкладок 2 и резинового наполнителя 3.

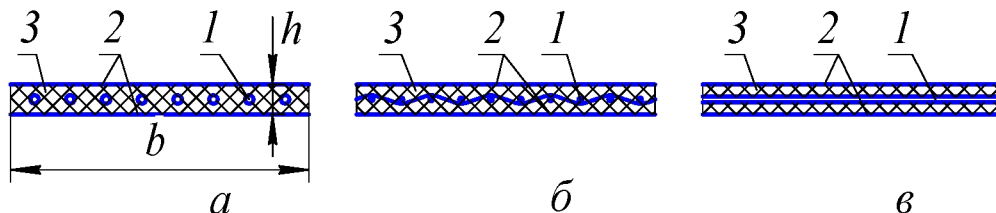


Рис 2. Конструкция плоских ремней

Ремни капроновые с полиамидным покрытием (рис. 2, б) имеют высокопрочную ткань 1 в качестве силового слоя, полиамидные пленочные обкладки 2 и резиновый наполнитель 3.

Фирма «Хабасит» выпускает ремни (рис. 2, в) с ленточным кордом 1 и полиамидным покрытием 2, которые соединены адгезионным слоем 3. Несмотря на то, что эти ремни склеиваются встык, они имеют почти в три раза большую прочность по сравнению с другими типами плоских ремней.

Толщина ремней находится в диапазоне 0,5...2,8 мм при ширине от 10 до 100 мм.

Для предохранения ремня от сбегания со шкивов рабочую поверхность одного из шкивов, обычно большего, делают слегка выпуклой по дуге окружности. При высоких оборотах выпуклыми делают оба шкива.

Отношение диаметра малого шкива к толщине ремня стараются брать не менее $d_{p1}/h = 100...150$, иначе повышаются напряжения изгиба в ремне при огибании шкива и снижается его долговечность.

В передачах с окружной скоростью ремня выше 40 м/с на рабочих поверхностях шкивов делают кольцевые канавки. Они обеспечивают свободный сток воздуха и предотвращают образование воздушных подушек в зонах набегания ремня на шкивы, которые снижают тяговую способность передачи.

1.2. Клиновые ремни

Клиновые ремни имеют трапецеидальное сечение. Рабочими являются боковые стороны. На шкивах имеются соответствующего профиля канавки. Глубина канавки выполняется такой, чтобы между ее дном и внутренней поверхностью ремня сохранялся зазор.

Клиновые ремни (рис. 3) состоят из резины 1, обернутой в диагональном направлении несколькими слоями прорезиненной ткани 2, и несущего силового слоя (корда).

Ремень должен быть достаточно гибким для возможности работы на изгиб на шкивах малого диаметра. Эта гибкость обеспечивается слоями резиноткани над и под несущим слоем, которые работают на растяжение-сжатие.

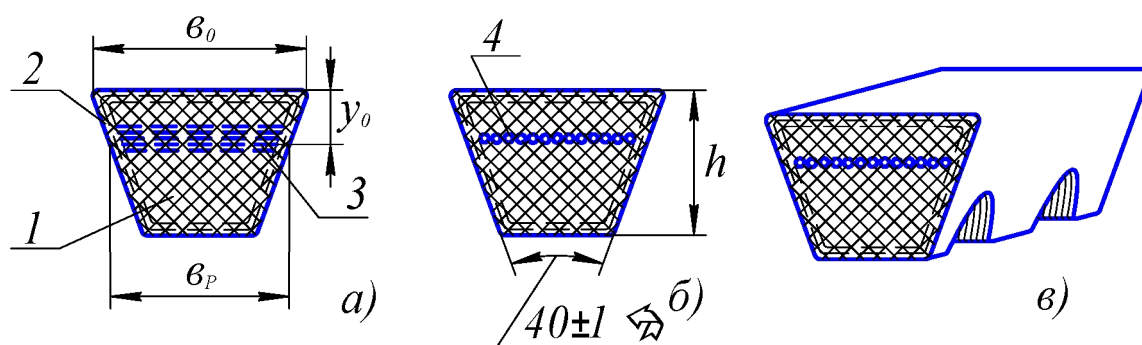


Рис. 3. Конструкция клиновых ремней

Вместе с тем ремень должен обладать большой прочностью на растяжение для передачи нагрузки и уменьшения вытяжки в ходе работы. Высокий модуль упругости на растяжение обеспечивается кордом, который выполняется из высокопрочных синтетических волокон: вискозы, капрона, лавсана.

Клиновые ремни бывают кордтканевые и кордшнуровые. В кордтканевых ремнях силовой слой выполняется из нескольких слоев кордткани 3 (рис. 3, а). В кордшнуровых он состоит из одного слоя шнура 4, намотанного спиралью по длине ремня (рис. 3, б). Для луч-

шей связи с другими элементами корд заключают в оболочку из более мягкой резины, чем резина в основном массиве.

Чтобы разгрузить корд от изгибных напряжений при огибании шкивов, его располагают в нейтральном по эпюре изгибных напряжений слое. В сечении ремня нейтральный слой находится на расстоянии $y_0 \approx 0,36h$ от большого основания.

Более долговечными считаются кордтканевые ремни. Однако в них слои корда занимают значительную часть сечения и располагаются по обе стороны нейтрального слоя. Они испытывают дополнительные знакопеременные нагрузки и снижают долговечность ремня. Поэтому, если необходимо уменьшить габариты передачи, то со шкивами малых диаметров лучше работают более гибкие кордшнуровые ремни. В практике наблюдается стабильная тенденция к переходу на кордшнуровые ремни.

За расчетную ширину принимается ширина b_p на нейтральном слое, размер которой не меняется при изгибе ремня на шкиве. Угол профиля сечения ремня составляет $40 \pm 1^\circ$.

В зависимости от отношения ширины b_p к высоте сечения h стандартные ремни бывают нормального ($b_p/h \approx 1,4$) и узкого ($b_p/h \approx 1,1$) сечений. Первые выпускаются по ГОСТ [1], вторые по ТУ [2]. Изготавливаются также ремни широкого сечения с ($b_p/h = 2,0 \dots 4,5$) для бесступенчатых регуляторов скоростей (вариаторов).

Ремни нормального сечения применяют при скоростях $V \leq 30$ м/с. Узкие ремни обладают в 1,5...2 раза большей тяговой способностью за счет более равномерного распределения нагрузки по сечению корда и работают при скоростях $V \leq 40$ м/с.

За счет повышенного сцепления со шкивом, обусловленного клиновым эффектом, нагрузочная способность у клиновых ремней выше, чем у плоских. Поэтому угол охвата на малом шкиве может быть уменьшен до $\alpha_{\min} = 90^\circ$, тогда как у плоских ремней $\alpha_{\min} = 150^\circ$. В результате габариты клиноремненной передачи значительно меньше (примерно в 2 раза), а верхняя граница передаточных отношений для них возрастает до $U = 7 \dots 10$.

Для повышения ресурса при работе со шкивами малого диаметра выпускаются клиновые ремни с гофрами на внутренней стороне (рис. 1, в). Такие ремни, в частности, с успехом применяются в автомобильных двигателях.

1.3. Поликлиновые ремни

Поликлиновой ремень состоит из плоской несущей части и ребер на внутренней стороне с клиновыми рабочими поверхностями (рис. 4). Ребра выполняют либо из твердой, либо из более мягкой резины. В первом случае рабочие поверхности ребер шлифуют, а во втором покрывают оберточной прорезиненной тканью, как и наружную поверхность ремня. В плоской части располагается несущий слой из высокопрочного синтетического спирально намотанного кордшнура.

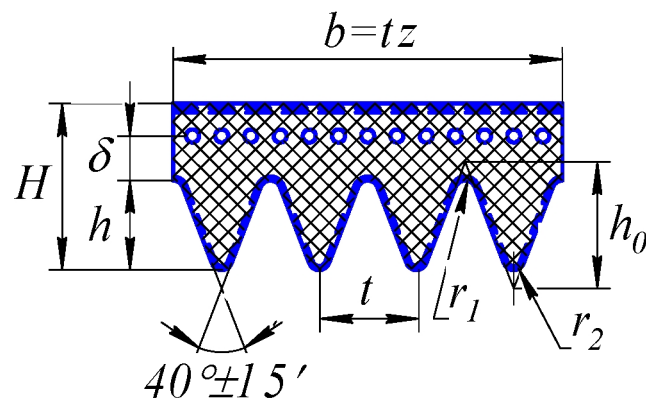


Рис. 4. Конструкция поликлинового ремня

Эти ремни сочетают в себе все достоинства клиновых ремней и гибкость плоских. К тому же корд и ребра расположены по всей ширине плоской части. Поэтому при одинаковой передаваемой мощности потребная ширина такого ремня в 1,5...2 раза меньше, чем у набора обычных клиновых ремней. Кроме того, они допускают применение шкивов меньшего диаметра, окружных скоростей до 40–50 м/с и передаточных отношений до 15.

Поликлиновые ремни выпускают по ТУ 38.40533–71. Рекомендуемое число ребер от 2 до 20. Принятое число ребер определяет ширину ремня $b = tz$. Угол клина ребра $40^\circ \pm 15'$. Теоретическая высота профиля $h_0 = 1,374 t$.

Точность выполнения шагов t между ребрами и канавками шкивов существенно влияет на долговечность и ресурс ремней. Поэтому на шаги и некоторые другие размеры задаются довольно строгие допуски. Повышенные требования предъявляются также к шероховатости рабочих поверхностей канавок шкивов.

1.4. Зубчатые ремни

Зубчато-ременные передачи сочетают в себе достоинства ременных и цепных передач. Они обладают высокой удельной нагрузочной способностью, работают с малыми начальными натяжениями, обеспечивают компактность привода и синхронность вращения валов. Последнее очень важное качество дает возможность применять зубчатые ремни в таких ответственных узлах, как механизмы газораспределения автомобильных двигателей. Их используют также в приводах механизмов оргтехники, радиоэлектронных и вычислительных устройств, автомобильных стекол, металлообрабатывающих станков, а также в других изделиях, где применение клиновых ремней нерационально или недопустимо.

Приводы с зубчатым ремнем допускают передачу мощности от 0,01 до 450 кВт [12], частоту вращения до 6000 мин^{-1} (в мало нагруженных кинематических передачах – до 18000 мин^{-1}), окружную скорость до 80 м/с, передаточные отношения до 12. Они малозумны, не требуют смазки и могут работать в среде с наличием масел, топлива или воды. Их к.п.д. достигает значений $\eta = 0,95 \dots 0,99$.

Зубчатые ремни (рис. 5) представляют собой плоскую ленту с зубьями трапецеидальной формы на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с соответствующими зубьями на шкивах.

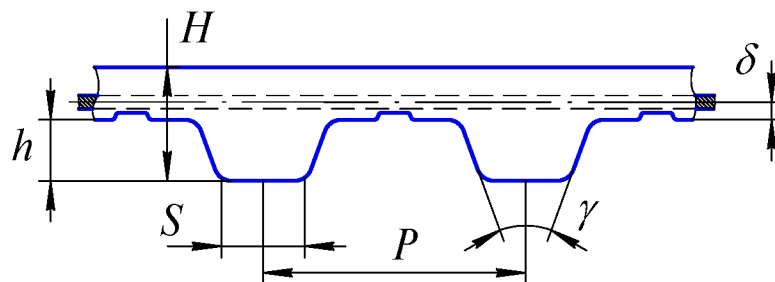


Рис. 5. Конструкция зубчатого ремня

Ремни делают из резины или полиуретана. Зубья резиновых ремней покрывают слоями высокопрочной синтетической ткани для повышения износостойкости. Ремни из полиуретана не требуют покрытия, так как сам полиуретан при достаточно высоком коэффициенте трения очень стоек к истиранию.

Зубья имеют небольшие закругления на вершинах и во впадинах. Первые сделаны для лучшего входа в зацепление со шкивом, а вторые для снижения концентрации напряжений.

Несущим слоем является стальной трос, навитый спиралью по длине ремня. Трос, благодаря высокой прочности и почти нулевой вытяжке, обеспечивает неизменность шага зубьев.

Ремни выполняют по ТУ 38.05114–76. Основными конструктивными параметрами являются угол профиля зуба γ и модуль $m = P/\pi$, где P –шаг зубьев.

Значение модуля выбирают по стандарту в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения ведущего шкива, а ширину ремня b –в зависимости от модуля. При модуле до 2 мм включительно угол профиля $\gamma=50^\circ$, при $m > 2$ мм $\gamma=40^\circ$.

При модуле до 3 мм включительно диаметр стального троса $d=0,36$ мм, а далее $d=0,75$ мм. Расстояние от поверхности впадин до оси троса $\delta = 0,5d + f$, где f –толщина оберточной ткани или слоя пластмассы.

1.5. Механические свойства ремней

Механические свойства ремней зависят от конструкции, материала и качества изготовления. Наиболее важными механическими характеристиками являются приведенные модули упругости на растяжение и изгиб:

$$E_P = \frac{\sum E_i A_i}{F}; \quad E_{II} = \frac{\sum E_i J_i}{J},$$

где E_i – модуль упругости на растяжение или изгиб элемента конструкции ремня (резины, оберточной ткани, корда и т.п.); A_i, J_i – соответственно, площади поперечных сечений элементов ремня и моменты инерции их сечений относительно нейтральной линии.

В ряде практических расчетов используют параметр E_P , так как нагрузку воспринимает в основном несущий слой, который работает на растяжение. Поэтому индекс при E обычно опускают.

Для клиновых кордтканевых ремней нормального и узкого сечений $E=250\dots 400$ МПа, для кордшнуровых $E=500\dots 600$ МПа.

К сожалению, в литературе нет достаточно надежных данных о модулях упругости на изгиб для разных типов ремней, без чего невозможно рассчитывать изгибные напряжения, возникающие в ремнях при огибании шкивов. Изгибные напряжения обычно являют-

ся преобладающими, и именно они чаще всего определяют долговечность ремней.

Более-менее надежные методики оценки долговечности разработаны на базе широких экспериментальных исследований только для клиновых ремней.

Напряжения в ремне от центробежных сил зависят от окружной скорости ремня на шкиве и плотности материала ремня, которая принимается равной $\rho=1200\dots1250 \text{ кг/м}^3$.

Клиновые ремни вытягиваются под нагрузкой в процессе работы, причем, остаточное удлинение при работе до разрушения составляет 2,5...3,5%. Поэтому при проектировании передач с клиновым ремнем необходимо предусматривать возможность увеличения межосевого расстояния с целью восстановления необходимого предварительного натяжения.

У поликлиновых ремней значение модуля упругости принимается в зависимости от сечения ремня (см. далее разд. 4). Для сечения К – $E=1200\dots1500 \text{ МПа}$, для сечения Л – $E=800\dots870 \text{ МПа}$, для сечения М – $E=425 \text{ МПа}$.

В зубчатых ремнях продольная жесткость ремня характеризуется только тросом, так как влияние резины незначительно. Для устранения вытяжки троса в начальный период эксплуатации его предварительно растягивают в течение 2...5 часов силой, равной 30% от разрушающей нагрузки. Модуль упругости на растяжение зубчатого ремня составляет $E=1,5 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

2. МЕХАНИКА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Силы и силовые соотношения в передаче

Ременная передача является фрикционной, поэтому необходимо предварительное натяжение ремней.

Пусть ремни натянуты силой предварительного натяжения F_0 (рис. 6, а). Зададим нагрузку в виде крутящего момента T_1 , который передается на ремни окружной силой $F_t = 2T_1/d_{p1}$. При этом сила натяжения ведущей ветви увеличится и станет F_1 , а ведомой ветви уменьшится и станет F_2 (рис. 6, б).

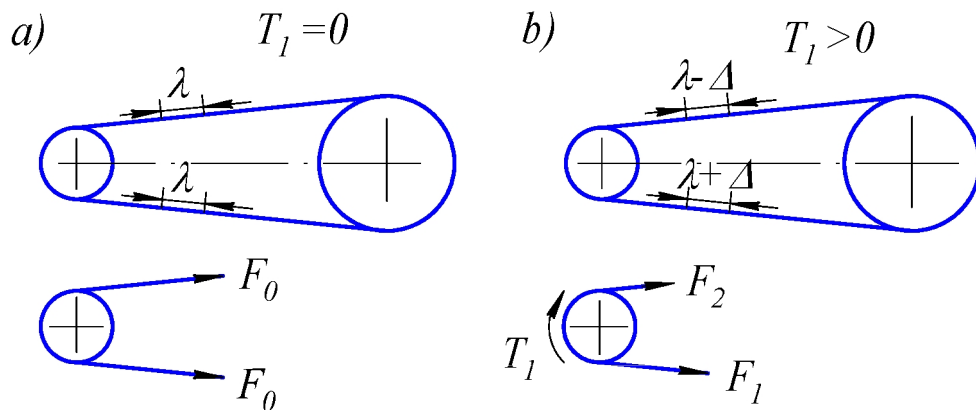


Рис. 6. Нагружение ветвей ремня

Из условия равновесия шкива имеем

$$T_1 = \frac{d_{p1}}{2}(F_1 - F_2) \text{ или}$$

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (1)$$

С другой стороны суммарное натяжение ветвей независимо от соотношения F_1 и F_2 остается постоянным и равным $2F_0$. Это легко уяснить из схемы на рис. 7. Поэтому

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (2)$$

Из (1) и (2) получим

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_t}{2} \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_t}{2} \end{aligned} \right\},$$

Эти соотношения показывают, как зависят F_1 и F_2 от предварительного натяжения F_0 и полезной нагрузки F_t , однако не раскрывают связи между максимально допустимой нагрузкой и силами трения между ремнем и шкивом.

Эту связь установил Эйлер, рассмотрев задачу о взаимодействии абсолютно гибкой нерастяжимой нити с вращающимся цилиндром.

Реальный ремень обладает податливостью на растяжение и изгибной упругостью, поэтому решение Эйлера является приближенным. Использование формул Эйлера в практических расчетах обеспечивается поправочными коэффициентами в зависимости от конкретного типа ремня.

Рассмотрим вначале для простоты плоский ремень. Выделим двумя радиальными сечениями с углом $d\alpha$ элемент ремня (рис. 8). На него действуют растягивающие силы F и $F+dF$, сила нормального давления dF_n со стороны шкива и сила трения $dF_{TP} = fdF_n$, где f — коэффициент трения (влияние центробежной силы рассмотрим позже).

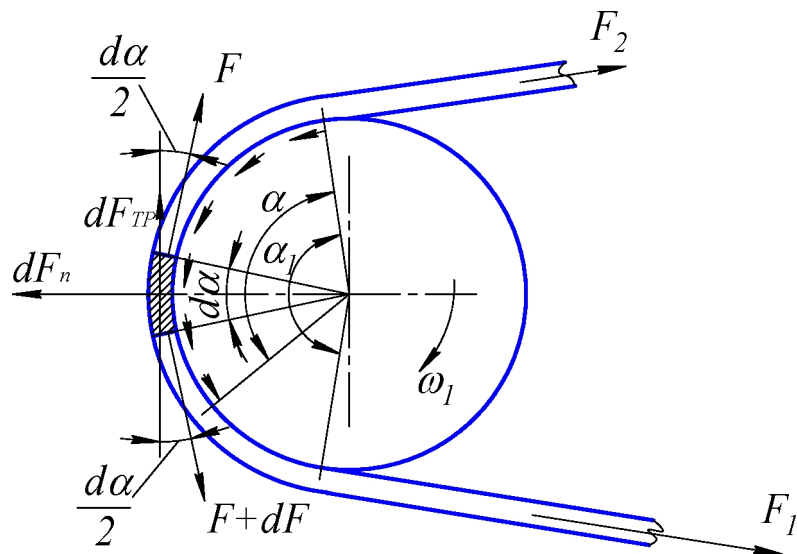


Рис. 8. К определению усилий в ремне

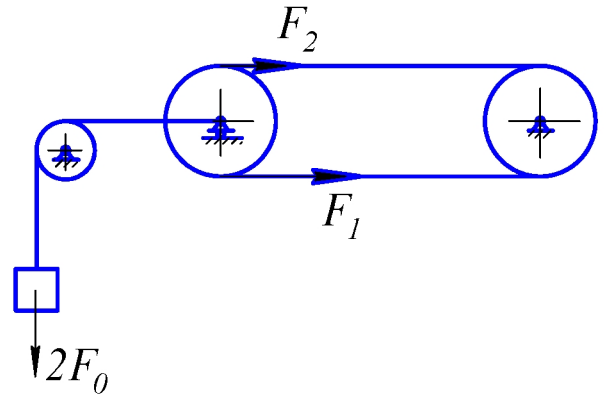


Рис. 7. Равновесие сил в ременной передаче

Сумма проекций на касательную и нормаль (условия равновесия)

$$\left. \begin{aligned} F \cos \frac{d\alpha}{2} + dF_{TP} - (F + dF) \cos \frac{d\alpha}{2} &= 0; \\ (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2} + F \sin \frac{d\alpha}{2} - dF_n &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Подставим $dF_{TP} = f dF_n$, примем $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$, $\cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1$, отбросим члены второго порядка малости и получим

$$\frac{dF}{F} = f d\alpha.$$

Интегрирование этого уравнения в пределах изменения F и α дает

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = f \int_0^\alpha d\alpha;$$

$$\ln \frac{F_1}{F_2} = f\alpha;$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}. \quad (3)$$

Здесь α – угол дуги упругого скольжения. Записав (3) в виде

$$\frac{F_0 + F_t/2}{F_0 - F_t/2} = e^{f\alpha}, \text{ получим}$$

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (4)$$

Задав $\alpha = \alpha_1$, можно найти минимально допустимую величину F_0 , при которой возможна передача заданной полезной нагрузки F_t :

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1}. \quad (5)$$

В обратной задаче можно определить нагрузочную способность при заданном предварительном натяжении:

$$F_t \leq 2F_0 \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1} + 1}. \quad (6)$$

Очевидно, что с увеличением угла охвата α_1 на малом шкиве и коэффициента трения f нагрузочная способность возрастает. Угол охвата уменьшается при уменьшении межосевого расстояния a и повышении передаточного отношения U . Поэтому в практике вводят ограничения на эти параметры.

Сила трения существенно повышается при использовании ремней с клиновой формой сечения в клиноремennых и поликлиноремennых передачах. Это происходит за счет клинового эффекта, то есть возрастания силы нормального давления на ремень в канавке шкива при уменьшении угла клина φ .

Пусть элемент ремня длиной dl прижимается к шкиву радиальной силой dF_r (рис. 9). Тогда условие равновесия элемента в радиальном направлении

$$dF_r = 2dF_n \sin \varphi/2.$$

Отсюда

$$dF_n = \frac{dF_r}{2 \sin \varphi/2},$$

а сила трения

$$dF_{TP} = 2dF_n f = dF_r \frac{f}{\sin \varphi/2}.$$

Параметр $f' = \frac{f}{\sin \varphi/2}$ называют

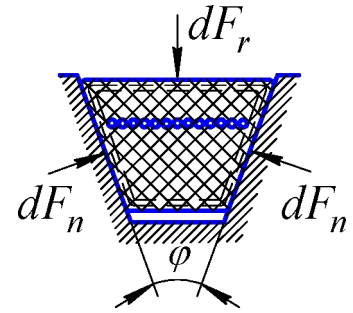


Рис. 9. К определению сил трения в ремне

приведенным коэффициентом трения. При $\varphi = 40^\circ$ $f' \approx 3f$, то есть в клиновом ремне сила трения в три раза больше, чем в плоском. Это обеспечивает передачу заданной нагрузки F_t при меньших значениях угла охвата α_1 и предварительного натяжения F_0 . В этом случае в формулах (5) и (6) вместо f необходимо использовать f' . Дальнейшее уменьшение угла φ не применяется, так как ведет к самозаклиниванию ремня в канавке и его ускоренному разрушению.

Высокая сила трения обеспечивает клиноремennым и поликлиноремennым передачам надежную работу даже при углах охвата на малом шкиве $\alpha_1 = 90 \dots 100^\circ$, тогда как для плоских ремней должно быть $\alpha_1 \geq 150^\circ$. Использование в конструкции ремня материалов с повышенным коэффициентом трения чревато снижением срока службы из-за повышенного тепловыделения и износа. При необходимости увеличить угол охвата иногда используют натяжные ролики.

При проектировании передачи необходимо учитывать, что повышение силы предварительного натяжения F_0 для поднятия нагрузочной способности ведет к увеличению нагрузок на валы и опоры.

При круговом движении ремня на шкивах в пределах дуги охвата на каждый элемент dm действует центробежная сила dF_C (рис. 10). Действие этих сил вызывает дополнительное натяжение F_V во всех сечениях ремня.

Элементарная центробежная сила

$$dF_C = dm \frac{2V^2}{d} = \left(\frac{d}{2} d\alpha A\right) \rho \frac{2V^2}{d} = \rho AV^2 d\alpha. \quad (7)$$

Здесь A , ρ – площадь поперечного сечения и плотность материала ремня.

Условие равновесия элемента ремня

$$dF_C = 2F_V \sin \frac{d\alpha}{2} \approx F_V d\alpha.$$

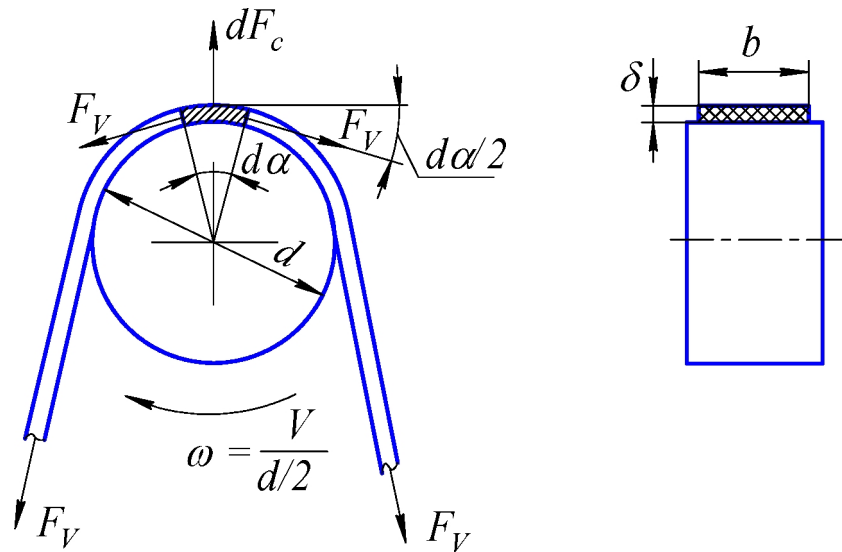


Рис. 10. К определению центробежных сил в ремне

С учетом (7)

$$F_V = \rho AV^2.$$

Сила F_V ослабляет предварительное натяжение F_0 , уменьшает трение и понижает нагрузочную способность передачи. Однако ощутимое влияние F_V оказывает при $V \geq 25$ м/с.

2.2. Скольжение ремня. Передаточное отношение

В ременных передачах возможны два вида скольжения ремня по шкиву: упругое скольжение и буксование. Упругое скольжение возникает при любой нагрузке в передаче, а буксование только при перегрузке. Природу скольжения легко установить на следующем опыте.

Пусть ремень расположен на заторможенном шкиве и к его концам подвешены два одинаковых груза F (рис. 11). Под действием

грузов между ремнем и шкивом создается некоторое давление и соответствующие силы трения.

Подвесим к левой ветви дополнительный груз F_1 . Если величина F_1 будет больше сил трения на дуге охвата AB , то равновесие нарушится и ремень соскользнет со шкива. Если силы трения окажутся больше, то равновесие сохранится, но левая ветвь ремня удлинится. На свободной части ветви удлинение будет постоянным, а на дуге охвата будет постепенно уменьшаться за счет противодействия сил трения от точки A до нуля в некоторой точке C .

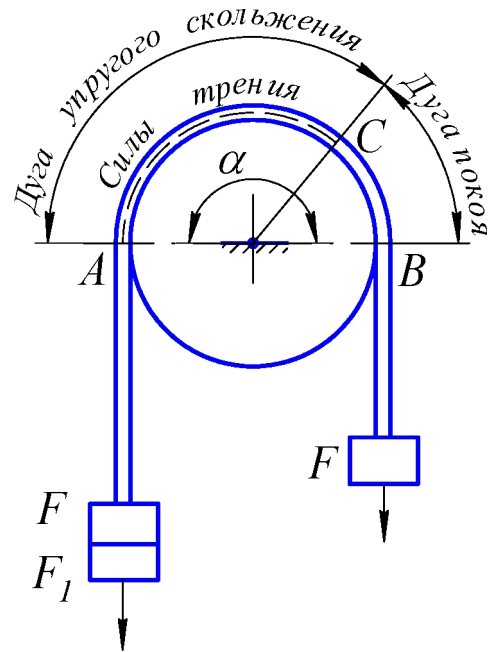


Рис. 11. Схема взаимодействия ремня со шкивом

Длина дуги AC определится условием равновесия F_1 и сил трения. Удлинение ремня будет сопровождаться его проскальзыванием по шкиву. Это скольжение называется упругим, а дуга AC – дугой упругого скольжения. Дуга BC называется дугой покоя.

В работающей под нагрузкой передаче роль грузов F выполняет сила натяжения ведомой ветви F_2 , а дополнительного груза F_1 – окружная сила $F_t = 2T_1/d_{p1}$ (рис. 12).

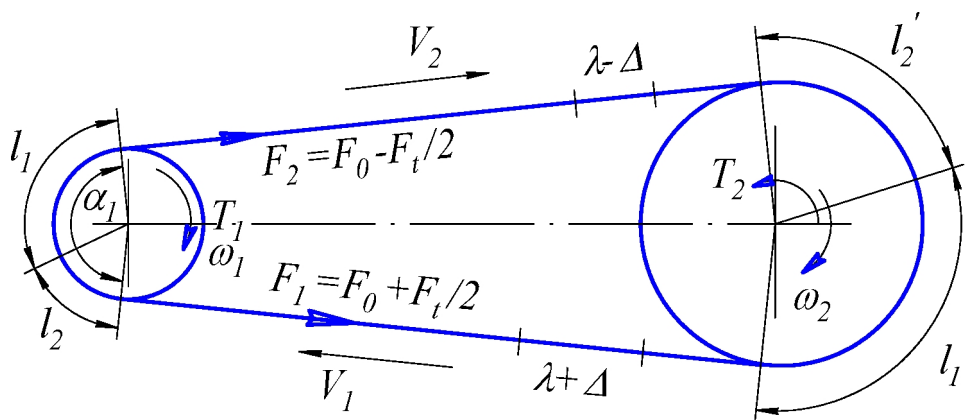


Рис. 12. Скольжение в ременной передаче

Разность натяжения ведущей и ведомой ветвей, создаваемая внешней нагрузкой F_t , вызывает упругое скольжение ремней, причем дуги упругого скольжения располагаются на шкивах со стороны сбегающих ветвей.

Пусть в ненагруженной передаче ремни растянуты силой предварительного натяжения F_0 . Отметим на ремне участок длиной λ и зададим нагрузку. При прохождении ведущей ветви отмеченный участок удлинится до $\lambda + \Delta$, а на ведомой сократится до $\lambda - \Delta$.

На участках дуг покоя обоих шкивов окружные скорости ремней и шкивов совпадают, но на первом шкиве

$$V_1 = \frac{\lambda + \Delta}{\Delta t}, \text{ а на втором}$$

$$V_2 = \frac{\lambda - \Delta}{\Delta t},$$

где Δt – время прохождения участка.

Следовательно, $V_1 > V_2$ и

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{\lambda - \Delta}{\lambda + \Delta} = 1 - \frac{2\Delta}{\lambda + \Delta} = 1 - \xi,$$

откуда

$$V_2 = V_1(1 - \xi),$$

где $\xi = \frac{2\Delta}{\lambda + \Delta}$ – коэффициент упругого скольжения.

Окружные скорости шкивов

$$V_1 = \frac{\pi d_{P1} n_1}{60 \cdot 1000};$$

$$V_2 = \frac{\pi d_{P2} n_2}{60 \cdot 1000}.$$

Отсюда

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{d_{P2} n_2}{d_{P1} n_1} = \frac{d_2}{d_1 U} = 1 - \xi$$

и передаточное отношение

$$U = \frac{d_{P2}}{d_{P1}(1 - \xi)}.$$

Из этого следует, что передаточное отношение в ременных передачах – величина непостоянная, а именно, чуть больше, чем без учета скольжения. Кроме того, по мере роста нагрузки Δ возрастает, а значит, меняется передаточное отношение.

Не смотря на то, что величина ξ невелика и обычно не превышает 0,01...0,02 (1...2%), это обстоятельство не позволяет использовать ременные передачи (кроме зубчаторемной) для обеспечения синхронного вращения валов.

При перегрузке дуга покоя уменьшается до нуля, ремень начинает скользить по всей поверхности шкива и происходит буксование.

2.3. Кинематический и энергетический расчет

Мощность P_1 и обороты n_1 на входе могут быть заданы либо определены в ходе кинематического и энергетического расчетов всего передаточного механизма.

Крутящий момент на ведущем шкиве

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 P_1 / n_1.$$

При подстановке в эту формулу P_1 в кВт, а n_1 в мин⁻¹ T_1 имеет размерность Н·мм. При необходимости получения T_1 в размерности Н·м формулу для определения T_1 следует записать в виде

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1.$$

Крутящий момент на ведомом шкиве

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^6 P_2 / n_2.$$

Здесь $P_2 = \eta P_1$ – мощность на ведомом валу,
 η – принятый к.п.д. передачи.

Окружная скорость ремня в м/с

$$V = \frac{\pi d_{P1} n_1}{60 \cdot 1000}.$$

Передаточное отношение для плоскоремной, клиноремной и поликлиноремной передач

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{P2}}{d_{P1}(1-\xi)}, \quad (8)$$

где d_{P2} – диаметр ведомого шкива;

ξ – принятое значение коэффициента скольжения.

Порядок определения передаточного отношения следующий.

Вначале назначается предварительное значение U' из рекомендуемого диапазона передаточных отношений для выбранного типа ременной передачи. При этом, если передаточный механизм состоит из нескольких ступеней, включая ременную, то для нее обычно принимают $U = 1,0 \dots 2,5$. Затем назначают коэффициент скольжения в

пределах $\xi = 0,01 \dots 0,02$. Далее выбирают d_{P1} (см. разд. 4.1) и вычисляют предварительное значение диаметра ведомого шкива d_{P2} по формуле

$$d_{P2} = d_{P1} U'(1 - \xi).$$

После этого округляют d_{P2} до ближайшего значения из стандартного ряда диаметров шкивов и уточняют величину передаточного отношения по формуле (8).

Если при этом оказалось, что

$$\delta U = \frac{|U' - U|}{U'} 100 > 3\%,$$

то для многоступенчатого механизма необходимо скорректировать передаточные отношения ступеней, расположенных за ременной, из условия $U_{РЕД} = U U_1 U_2 U_3 \dots = const$. Здесь $U_{РЕД}$ – полное передаточное отношение проектируемого редуктора (коробки скоростей), U_1, U_2, U_3, \dots – передаточные отношения ступеней, следующих за ременной.

2.4. Напряжения в ремне

Рассчитываются условные напряжения, исходя из допущения, что материал ремня изотропен, однороден и подчиняется закону Гука. Суммарные напряжения в сечении складываются из напряжений растяжения и изгиба:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_P + \sigma_{II}.$$

Растягивающие напряжения больше на ведущей ветви:

$$\sigma_P = \sigma_1 + \sigma_{Ц} = \sigma_0 + 0,5 \sigma_t + \sigma_{Ц},$$

где $\sigma_0 = \frac{F_0}{A}$ – напряжение от предварительного натяжения;

$\sigma_t = \frac{F_t}{A}$ – полезное напряжение;

$\sigma_{Ц} = \frac{F_V}{A}$ – напряжение от центробежных сил.

При огибании шкивов возникают изгибные напряжения. Они больше на малом шкиве и в наружных волокнах равны

$$\sigma_{II} = \frac{2 E y_0}{d}.$$

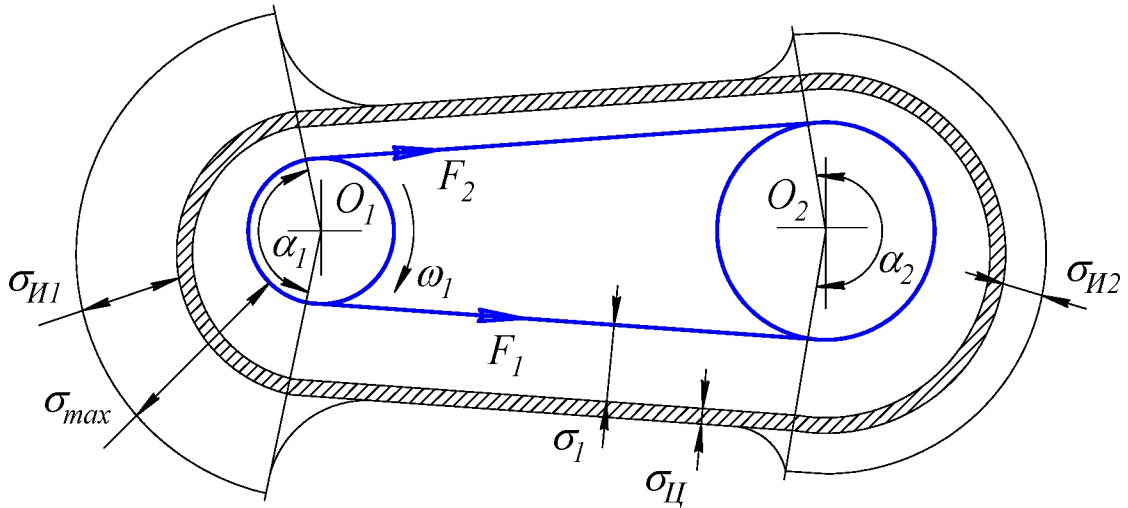


Рис. 13. Эпюра напряжений по длине ремня

Эпюра напряжений по длине ремня показана на рис. 13. Максимальные суммарные напряжения действуют в наружных волокнах ведущей ветви в зоне набегания на малый шкив:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_{\text{Ц}} + \sigma_{\text{И}}.$$

Эти напряжения используются при расчете долговечности ремней.

2.5. Тяговая способность и к.п.д.

Тяговая способность ременной передачи характеризуется величиной максимально допустимой окружной силы F_t или полезных напряжений σ_t .

Формулу (6) запишем для докритических значений угла $\alpha < \alpha_1$ в виде

$$\frac{F_t}{2F_0} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1},$$

или в напряжениях

$$\frac{\sigma_t}{2\sigma_0} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}.$$

Отношение

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} = \frac{q - 1}{q + 1}$$

называют коэффициентом тяги. Здесь $q = e^{f\alpha}$.

При $\alpha = \alpha_1$ критический коэффициент тяги

$$\varphi_{кр} = \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1} + 1}.$$

Коэффициент тяги показывает, какая часть предварительного натяжения F_0 используется полезно для передачи нагрузки F_t , то есть характеризует степень загруженности передачи. Удобство использования этого параметра состоит в том, что скольжение в передаче зависит именно от степени загруженности, а не от величины абсолютной нагрузки.

Поэтому работоспособность ременных передач определяют по графикам зависимости $\xi(\varphi)$, которые называют кривыми скольжения. Кривые скольжения (рис. 14) получают экспериментально в ходе испытаний различных типов ремней: при постоянном натяжении F_0 постепенно повышают нагрузку и замеряют скольжение ξ .

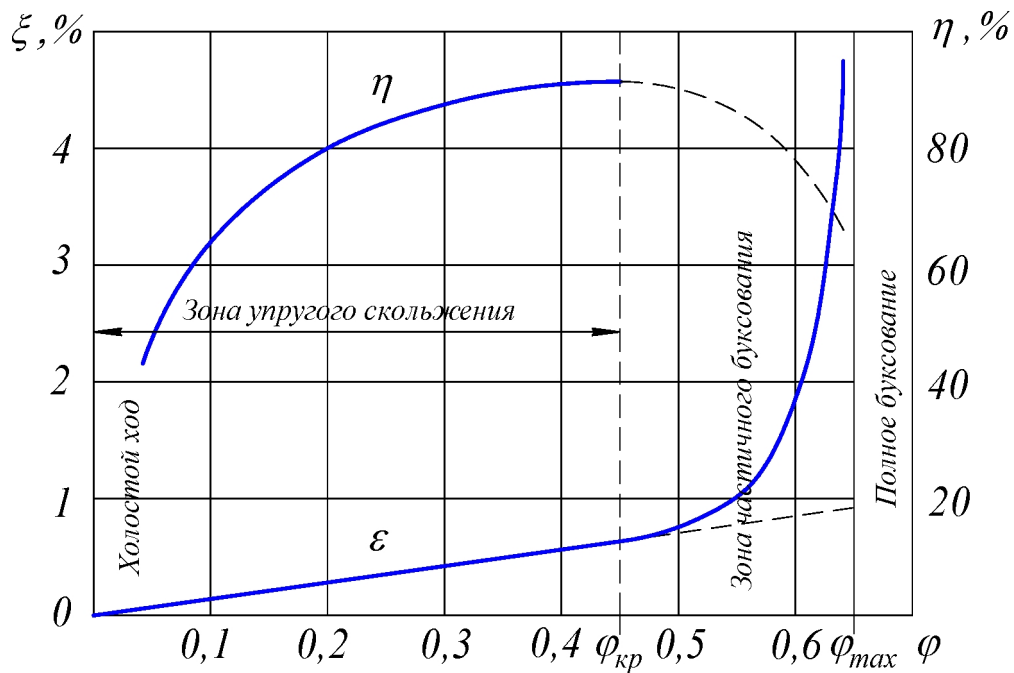


Рис. 14. Кривые скольжения и к.п.д.

На график $\xi(\varphi)$ накладывают зависимость $\eta(\varphi)$, поскольку к.п.д. тоже зависит от степени загруженности передачи. В любой машине максимум к.п.д. реализуется при оптимальной нагрузке, при перегрузке падает, а на холостом ходу $\eta = 0$.

На участке упругого скольжения от 0 до $\varphi_{кр}$ коэффициент скольжения меняется линейно. Далее в зоне от $\varphi_{кр}$ до φ_{max} на упругое скольжение накладывается частичное буксование. В этой зоне допустима только кратковременная работа при перегрузках, так как ремень быстро изнашивается.

Рабочую нагрузку следует выбирать вблизи значения $\varphi_{кр}$ и слева от него. Этот участок соответствует максимуму к.п.д., который в плоскоременных передачах достигает значений $\eta = 0,93 \dots 0,98$, в клиновых с кордшнуровыми ремнями $\eta = 0,92 \dots 0,97$, с кордтканевыми $\eta = 0,87 \dots 0,93$, в зубчатоременных $\eta = 0,88 \dots 0,96$. При снижении нагрузки передача недоиспользуется и к.п.д. падает.

2.6. Критерии работоспособности и расчета

Основными критериями работоспособности ременных передач являются нагрузочная способность и долговечность.

При недостатке нагрузочной способности начинается буксование, ремень перегревается, изнашивается, при минимальном несовпадении плоскостей вращения шкивов может сходиться со шкива или терять устойчивость положения в канавке и переворачиваться нерабочими гранями.

При недостатке долговечности ремень быстро выходит из строя из-за усталостного разрушения.

В настоящее время основным видом расчета ременных передач является расчет на тяговую способность. Для клиновых ремней разработаны достаточно надежные методики расчета на долговечность.

3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

К основным геометрическим параметрам ременных передач относятся диаметры шкивов d_{P1} и d_{P2} , межосевое расстояние a , длина ремня L и угол охвата на малом шкиве α_1 (рис. 15).

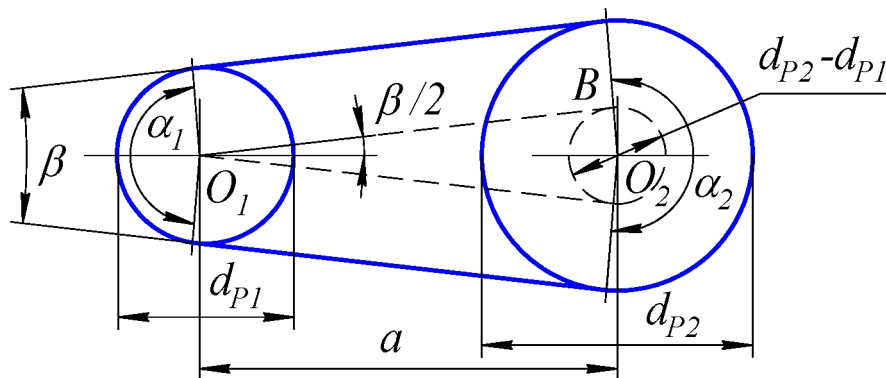


Рис. 15. Геометрические параметры ременных передач

Диаметры шкивов с учетом рекомендаций, приведенных далее в разделе 4, выбирают из рядов стандартных значений в зависимости от типа ремня.

Минимально допустимое межосевое расстояние для передач с клиновыми и поликлиновыми ремнями определяют по формуле

$$a_{\min} = 0,55(d_{P1} + d_{P2}) + h.$$

Обычно принимают $a > a_{\min}$, так как с увеличением межосевого расстояния возрастает длина ремня L , снижается частота пробега $i = V/L$, то есть число циклов нагружения ремня в единицу времени при огибании шкивов, что в конечном итоге ведет к росту его долговечности. Понятно, что при этом приходится жертвовать габаритами.

При выборе межосевого расстояния следует учитывать величину передаточного отношения. С ростом U увеличивают межосевое расстояние, стараясь сохранить наибольший угол охвата α_1 на малом шкиве. При этом руководствуются данными табл. 1.

К выбору межосевого расстояния

U	1	2	3	4	5	6...9
a/d_{P2}	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

На межосевое расстояние вводят ограничения сверху в виде

$$a_{\max} = (1,5 \dots 2,0)(d_{P1} + d_{P2}).$$

Это делают по экономическим соображениям (увеличение габаритов и стоимости передачи), а также из-за опасности возникновения изгибных и крутильных колебаний ремней на ведомой ветви.

Предварительное значение длины клинового, поликлинового и зубчатого ремня определяют по формуле

$$L = 2a + \frac{\pi(d_{P1} + d_{P2})}{2} + \frac{(d_{P2} - d_{P1})^2}{4a}. \quad (9)$$

Для повышения долговечности вводят ограничение на частоту пробегов $i_{\max} = V/L_{\min}$, с^{-1} . В литературе встречаются разные данные по i_{\max} . В среднем можно рекомендовать для клиновых и поликлиновых ремней $i_{\max} = 40$, с^{-1} . [11]. Приняв i_{\max} , определяют минимально допустимую длину ремня

$$L_{\min} \geq 10^3 V / i_{\max}.$$

После этого проверяют условие $L \geq L_{\min}$. Если оно не выполняется, то увеличивают L , а затем округляют его до ближайшего значения из стандартного ряда. Расчетной длиной ремня является длина по нейтральному слою в натянутом состоянии.

С учетом стандартной длины ремня межосевое расстояние

$$a = 0,25 [L - \Delta_1 + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8\Delta_2}],$$

где $\Delta_1 = 0,5\pi(d_{P1} + d_{P2})$; $\Delta_2 = 0,25(d_{P2} - d_{P1})^2$.

Угол охвата на малом шкиве для всех типов ремней

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57,3^\circ(d_{P2} - d_{P1})}{a}.$$

Для клиноремной передачи рекомендуется брать α_1 в пределах 120° , однако даже при $\alpha_1 = 90^\circ$ передача работает нормально.

Угол между ветвями ремня определяется из соотношения

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_{P2} - d_{P1}}{2a}.$$

Потребное количество клиновых ремней или ребер поликлинового ремня определяют из расчета на тяговую способность.

К основным параметрам зубчатоременных передач относят кроме перечисленных модуль m , числа зубьев шкивов z_1 , $z_2 = U z_1$ и число зубьев ремня z_p .

Делительные диаметры шкивов определяются по оси несущего слоя ремня:

$$d_{p1} = m z_1; \quad \text{и} \quad d_{p2} = m z_2.$$

На $z_{1\min}$ накладывают ограничения снизу в зависимости от модуля и частоты вращения n_1 (см. табл. 8 в разделе 4).

Минимальное межосевое расстояние

$$a_{\min} = 0,5(d_{p2} + d_{p1}) + C,$$

где $C = 2m$ при $m \leq 5$ мм и $C = 3m$ при $m > 5$ мм.

Длину ремня предварительно вычисляют по формуле (9), далее находят число зубьев ремня $z_p = L/(\pi m)$, которое затем уточняют с учетом значений z_p из стандартного ряда (раздел 4.1.3). После этого корректируют вначале L по формуле

$$L = \pi m z_p,$$

а затем межосевое расстояние по описанной ранее схеме.

Число зубьев в зацеплении ремня с малым шкивом

$$z_0 = z_1 \alpha_1 / 360^\circ.$$

Желательно иметь $z_0 \geq 6$, иначе возрастает нагрузка на зубья ремня и снижается его долговечность. Для повышения z_0 увеличивают межосевое расстояние.

4. РАСЧЕТ РЕМНЕЙ НА ТЯГОВУЮ СПОСОБНОСТЬ

4.1. Выбор параметров передач

4.1.1. Клиновые ремни

Параметры клиновых ремней нормального и узкого сечений приведены в табл. 2. В скобках даны обозначения в соответствии с международным стандартом ISO.

Таблица 2

Параметры клиновых ремней. ГОСТ 1284.1–89, ТУ 38.40534–75

Тип ремня	Обозначение сечения	Параметры сечения					Интервал стандартных длин L	L_0	q_m
		b_0	b_p	h	y_0	A			
		мм							
Нормального сечения [1]	0(Z)	10	8,5	6	2,1	47	400...2500	1320	0,06
	A(A)	13	11	8	2,8	81	560...4000	1700	0,10
	Б(В)	17	14	11	4,0	138	800...6300	2240	0,18
	В(С)	22	19	14	4,8	230	1800...10600	3750	0,30
Узкого сечения [2]	У0(SPZ)	10	8,5	8	2,0	56	630...3550	1600	0,07
	УА(SPA)	13	11	10	2,8	95	800...4500	2500	0,12
	УБ(SPB)	17	14	13	3,5	158	1250...8000	3550	0,20
	УВ(SPC)	22	19	18	4,8	278	2000...8000	5600	0,37

A , q_m – площадь сечения и погонная масса; L_0 – приведенная длина ремня (значение длины, для которого коэффициент, учитывающий влияние длины на долговечность ремня, принимается равным единице).

На начальном этапе проектирования передачи выбирают сечение ремня по табл. 3 или по номограммам на рис. 16, 17 в зависимости от крутящего момента на ведущем валу, оборотов ведущего вала и передаваемой мощности. После этого параметры выбранного сечения определяют по табл. 2.

Выбор клиновых ремней

Тип ремня	Сечение	T_1	d_{p1min}	Тип ремня	Сечение	T_1	d_{p1min}
		Н·м	мм			Н·м	мм
Нормального сечения	0	<30	63	Узкого сечения	У0	<150	63
	А	15...60	90		УА	90...400	90
	Б	45...150	125		УБ	300...2000	140
	В	120...600	200		УВ	>1500	224

Ремни сечения 0 (рис. 16) используют для передачи мощности до 2 кВт. Область применения ремня, например, сечения Б расположена выше линии Б и ограничена сверху линией предыдущего сечения А.

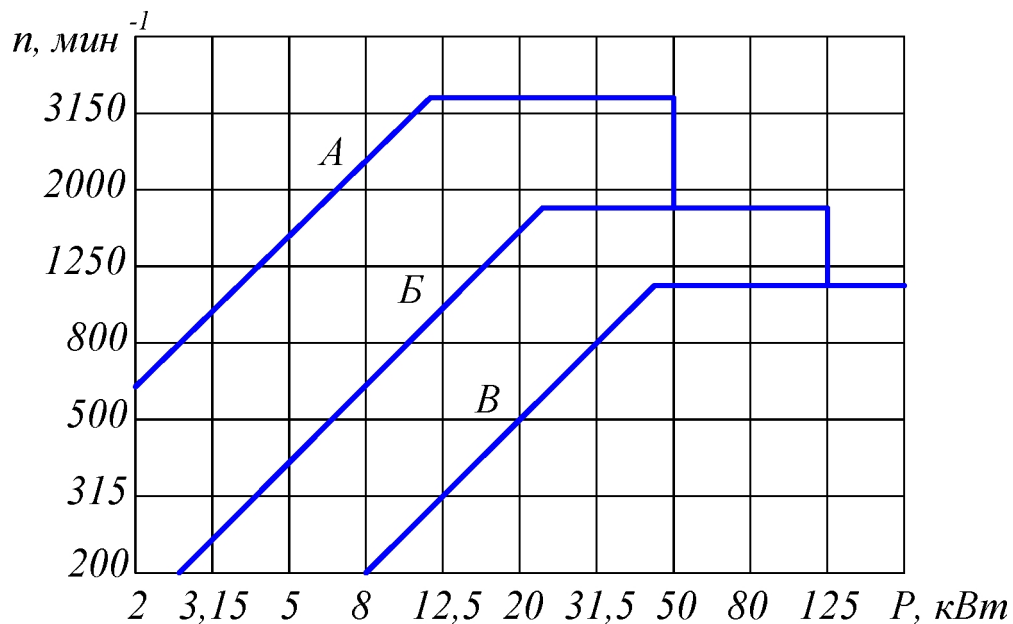


Рис. 16. Номограмма для выбора клинового ремня нормального сечения

При выборе диаметра малого шкива d_{p1} с учетом данных по d_{p1min} в табл. 3 необходимо учитывать влияние изгиба ремня на его долговечность.

При огибании шкива напряжения изгиба в ремне обратно пропорциональны диаметру шкива: $\sigma_{II} = 2E y_0 / d_p$. Таким образом, наибольшие изгибные напряжения возникают на малом шкиве и при постоянном модуле упругости E полностью определяются отношением d_{p1} / y_0 .

Если необходимо спроектировать компактную передачу, то можно выбрать в табл. 3 минимально допустимый диаметр d_{p1min} . Однако при этом изгибные напряжения могут оказаться настолько боль-

шими, что превысят сумму остальных составляющих напряжений в ремне. А так как изгибные напряжения циклически меняются по времени и являются главной причиной усталостного разрушения, то расчетная долговечность ремня при таком выборе может оказаться недостаточной.

Кроме того, с уменьшением диаметра шкива возрастают изгибные деформации, а, значит, внутреннее трение в материале и нагрев ремня, что также ведет к снижению долговечности.

В этом случае проектировщику следует находить компромиссное решение, жертвуя компактностью в пользу повышения долговечности. В [3] рекомендуется принимать $d_{p1} \approx 1,2d_{p1min}$. На практике выбирают d_{p1} из стандартного ряда обычно на две–четыре ступеньки больше d_{p1min} , если нет необходимости вводить строгие ограничения по габаритам.

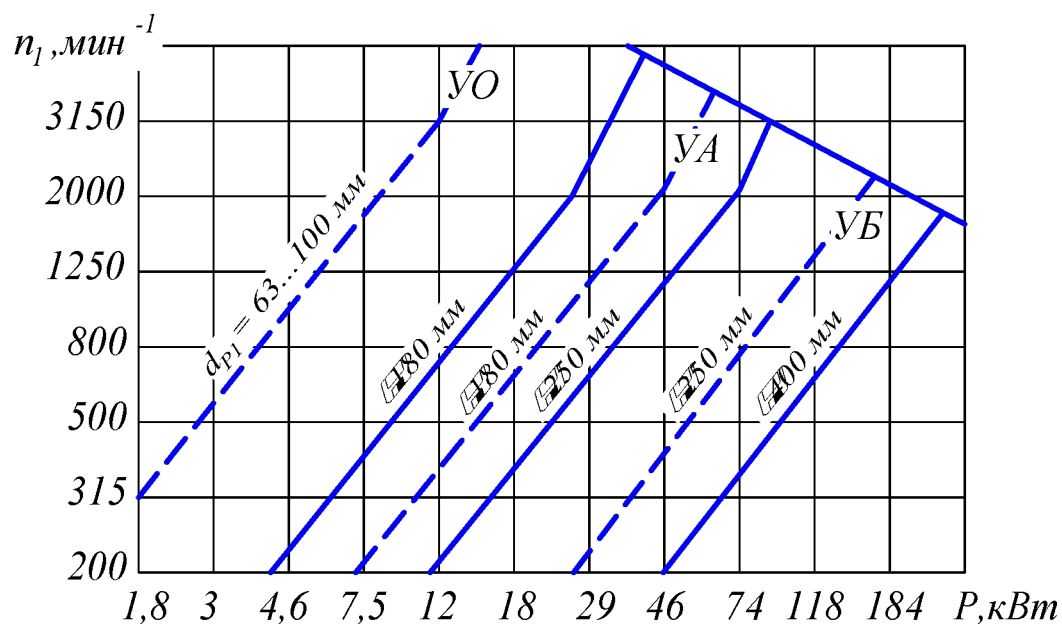


Рис. 17. Номограмма для выбора клинового ремня узкого сечения

Если все-таки приходится выбирать шкивы минимального диаметра, то в сочетании с ними лучше работают более гибкие клиновые ремни с гофрами на внутренней стороне в зоне сжатия. Кроме того, можно повысить долговечность уменьшением предварительного натяжения.

За расчетный диаметр d_p шкива принимается диаметр по нейтральному слою ремня. Стандартные значения диаметров шкивов выбирают из ряда: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, ... мм.

Расчетная длина L ремня измеряется по нейтральному слою в растянутом состоянии. Стандартные длины ремней нормального сечения выбирают из ряда: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, ... мм.

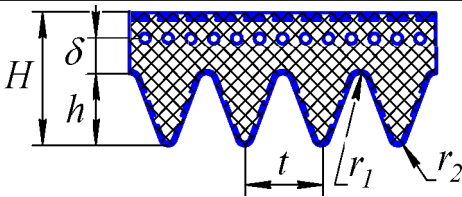
Длины ремней узкого сечения выбирают из ряда: 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, ... мм.

4.1.2. Поликлиновые ремни

Основные параметры поликлиновых ремней приведены в табл. 4. Ремнями сечения К заменяют клиновые ремни сечений 0 и А, сечения Л – ремни Б и В, сечения М – ремни В, Г, Д и Е.

Таблица 4

Параметры поликлиновых ремней. ТУ 38.40533–71



Сечение	Размеры сечения						Интервал длин L	L_0	A_{10}	q_{m10}
	t	H	h	δ	r_1	r_2				
	мм									
К	2,4	4,0	2,35	1,0	0,1	0,4	400...2000	710	72	0,09
Л	4,8	9,5	4,85	2,4	0,2	0,7	1250...4000	1600	356	0,45
М	9,6	16,5	10,35	3,5	0,4	1,0	2000...4000	2240	1137	1,60

A_{10}, q_{m10} – площадь сечения и погонная масса ремня с 10-ю ребрами

Сечение ремня выбирают по табл. 5 или по номограмме на рис. 18. За расчетный диаметр d_p шкива принимается диаметр по оси несущего слоя ремня, то есть расчетный диаметр d_p фактически больше наружного диаметра шкива d_e .

Таблица 5

Выбор поликлиновых ремней

Сечение	T_1	d_{p1min}	Число ребер z	
	Н·м	мм	рекомендуемое	допустимое
К	<40	40	2...36	36
Л	18...40	80	4...20	50
М	>130	180	2...20	50

В отдельных случаях для высокооборотных валов диаметр малого шкива d_{p1} может быть уменьшен до 25 мм за счет снижения долговечности ремня.

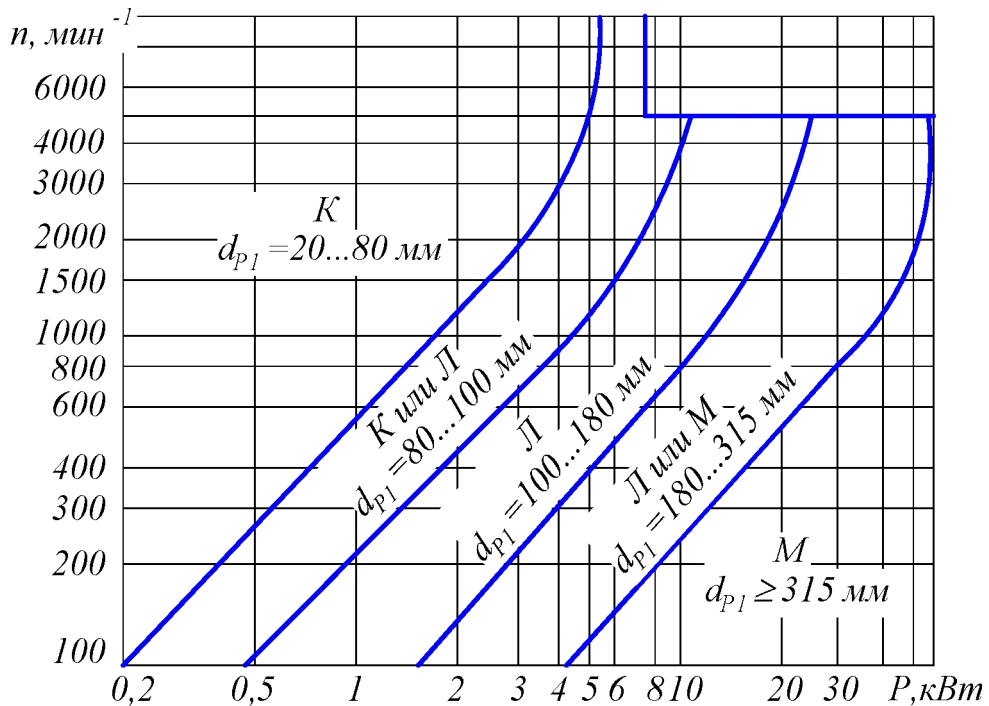


Рис. 18. Номограмма для выбора поликлинового ремня

Из сравнения рисунков 17 и 18 видно, что поликлиновые ремни допускают большие частоты вращения и меньшие диаметры шкивов.

Диаметры шкивов выбирают из ряда: 30, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 800, 1000, ... мм.

Длина ремня L определяется по оси несущего слоя, а значения длин принимают из ряда: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000 мм.

4.1.3. Зубчатые ремни

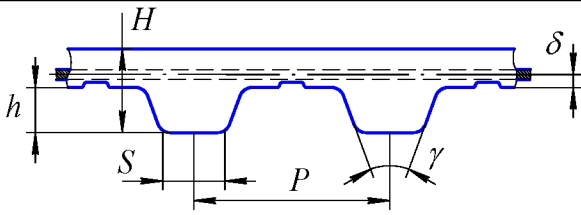
Основные параметры зубчатых ремней приведены в табл. 6.

Вначале выбирают значение модуля в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения ведущего шкива по формуле

$$m = 3,5 \sqrt[3]{\frac{10^3 P_1}{n_1}}$$

Таблица 6

Параметры зубчатых ремней. ТУ 38.05114–76



m	P	S	h	H	δ	γ	b	z_p
мм							град	
1,0	3,14	1,0	0,8	1,6	0,4	50	3...12,5	40...160
1,5	4,71	1,5	1,2	2,2	0,4	50	3...20	40...160
2,0	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6	50	5...20	40...160
3,0	9,42	3,0	2,0	4,0	0,6	40	12,5...50	40...160
4,0	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8	40	20...100	48...250
5,0	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8	40	25...100	48...200
7,0	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8	40	40...125	56...140
10,0	31,42	12,0	9,0	15,0	0,8	40	50...200	56...100

b – ширина ремня; z_p – число зубьев ремня.

Для диапазона частот $n_1=650...3500 \text{ мин}^{-1}$ модуль можно выбрать по примерным данным табл. 7.

Таблица 7

Выбор модуля ремня

P_1	кВт	0,05...0,18	0,27...1,5	2,2...5,5	7...17	>17
m	мм	2; 3	3; 4	4; 5	5; 7	7; 10

Число зубьев z_1 ведущего шкива выбирается не меньше нижней границы $z_{1\min}$ по табл. 8.

Таблица 8

Выбор числа зубьев меньшего шкива

m	n_1	$z_{1\min}$	m	n_1	$z_{1\min}$	m	n_1	$z_{1\min}$
мм	мин ⁻¹		мм	мин ⁻¹		мм	мин ⁻¹	
2	500...3000	12	4	500	14	7	500	20
	3500...4500	14		1000	16		1000	22
	5000...6800	16		1500...2000	18		1500	24
	7000...7500	18		2500...3500	20		2000	26
3	500...1000	12	5	500	16	10	500	20
	1500...2000	14		1000...1500	18		1000	22
	2500...3500	16		2000...3000	20		1500	24
	4000...5000	18		3500...4000	22		2000	24...28

Ширину b ремня находят в ходе расчета на тяговую способность, а затем с учетом ее зависимости от модуля (табл. 6) округляют до

значений из ряда: 3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200 мм.

Аналогично число зубьев ремня z_p выбирают из ряда: 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250.

После выбора числа зубьев длину ремня определяют по формуле

$$L = \pi m z_p.$$

4.2. Расчет передач с клиновыми ремнями

Расчет передачи на тяговую способность сводится к нахождению требуемого количества ремней. Оно определяется из соотношения

$$z = \frac{P_1}{[P]C_z}.$$

Здесь P_1 —мощность, передаваемая ременной передачей (мощность на валу электродвигателя);

$[P]$ —допускаемая мощность на один клиновой ремень данного сечения;

C_z —коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ремням (технологическое ограничение, обусловленное наличием допусков на размеры ремней и канавок). Значения C_z в зависимости от числа ремней в комплекте выбираются для автоматизированного расчета по формуле

$$C_z = 1,018 - 0,021z$$

либо по табл. 9

Таблица 9

Значения коэффициента C_z

z	1	2...3	4...6	>6
C_z	1	0,95	0,9	0,85

Допускаемая мощность $[P]$ в кВт определяется по формуле [4]

$$[P] = (P_0 C_\alpha C_L + \Delta P_H) C_P.$$

Здесь P_0 —приведенная мощность, то есть мощность, передаваемая одним ремнем при числе шкивов $z_{ш}=2$, передаточном отношении $U=1$ (одинаковые изгибные напряжения на обоих шкивах), угле охвата $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$, приведенной стандартной длине ремня L_0 , и спокойном режиме работы $C_P = 1$. Величину P_0 определяют по графикам на рис. 19.

Коэффициент C_α учитывает влияние угла охвата ремнем малого шкива. Он определяется по формуле

$$C_\alpha = 1,24(1 - e^{-\frac{\alpha_1}{110}})$$

или по табл. 10

Таблица 10

Значения коэффициента C_α

α_1 , град	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,56	0,62	0,68	0,74	0,78	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0

Коэффициент C_L учитывает влияние длины ремня на его долговечность. Значения коэффициента в зависимости от отношения L/L_0 приведены в табл. 11.

Таблица 11

Значения коэффициента C_L

L/L_0		0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0	2,4
C_L	Нормальн. сечения	0,82	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,10	1,15	1,20
	Узкого сечения	0,85	0,91	0,96	1,0	1,03	1,06	1,08	1,12	1,15

Поправка ΔP_H учитывает уменьшение влияния изгиба ремня на большом шкиве с ростом передаточного отношения. Она рассчитывается по формуле

$$\Delta P_H = 10^{-4} \Delta T_H n_1,$$

где ΔT_H – поправка к моменту на быстроходном валу в зависимости от передаточного отношения (табл. 12).

Таблица 12

Поправка ΔT_H

Сечение ремня	ΔT_H , Нм при U							
	1,03...1,07	1,08...1,13	1,14...1,20	1,21...1,30	1,31...1,40	1,41...1,60	1,61...2,39	$\geq 2,40$
О	0,08	0,15	0,23	0,30	0,35	0,38	0,40	0,50
А	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
Б	0,5	1,1	1,6	2,1	2,3	2,6	2,9	3,1
В	1,5	2,9	4,4	5,8	6,6	7,3	8,0	9,0
УО	0,3	0,6	0,9	1,2	1,4	1,5	1,7	1,8
УА	0,7	1,4	2,1	2,8	3,1	3,5	3,8	4,2
УБ	1,6	3,2	4,7	6,3	6,8	7,9	8,3	9,6

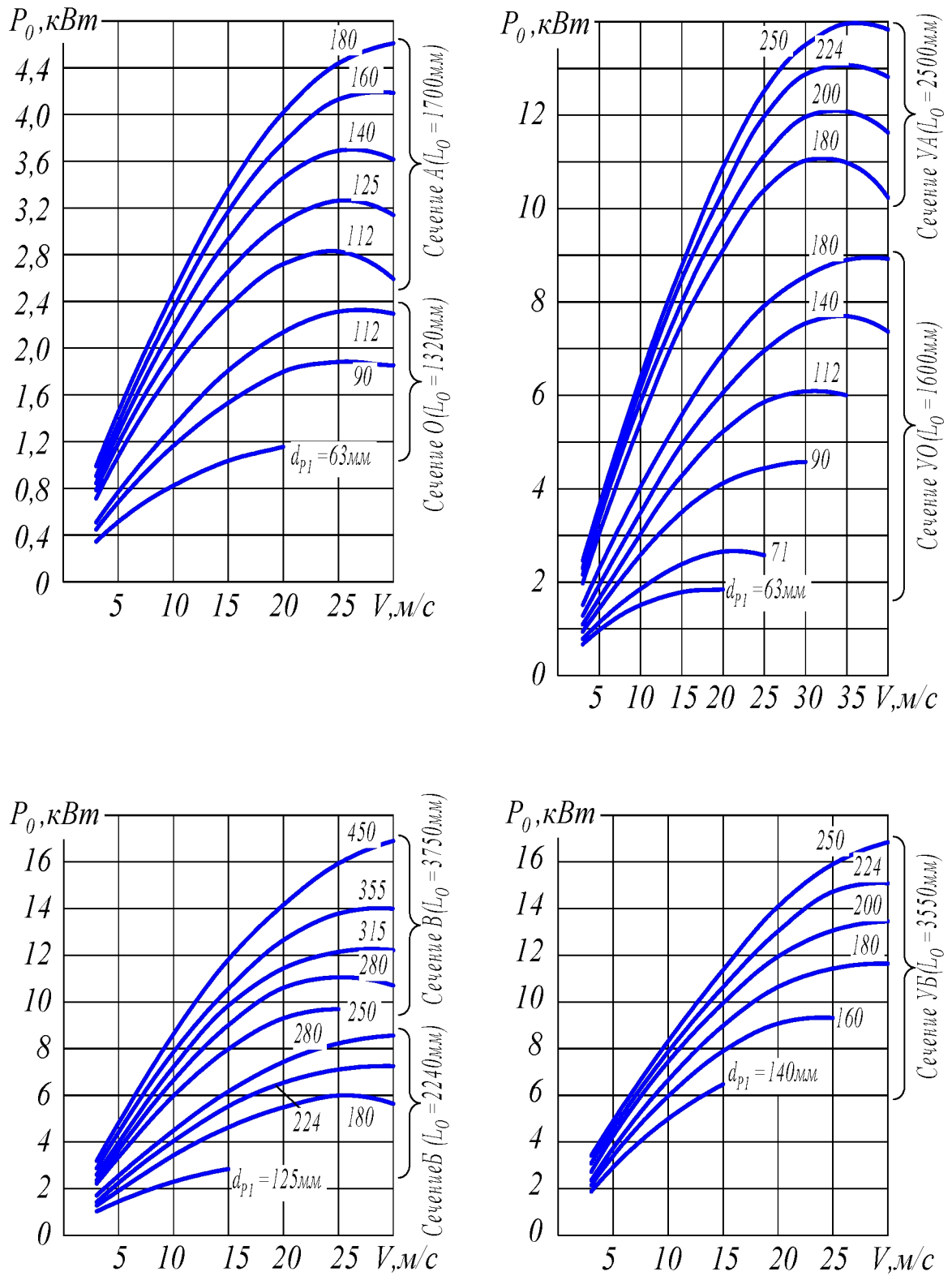


Рис. 19. Значения P_0 для клиновых ремней

Суть поправки ΔT_{II} состоит в следующем. Усталостные повреждения накапливаются в ремне в основном за счет наработки циклов изгибных напряжений при огибании шкивов. В передаче с $U \neq 1$ половина циклов изгибного нагружения приходится на большой шкив, где напряжения меньше. За счет этого долговечность ремня несколько возрастет. Это означает, что можно догрузить ведущий вал дополнительным моментом ΔT_{II} без потери долговечности.

Коэффициент C_P учитывает режим работы передачи (эксплуатационное ограничение). Значения коэффициента для односменной работы приведены в табл. 13.

Таблица 13

Значения коэффициента C_P

Характер нагрузки	Тип машины	C_P
Спокойная. Пусковой момент до 120% от номинального	Электродвигатели. Центробежные насосы и компрессоры. Станки с непрерывным процессом обработки. Вентиляторы	1,0
Умеренные колебания нагрузки. Пусковой момент до 150% от номинального	Поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами. Станки, автоматы	0,98...0,8
Значительные колебания нагрузки. Пусковой момент до 200% от номинального	Реверсивные приводы. Поршневые насосы и компрессоры с одним и двумя цилиндрами. Строгальные и долбежные станки. Винтовые прессы с тяжелыми маховиками	0,8...0,7
Ударная и резкопеременная нагрузка. Пусковой момент до 300% от номинального	Ножницы. Молоты. Мельницы. Подъемники. Экскаваторы. Драги. Винтовые прессы с легкими маховиками	0,7...0,6
При двухсменной работе $C_{P2} = 0,87C_P$, при трехсменной — $C_{P3} = 0,72C_P$		

После определения всех перечисленных параметров вычисляют требуемое число ремней

$$z = \frac{P_1}{[P]C_Z}$$

Предварительно задают $C_Z = 1$, затем уточняют его с учетом получившегося z по табл. 9 и пересчитывают требуемое z . Найденное значение z округляют до ближайшего целого.

На практике стараются ограничить число ремней в комплекте по условию $z \leq 4 \dots 6$, иначе возрастают нагрузки на валы и опоры, а также неравномерность распределения нагрузки между ремнями. Если по расчету число ремней получается больше, то идут на увеличение сечения ремней и диаметров шкивов.

Сила предварительного натяжения одного ремня

$$F_0 = \frac{780 P_1}{V C_\alpha C_P z} + q_m V^2.$$

Поперечная сила на вал от z ремней

$$F_r = 2F_0 z \sin(\alpha/2).$$

4.3. Расчет передач с поликлиновыми ремнями

Расчет ведется по такой же схеме, как и для клиновых ремней и сводится к определению потребного количества ребер

$$z = \frac{F_t}{F_1},$$

где $F_t = 2T_1/d_{P1}$ – окружная сила (полезная нагрузка);

F_1 – расчетная нагрузка на одно ребро.

Расчет принято вести в усилиях, а не в мощностях, хотя параметры ремня выбираются в зависимости от мощности (см. рис. 18), а окружная сила и мощность связаны между собой очевидным соотношением

$$P_1 = F_t V.$$

Расчетная нагрузка на ребро в реальных условиях эксплуатации

$$F_1 = [F_0] C_\alpha C_V C_d C_L C_P.$$

Здесь $[F_0]$ – допускаемая нагрузка на одно ребро, которая выбирается в зависимости от сечения ремня по табл. 14.

Таблица 14
К расчету параметров поликлиновых ремней

Сечение ремня	$[F_0]$, Н	C_V	C_d
К	23	$1,086-0,013V$	$2,38-55/d_{P1}$
Л	83	$0,908-0,0155V$	$2,95-155/d_{P1}$
М	285	$0,910-0,0167V$	$3,04-328/d_{P1}$

Коэффициент C_α , учитывающий угол охвата на малом шкиве, определяется по формуле

$$C_\alpha = 1,37(1 - e^{-\frac{\alpha}{135}})$$

или по табл. 15.

Таблица 15
Значения коэффициента C_a

α , град.	100	110	120	130	140	150	160	170	180
C_a	0,72	0,76	0,80	0,84	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0

Коэффициент C_V , учитывающий влияние скорости, определяется по формулам в табл. 14 либо по табл. 16.

Таблица 16
Значения коэффициента C_V

Сечение ремня	Скорость ремня V , м/с					
	5	10	15	20	25	30
К	1,0	0,97	0,91	0,83	0,76	0,69
Л	0,83	0,73	0,65	0,56	0,51	0,44
М	0,83	0,72	0,64	0,55	0,45	0,29

Коэффициент C_d , учитывающий влияние изгиба на малом шкиве, определяется по формулам в табл. 14 или по табл. 17.

Таблица 17
Значение коэффициента C_d

Сечение	Диаметр d_{p1} , мм										
	30	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112
К	0,9	1,0	1,15	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,85	1,9
Л	–	–	–	–	–	–	–	1,0	1,3	1,45	1,6
М	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Сечение	Диаметр d_{p1} , мм										
	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	
К	2,0	2,0	2,05	–	–	–	–	–	–	–	
Л	1,75	1,85	2,0	2,1	2,2	2,25	2,35	2,4	2,45	2,5	
М	–	–	–	1,05	1,4	1,6	1,75	1,85	2,0	2,1	

Коэффициент C_L , учитывающий влияние длины ремня, определяется по формуле

$$C_L = \sqrt[6]{L/L_0}$$

или по табл. 18.

Таблица 18
Значение коэффициента C_L

Сечение	Расчетная длина ремня L						
	400...560	600...900	950...1250	1320...1800	1900...2500	2650...3150	3350...4000
К	0,9	1,0	1,05	1,15	1,2	–	–
Л	–	–	–	–	1,0	1,05	1,15
М	–	–	–	1,0	1,05	1,1	1,15

Значения коэффициента C_p приведены в табл. 13.

Сила предварительного натяжения ремня с числом ребер z

$$F_0 = \frac{0,78 F_t}{C_\alpha C_p} + 0,1 q_{m10} z V^2.$$

В работе [10] приведены следующие рекомендации по выбору предварительного натяжения ремня с $z=10$ (табл. 19):

Таблица 19
Рекомендации по выбору F_0

Сечение ремня	К	Л	М
$2F_0, \text{Н}$	150...250	1000...1500	4500...6800

4.4. Расчет передач с зубчатыми ремнями

Расчет сводится к определению потребной ширины ремня

$$b = \frac{F_t}{p_t - q_m V^2} = \frac{2T_1}{d_{r1}(p_t - q_m V^2)}.$$

Здесь p_t – расчетная удельная (на 1 мм ширины ремня) окружная сила, которая определяется по формуле

$$p_t = [p_0] C_U C_Z C_H C_p,$$

где $[p_0]$ – допускаемая удельная окружная сила, которая определяется в зависимости от модуля (табл. 20).

Таблица 20
Значения параметра $[p_0]$

Параметры	$m, \text{мм}$							
	1	1,5	2	3	4	5	7	10
$[p_0], \text{Н/мм}$	2,5	3,5	5	9	25	30	32	42
$q_m 10^4, \text{кг/(м} \cdot \text{мм)}$	2	2,5	3	4	6	7	8	11

Значения коэффициента C_U , вводимого для повышающих передач ($U < 1$), приведены в табл. 21.

Таблица 21
Значения коэффициента C_U

U	1,0...0,8	0,8...0,6	0,6...0,4	0,4...0,3	$\leq 0,3$
C_U	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8

Число зубьев z_0 , находящихся в зацеплении с малым шкивом, должно быть не менее 6, иначе возрастает нагрузка на первый набе-

гающий зуб и снижается долговечность ремня. Для случая $z_0 < 6$ вводится коэффициент C_Z , определяемый по формуле

$$C_Z = 1 - 0,2(6 - z_0),$$

где $z_0 = \frac{z_1 \alpha_1}{360^\circ}$.

При $z_0 < 6$ рекомендуется проверять давление на зубьях ремня

$$p_Z = \frac{F_t \varphi}{z_0 b h} \leq [p_Z],$$

где $\varphi = 2$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по высоте и длине зуба, а также между зубьями. Допускаемые давления в зависимости от оборотов приведены в табл. 22.

Таблица 22

Допускаемые давления в зубьях

$n_1, \text{мин}^{-1}$	100	200	400	1000	2000	5000	10000
$[p_Z], \text{МПа}$	2,5	2,0	1,5	1,0	0,75	0,5	0,35

Коэффициент C_H вводится при использовании натяжных роликов: $C_H = 0,9$ при одном ролике, $C_H = 0,8$ при двух роликах.

Значения погонной удельной (на 1 мм ширины ремня) массы ремня q_m в зависимости от модуля приведены в табл. 20.

Предварительное натяжение ремня в зубчаторемennых передачах невелико. Его назначают из условия нормального зацепления ремня со шкивом по табл. 23 или по формуле

$$F_0 \approx (1,1 \dots 1,3) q_m V^2 b.$$

Таблица 23

Выбор предварительного натяжения ремня

$m, \text{мм}$	2	3	4	5	7	10
$F_0/b, \text{Н/см}$	4	6	8	10	14	20

Усилие на валы примерно можно определить по формуле

$$F_r = (1,0 \dots 1,2) F_t.$$

5. РАСЧЕТ РЕМНЕЙ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

В процессе работы на клиновой ремень действует переменное напряжение, которое при числе шкивов $z_{ш} = 2$ меняется 4 раза за один пробег (по одному разу на каждом шкиве, ведомой и ведущей ветвях). Под действием циклических деформаций в материале и на поверхности ремней накапливаются усталостные повреждения. Долговечность ремней так же, как любых других деталей и материалов, зависит от величины максимального переменного напряжения и числа циклов нагружения.

В основе расчета на долговечность лежит уравнение кривой усталости Велера

$$\sigma^m N = const$$

или

$$\sigma^m N = \sigma_y^m N_0,$$

где σ – максимальное напряжение за цикл нагружения детали;

N – число циклов нагружения до разрушения;

N_0 – базовое число циклов нагружения;

σ_y – уровень напряжений, соответствующий N_0 (предел выносливости);

m – показатель степени.

Для материалов, имеющих горизонтальный участок на усталостной кривой, N_0 соответствует началу этого участка. Если этого участка нет, как это наблюдается, например, у ремней, то обычно принимают $N_0 = 10^7 \dots 10^8$.

Число циклов нагружения N и долговечность ремня в часах L_h связаны выражением $N = 60 n L_h z_{ш}$. Если с учетом специфики ременных передач ввести в рассмотрение число проходов ремня в секунду $i = V/L$, то с учетом $n = 60i$ число циклов $N = 3600 L_h (V/L) z_{ш}$. Тогда уравнение кривой усталости применительно к ремням можно записать в виде

$$3600 \sigma_{\max}^m z_{ш} L_h (V/L) = \sigma_y^m N_0,$$

где σ_{\max} – максимальное напряжение в ремне за один пробег (см. раздел 2.4);

$z_{ш}$ – число шкивов (в заданиях на курсовой проект $z_{ш}=2$, однако, на практике нередко применяют передачи с тремя шкивами, например, в автомобильных двигателях, когда одним ремнем вращение передается с коленвала на генератор и насос подачи охлаждающей жидкости);

σ_y – ограниченный предел выносливости на базовом числе циклов нагружения N_0 .

Отсюда долговечность ремня в часах

$$L_h = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{N_0}{3600(10^3 V/L)z_{ш}}. \quad (10)$$

Сомножитель 10^3 перед V учитывает, что V берется в м/с, а L в мм.

Из формулы (10) видно, что для оценки долговечности ремня должны быть известны два справочных параметра: предел выносливости σ_y и показатель степени m . Эти параметры могут быть определены только экспериментально в ходе специальных испытаний на долговечность.

Долговечность в свою очередь зависит от целого комплекса факторов: материала, конструкции и типоразмера ремня, предварительного натяжения, полезной нагрузки, диаметра малого шкива, скорости, длины ремня и т.д. Очевидно, что для исследования влияния этих факторов на долговечность необходимо проведение огромного количества весьма продолжительных по времени экспериментов.

Поэтому в настоящее время в литературе приводятся в основном данные по результатам испытаний клиновых ремней, а также рекомендации по возможности использования этих данных для расчета поликлиновых ремней.

В практических расчетах используют не формулу (10), а методику, регламентированную ISO применительно к клиновым ремням. При этом исходную формулу можно записать в виде

$$\sigma_{\max}^m N = C^m,$$

откуда

$$N = \left(\frac{C}{\sigma_{\max}} \right)^m,$$

или с учетом $N = 3600 L_h (10^3 V/L) z_{ш}$

$$L_h = \left(\frac{C}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{L}{3600 \cdot 10^3 V z_{\text{ш}}}. \quad (11)$$

Максимальные напряжения σ_{\max} складываются из напряжений растяжения и изгиба:

$$\sigma_{\max} = \sigma_P + \sigma_{II}.$$

В свою очередь

$$\sigma_P = \sigma_1 + \sigma_{II} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_{II},$$

где $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$ – напряжение растяжения в ведущей ветви от силы F_1 ;

$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}$ – напряжение от предварительного натяжения F_0 ;

A – площадь сечения ремня (табл. 2);

$\sigma_t = \frac{F_t}{z A}$ – полезное напряжение;

$F_t = \frac{2T_1}{d_{P1}}$ – окружная сила на шкиве;

$\sigma_{II} = 10^{-6} \rho_m V^2$ – напряжение от центробежных сил;

$\rho_m = 1250 \dots 1400 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала клиновых и поликлиновых ремней;

σ_{II} – напряжение изгиба на малом шкиве для клинового ремня.

По методике ISO изгибные напряжения σ_{II} определяются в функции основного параметра сечения b_P в виде

$$\sigma_{II} = 7,5 \frac{b_P^{1,57}}{d_{e1}},$$

где $d_{e1} = d_{P1} k_{II}$.

Коэффициент k_{II} учитывает то, что при $U > 1$ напряжения изгиба на большом шкиве меньше, чем на малом, и это ведет к некоторому росту долговечности. Значения k_{II} принимаются для автоматизированного расчета по формуле $k_{II} = 1,14 - 0,14 e^{2,43(1-U)}$, либо по табл. 24.

Таблица 24

Значения коэффициента k_{II}

U	1,15...1,2	1,21...1,3	1,31...1,5	1,51...2,0	>2,0
k_{II}	1,07	1,09	1,11	1,12	1,14

С учетом связи между σ_t и σ_0 (см. раздел 2.5)

$$\frac{\sigma_t}{2\sigma_0} = \frac{q-1}{q+1}$$

напряжения σ_1 запишутся в виде

$$\sigma_1 = \frac{q}{q-1} \sigma_t.$$

Окончательно

$$\sigma_{\max} = \frac{q}{q-1} \sigma_t + 10^{-6} \rho_m V^2 + 7,5 \frac{b_p^{1,57}}{d_{e1}}.$$

Для клиноременных передач максимальному значению к.п.д. соответствует критический коэффициент тяги $\varphi_{кр} = 0,6 \dots 0,7$. Обычно принимают $q = 5$ для значения $\varphi_{кр} = 0,67$.

С учетом принятых в методике ISO значений постоянных величин для клиноременных передач $m = 11$ и $C = 38,2$ окончательный вид формулы (11)

$$L_h = \left(\frac{38,2}{\frac{q}{q-1} \sigma_t + 10^{-3} \rho_m V^2 + 7,5 \frac{b_p^{1,57}}{d_{e1}}} \right)^m \frac{L}{3600 \cdot 10^3 V z_u}. \quad (12)$$

На практике при проектировании ременных передач расчет долговечности иногда не выполняют даже при наличии необходимых данных, ограничиваясь подбором ремней по тяговой способности. Считается, что правильный выбор предварительного натяжения, соблюдение допусков на монтаж, контроль предварительного натяжения и нормальная эксплуатация гарантированно обеспечивают ремням приемлемый ресурс.

Тем не менее, расчет на долговечность иногда позволяет внести существенные коррективы в параметры передачи. Например, если расчетная долговечность намного превышает заданный ресурс изделия, то можно перейти на более легкие ремни, уменьшить диаметры шкивов, межосевое расстояние и т.п.

Из теории ременных передач известно, что полезную нагрузку F_t можно повысить за счет увеличения предварительного натяжения F_0 . Однако практика показывает, что рост F_0 и F_t ведет к снижению долговечности ремней. В качестве примера можно привести экспериментальные данные из [7] по влиянию предварительного натяжения на долговечность (табл. 25).

Таблица 25

Влияние σ_0 на долговечность

σ_0 , МПа	0,9	1,0	1,2	1,5	1,8
Относительная долговечность, %	420	250	100	33	13

Поэтому для клиновых ремней нормального сечения стараются обеспечить $\sigma_0 \leq 1,5$ МПа, а $\sigma_t \leq 2,0 \dots 2,5$ МПа.

Ремни узкого сечения, благодаря более равномерной нагрузке по кордовому слою и лучшему распределению нормальных давлений в зонах контакта с канавками шкивов допускают $\sigma_0 = 3,0 \dots 3,5$ МПа.

Очевидно, что для повышения долговечности ремней необходимо контролировать σ_0 и применять автоматические способы натяжения.

Расчет напряжений от центробежных сил показывает, что при обычных скоростях $V \leq 30$ м/с они невелики и не оказывают существенного влияния на долговечность.

Рекомендации по подбору диаметра меньшего шкива с целью снижения изгибных напряжений $\sigma_{И}$ приведены в разделе 4.1.

После расчета долговечности по формуле (12) проверяют выполнение условия $L_h \geq t_h$, где t_h – заданный ресурс работы проектируемого изделия, в состав которого входит ременная передача. Если условие не выполняется, то можно увеличить сечение и длину ремня, диаметры шкивов.

При этом, однако, необходимо учитывать, что продолжительность работы ремней при номинальной нагрузке 1000...5000 часов можно считать приемлемой. Поэтому, если ресурс задан большим, а расчетная долговечность оказалась значительно меньше, то можно просто пойти на замену ремней через определенное количество часов наработки, записав условие замены в техтребованиях на проектируемое изделие.

6. ШКИВЫ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

По результатам расчета передач на тяговую способность и долговечность определяются все необходимые данные для конструирования шкивов в зависимости от типа ременной передачи: диаметры ведущего и ведомого шкивов, обозначение профиля и число клиновых ремней, тип и число ребер поликлинового ремня, модуль, числа зубьев шкивов и ширина ремня.

Шкивы делают из чугуна, стали, легких сплавов и пластмассы. Чугунные шкивы применяют при скоростях ремней до 30 м/с из-за

опасности разрушения от центробежных сил. Стальные литые шкивы допускает скорости $V \leq 45$ м/с, штампованные $V \leq 60$ м/с. При высоких скоростях до 80...100 м/с наиболее перспективны шкивы из легких сплавов.

Пластмассовые шкивы отличаются повышенным коэффициентом трения. Допускаемые скорости для них определяются прочностными свойствами пластика. В силовых передачах для повышения прочности соединения шкива с валом в ступицу пластмассового шкива запрессовывают стальную втулку.

Шкив (рис. 20) состоит из обода, ступицы и диска. На обод надеваются ремни, ступица служит для передачи нагрузки на вал, диск объединяет всю конструкцию в единое целое.

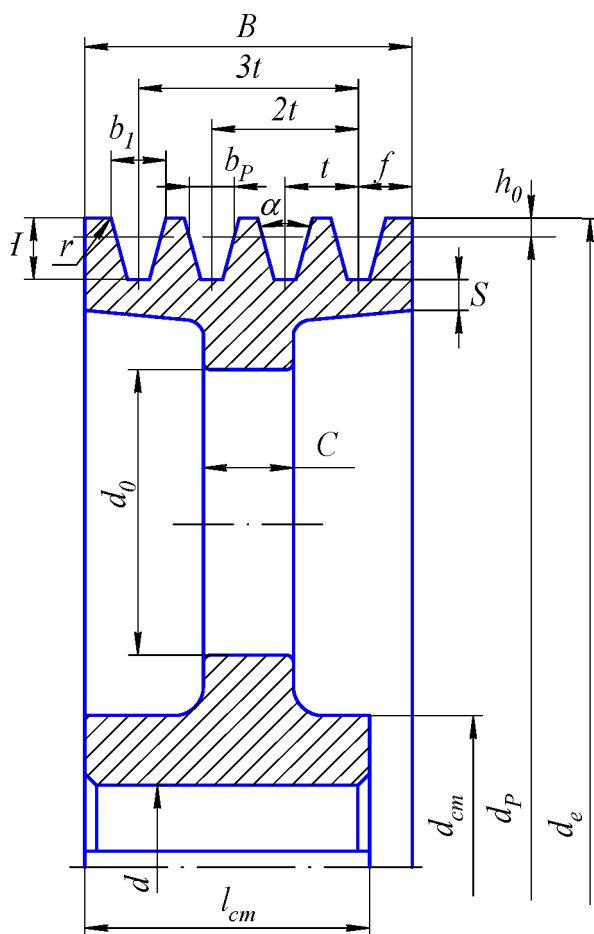


Рис. 20. Конструкция шкива для клиновых ремней

У шкивов малых диаметров дисковая часть может отсутствовать.

На рис. 20 показан шкив с ободом для нормальных и узких клиновых ремней, а на рис. 21 – обод для поликлиновых ремней. Основные рабочие размеры профиля канавок шкивов даны в табл. 26 и 27.

На расчетном диаметре d_p располагается нейтральный слой ремня. Ряд стандартных значений d_p приведен в разделах 4.1.1 и 4.1.2.

Внешний диаметр шкива в передачах с клиновыми ремнями

$$d_e = d_p + 2h_0;$$

в передачах с поликлиновыми ремнями

$$d_e = d_p - 2\delta.$$

Ширина обода

$$B = (z - 1)t + 2f,$$

где z – число канавок (расчетное число ремней или ребер).

Толщина обода чугуновых шкивов клиноременной передачи

$$S_{чуг} = (1,1 \dots 1,3)h;$$

поликлиноременной

$$S_{чуг} = 1,6h.$$

У стальных шкивов

$$S_{ст} \approx 0,8\delta_{чуг}.$$

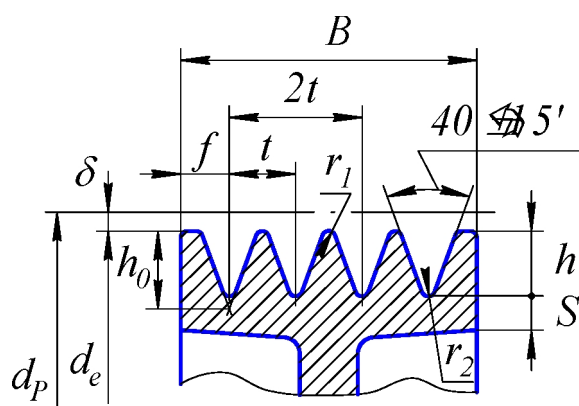


Рис. 21. Конструкция шкива для поликлиновых ремней

Таблица 26

Размеры канавок шкивов клиноременных передач

Сечение	b_p	H (min)	h_0	t	f	r	b_1 , мм при α			
							34°±30'	36°±30'	38°±30'	40°±30'
О	8,5	10	2,5	12±0,3	8±1	0,5	10	10,1	10,2	10,3
А	11	12,5	3,3	15±0,3	10 ⁺² ₋₁	1,0	13,1	13,3	13,4	13,5
Б	14	16	4,2	19±0,4	12,5 ⁺² ₋₁	1,0	17	17,2	17,4	17,6
В	19	21	5,7	25,5±0,5	17 ⁺² ₋₁	1,5	–	22,9	23,1	23,3
УО	8,5	12,5	2,5	12±0,3	8±1	0,5	10	–	10,2	–
УА	11	16	3	15±0,3	10 ⁺² ₋₁	1,0	12,8	–	13,1	–
УБ	14	21	4	19±0,4	12,5 ⁺² ₋₁	1,0	16,4	–	16,7	–
УВ	19	24	5	26±0,5	17 ⁺² ₋₁	1,5	22	–	22,4	–

Толщина дисков шкивов

$$C = (1,1 \dots 1,3) S.$$

Для снижения массы шкивов в дисках выполняют 4...6 отверстий d_0 возможно большего диаметра.

Таблица 27

Размеры канавок шкивов поликлиноремennых передач

Сечение	t	h_0	h	δ	r_1	r_2	f
	мм						
К	2,4±0,03	3,30	2,35 ^{+0,1}	1,0	0,3	0,2	3,5
Л	4,8±0,04	6,60	4,85 ^{+0,15}	2,4	0,5	0,4	5,5
М	9,6±0,05	13,05	10,35 ^{+0,2}	3,5	0,8	0,6	10,0

При огибании ремнем шкива наружные слои ремня в продольном направлении растягиваются, а внутренние сжимаются. При этом в поперечном сечении наружные слои сжимаются, а внутренние растягиваются. Таким образом, угол профиля поперечного сечения ремня уменьшается, причем, чем меньше величина отношения диаметра шкива к высоте профиля ремня, тем больше меняется угол профиля сечения в сторону уменьшения по сравнению с исходным. Поэтому для сохранения наилучшего контакта ремня со шкивом угол профиля канавки выбирают в зависимости от диаметра шкива по табл. 28.

Таблица 28

Углы профиля канавок шкивов

Сечение	Интервал d_p при α			
	34°	36°	38°	40°
О	63...71	80...100	112...160	≥180
А	90...112	125...160	180...400	≥450
Б	125...160	180...224	250...500	≥560
В	—	200...315	355...630	≥710
УО	63...80	—	>80	—
УА	90...118	—	>118	—
УБ	140...190	—	>190	—
УВ	224...315	—	>315	—

Боковые рабочие поверхности канавок шкивов клиновых и поликлиновых ремней обрабатывают с шероховатостью не более $R_a 2,5$. На них задают допуск биения перпендикулярно образующей конуса рабочей поверхности канавки. Величину допуска определяют по формуле

$$T \approx 0,005 t d_p,$$

где t — удельное биение, которое принимают в зависимости от частоты вращения шкива:

$n, \text{ мин}^{-1}$	<500	500...1000	>1000
$t, \text{ мм/мм}$	0,2	0,15	0,1

Конструкция шкива зубчатременной передачи показана на рис. 22. У этих шкивов зубья нарезают методом обкатки, как у зубчатых колес. Прямолинейный профиль контура зуба получают специальным профилированием зубьев фрезы. У шкивов с модулем до 4 мм включительно зубья нарезают червячной фрезой с обычным прямолинейным профилем, так как на мелких зубьях влияние кривизны боковой рабочей поверхности профиля несущественно.

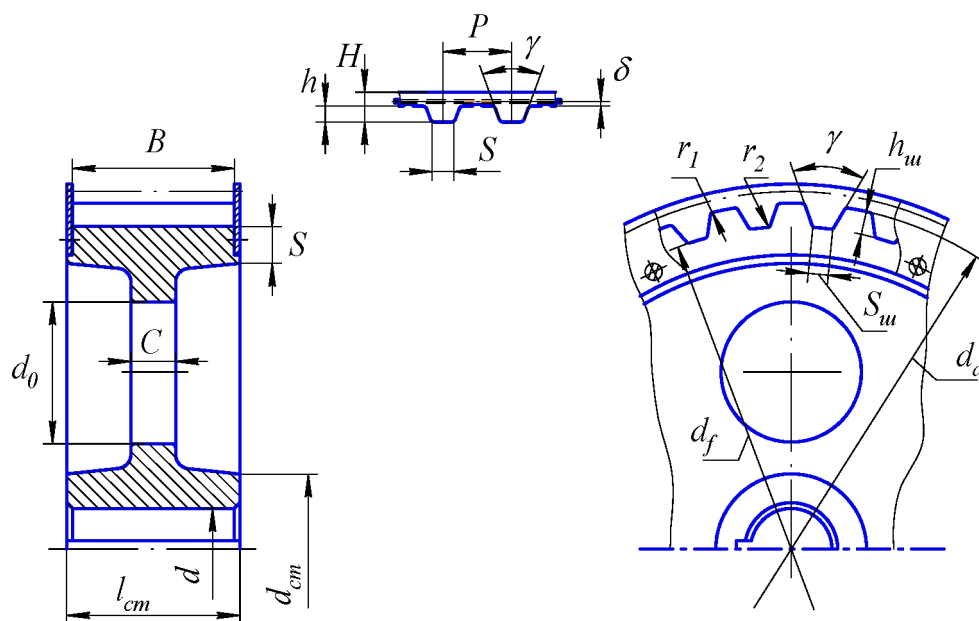


Рис. 22. Конструкция шкива зубчатременной передачи

Головки зубьев срезаны до диаметра d_a , который на величину примерно 2δ меньше делительного диаметра d , совпадающего с осью троса. Для облегчения входа в зацепление вершины зубьев шкива имеют скругления.

Размеры профиля впадин шкивов приведены в табл. 29.

Диаметр делительной окружности шкива

$$d = m z_{uu},$$

где m, z_{uu} — модуль и число зубьев шкива.

Диаметр вершин зубьев

$$d_a = d - 2\delta + K,$$

где K — поправка, учитывающая улучшение распределения нагрузки между зубьями за счет податливости троса и материала ремня под нагрузкой.

Таблица 29

Размеры профиля впадин шкива

m	S_{uu}	h_{uu}	r_1	r_2	γ
мм					град
1	1,0+0,1	1,3+0,1	0,3	0,3	50+2
1,5	1,5+0,15	1,8+0,15	0,4	0,4	
2	1,8+0,15	2,2+0,15	0,5	0,5	
3	3,2+0,2	3,0+0,2	0,7	1,0	40+2
4	4,0+0,2	4,0+0,2	1,0	1,3	
5	4,8+0,2	5,0+0,2	1,5	2,0	
7	7,5+0,3	8,5+0,3	2,5	3,0	
10	11,5+0,3	12,5+0,3	3,0	3,5	

$$K = 0,213 F_t \lambda z_{uu} / b,$$

где F_t – окружная сила на ведущем шкиве, Н;

λ – коэффициент продольной податливости троса в расчете на 1 мм ширины ремня, мм²/Н (табл. 30);

b – ширина ремня.

Таблица 30

Значения коэффициента λ

m	мм	1	1,5	2	3	4	5	7	10
λ	мм ² /Н	0,0007	0,0008	0,0009	0,0014	0,0006	0,0008	0,0011	0,0016

Диаметр впадин зубьев

$$d_f = d - 2h_{uu},$$

где h_{uu} – глубина впадины канавки.

Размеры зубьев ремня и шкива подобраны таким образом, что в зацеплении образуются радиальный Δr и боковой Δf зазоры (рис. 23).

В частности, глубина канавки h_{uu} в шкиве примерно в 1,5 раза больше высоты зуба h ремня (сравни табл. 6 и 29). Это обеспечивает наилучшие условия передачи нагрузки и свободной деформации зубьев ремня во впадинах шкива.

Для предотвращения схода ремня со шкивов на торцы шкивов устанавливают специальные ограни-

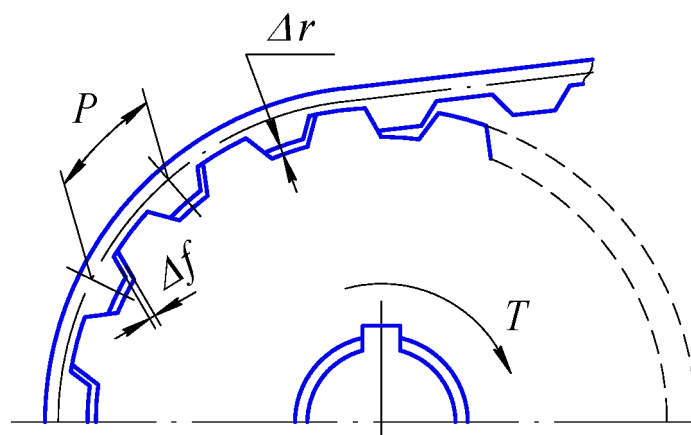


Рис. 23. Схема зацепления в зубчатом ремне

чительные фланцы (см. рис. 22). Ширину рабочей части шкивов принимают

$$B = b + m,$$

а толщину обода

$$S = 1,5 m + 2 \text{ мм} \geq 6 \text{ мм}.$$

На рабочем чертеже шкива (рис. 24) приводят таблицу параметров, в которой указывают модуль m , число зубьев $z_{ш}$, диаметр делительной окружности d , окружной шаг по средней линии зубьев P , отклонение шага f_{pbr} , накопленную погрешность шага F_{pr} , допуск на погрешность направления зуба $F_{\beta r}$. Кроме этого на рабочем чертеже показывают допуск на радиальное биение зубчатого венца. Значения допусков определяют по табл. 31.

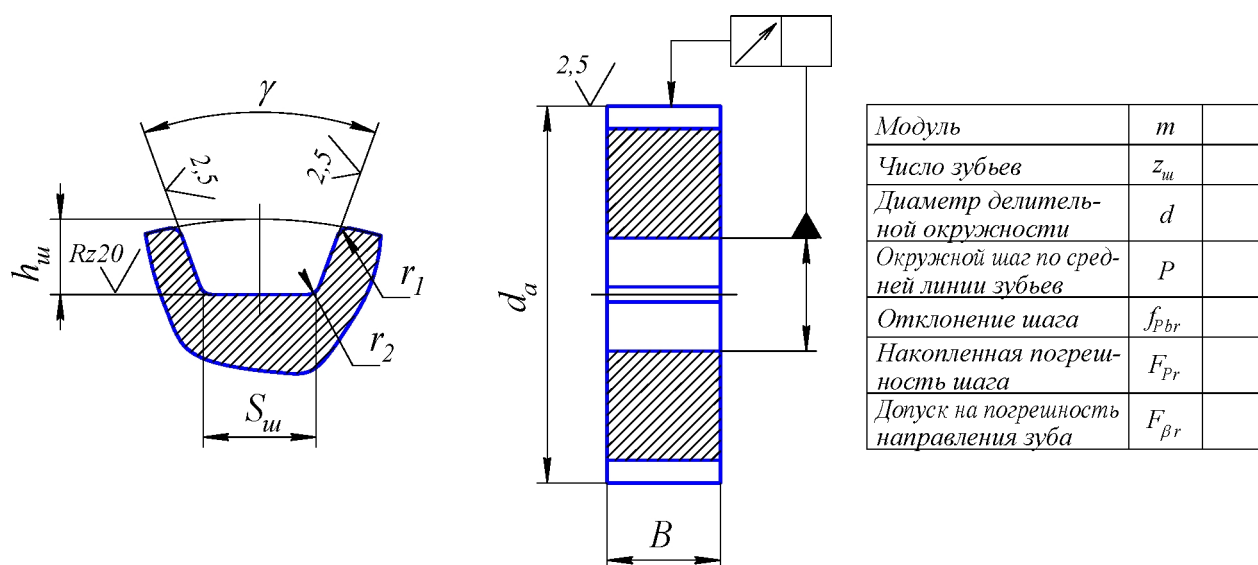


Рис. 24. Чертеж шкива зубчатременной передачи

Размеры ступицы любых шкивов ориентировочно определяют в зависимости от диаметра вала d по формулам

$$d_{cm} = (1,5 \dots 1,6)d + 10 \text{ мм};$$

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5)d.$$

Толщину диска берут примерно

$$C = (1,1 \dots 1,3)d.$$

У медленно вращающихся шкивов обрабатывают рабочие поверхности, отверстие для посадки на вал, торцы обода и ступицы. Необработанные поверхности шкивов, получаемых штамповкой или литьем, выполняют с формовочными уклонами $3 \dots 6^\circ$.

Таблица 31

Допуски и отклонения для зубчатых шкивов, мкм

Проверяемый параметр	Модуль мм	Диаметр шкива, мм					
		$d \leq 50$	$50 < d \leq 80$	$80 < d \leq 125$	$125 < d \leq 200$	$200 < d \leq 315$	$315 < d \leq 500$
Диаметр вершин зубьев шкива Δd_a	$1 \leq m \leq 10$	-50	-60	-70	-80	-90	-120
Накопленная погрешность шага F_{pr}		50	56	67	80	95	110
Отклонение шага f_{pbr}	$1 \leq m \leq 2$	± 20	± 21		± 22		± 24
	$2 < m \leq 4$	± 22	± 23		± 25		± 27
	$4 < m \leq 10$	-	± 30		± 30		± 32
Радиальное биение зубчатого венца F_{rr}	$1 \leq m \leq 10$	40	50		65		80
Допуск на погрешность направления зуба $F_{\beta r}$	$1 \leq m \leq 10$	Ширина зубчатого шкива, мм					
		$40 \leq B$	$40 < B \leq 100$		$100 < B \leq 160$		
		20	25		32		

Шкивы высокооборотных передач для лучшей балансировки обрабатывают кругом. В этом случае внутреннюю поверхность обода и наружную поверхность ступицы выполняют цилиндрическими.

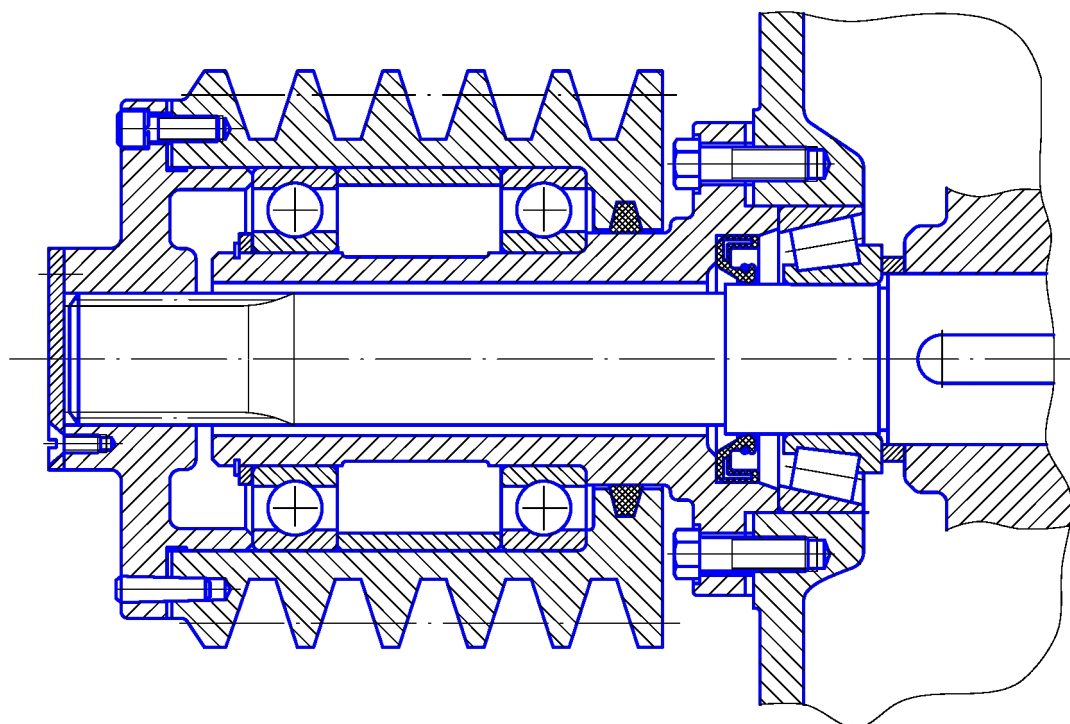


Рис. 25. Устранение нагрузки на вал от натяжения ремней

При окружных скоростях до 30 м/с шкивы подвергают статической балансировке, а при бóльших скоростях—динамической. Данные по допустимому дисбалансу в зависимости от окружной скорости ремня приведены в табл. 32. Балансировку обеспечивают сверлением отверстий в торцах обода. Допустимый дисбаланс указывают на рабочих чертежах. Примеры рабочих чертежей шкивов приведены в [8, 11].

Таблица 32
Допустимый дисбаланс шкивов

V , м/с	≤ 5	≤ 10	≤ 15	≤ 20	≤ 30
Допустимый дисбаланс, г·м	Не балансируются	6	3	2	1

Шкивы располагаются на валах консольно и крепятся на них так же, как зубчатые колеса и муфты [8, 11]. При необходимости уменьшить изгибающую нагрузку на вал от натяжения ремней дисковую часть шкива следует выполнять в виде конуса основанием к подшипнику или смещать обод в сторону подшипника.

Иногда, особенно при большом числе ремней в передаче, этих мер оказывается недостаточно. В этом случае используют конструкцию, показанную на рис. 25. В ней шкив располагается на собственных подшипниках на консольной оси, ось крепится к корпусу, а крутящий момент со шкива на вал передается шлицами. Другой вариант такой конструкции приведен в [11].

7. СПОСОБЫ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЕЙ

7.1. Передачи с постоянным натяжением ремней

Межцентровое расстояние в ременных передачах необходимо регулировать по следующим причинам:

- создание предварительного натяжения для передачи полезной нагрузки (см. раздел 2);
- компенсация вытяжки ремней в ходе работы;
- компенсация разности длин ремней в пределах допусков;
- облегчение монтажа ремней.

Регулировка осуществляется натяжными устройствами. Чаще всего перемещается электродвигатель, так как положение механизма, на который передается движение (редуктор, коробка скоростей), обычно жестко определено кинематической связью с другими узлами. Схемы некоторых натяжных устройств показаны на рис. 26, 27.

Рис. 26, а – прямолинейное перемещение электродвигателя 1 по плите 2 регулировочными винтами 3.

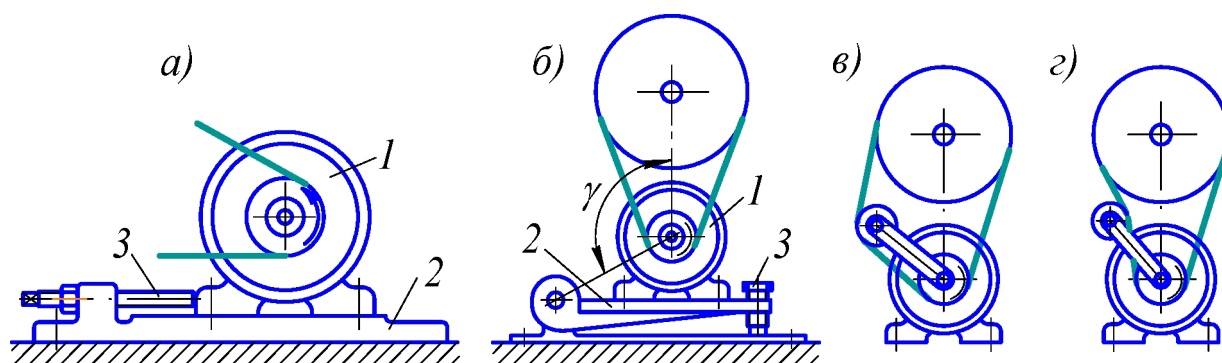


Рис. 26. Схемы натяжных устройств

Основным недостатком этой простой схемы является необходимость каждый раз после натяжения ремней регулировать параллельность осей шкивов и совпадение плоскостей вращения канавок. Перекос осей и осевое смещение канавок снижают долговечность ремней. Особенно чувствительны к этому поликлиновые и зубчатые ремни. Поэтому необходима регулировка этих параметров в соответ-

вии с монтажными допусками, более жесткими для поликлиновых и зубчатых ремней.

Иногда натяжное устройство делают из двух плит: одна неподвижно крепится к основанию, а другая вместе с закрепленным электродвигателем имеет возможность перемещаться по неподвижной плите. В этом случае проблема сохранения соосности шкивов и положения канавок решается следующим образом. В одной из плит выполняется длинный шпоночный паз параллельно плоскости вращения шкивов, а в другую запрессовывается пара шпонок на возможно большем удалении друг от друга. Для снижения моментной сдвиговой нагрузки на шпонки паз желательнее делать как можно ближе к плоскости вращения шкивов.

Рис. 26, б – электродвигатель 1 на качающейся плите 2.

Ось качания стараются располагать так, чтобы угол γ был по возможности близок к прямому. В этом случае поворот плиты обеспечивает максимальное изменение межосевого расстояния. Необходимое натяжение обеспечивается регулировочным винтом 3. Еще один недостаток обеих схем состоит в том, что ремни необходимо периодически подтягивать по мере их вытяжки в процессе работы.

Устройство по схеме на рис. 26, б можно сконструировать таким образом, чтобы необходимое натяжение поддерживалось весом двигателя или натяжной пружины. Тогда отпадает необходимость в регулировочном винте и периодической подтяжке.

Рис. 26, в, г – натяжные ролики, которые по сути являются дополнительными свободновращающимися шкивами, и могут устанавливаться изнутри или снаружи. Их обычно применяют при невозможности регулировки межосевого расстояния.

Натяжными роликами решают три задачи:

- увеличение угла охвата ремнем ведущего шкива, что важнее для плоскоремennых и зубчаторемennых передач. Для этого в них при малом межосевом расстоянии и большом передаточном отношении применяют внешние ролики;

- создание и поддержание в процессе работы натяжения ремней, которое задается пружиной или противовесом;

- гашение изгибных и крутильных колебаний ремней.

Внешние ролики заставляют изгибаться ремень в разных направлениях. При этом в ремне возникают знакопеременные напряжения, которые снижают его долговечность. Поэтому по возможности стараются использовать внутренние ролики.

Натяжные ролики устанавливаются на ведомой ветви. Их диаметр принимают примерно $(1,0 \dots 1,3)d_{p1}$.

Внешние ролики делают гладкими, а внутренние – с канавками или зубцами, как на основных шкивах. Постоянное натяжение роликов обеспечивается пружинами или противовесами (на рисунке не показаны).

7.2. Передачи с переменным натяжением ремней

На практике большинство передач работают в режиме переменного нагружения. Если в таких передачах предварительное натяжение ремней F_0 поддерживается постоянным, то при малых нагрузках оно превышает необходимый уровень, напряжения оказываются завышенными и долговечность ремней падает.

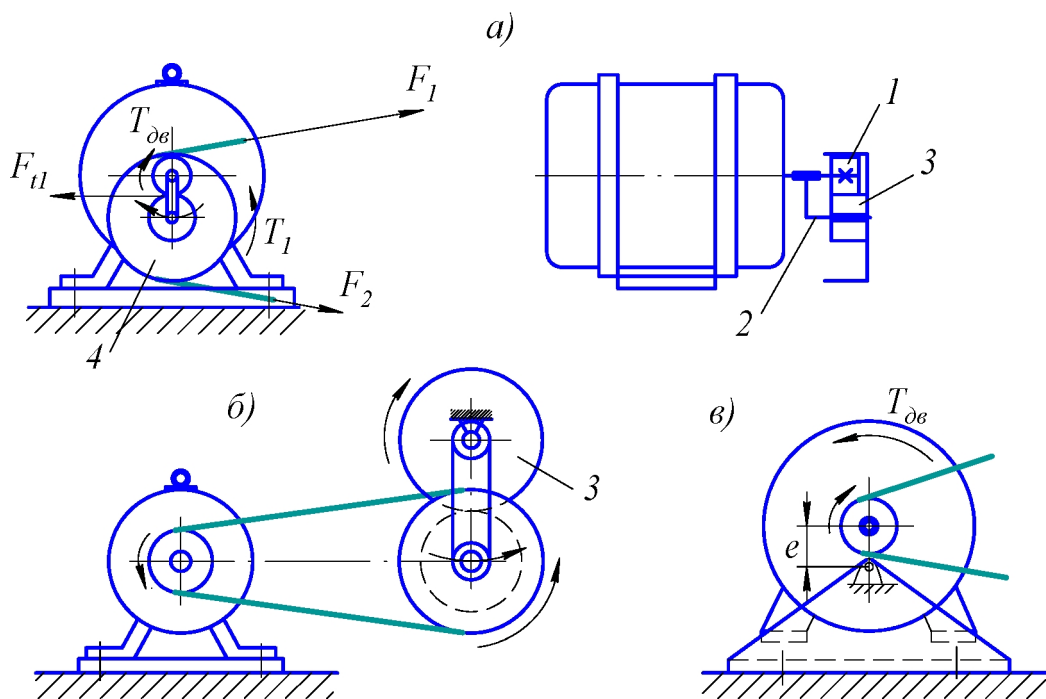


Рис. 27. Схемы автоматических натяжных устройств

Поэтому оптимальным условием работы ременной передачи является автоматическая регулировка натяжения в зависимости от величины передаваемой нагрузки F_t , то есть поддержание постоянным соотношения F_t/F_0 . Схемы некоторых таких перспективных устройств показаны на рис. 27.

На рис. 27, а показана схема натяжения реактивным моментом на шестерне.

На валу электродвигателя на шпонке посажена ведущая цилиндрическая шестерня 1 диаметром d_1 и свободнокачающийся рычаг 2 с осью. На оси рычага вращается ведомая шестерня 3 диаметром d_2 , совмещенная с ведущим шкивом 4. В работающей под нагрузкой передаче на шестерне 1 действует крутящий момент от двигателя $T_{дв}$. В зацеплении возникает окружная сила $F_{т1}$, которая с ведомой шестерни 3 передается на рычаг в виде реактивного момента, направленного в сторону вращения ведущей шестерни. Рычаг под действием реактивного момента поворачивается на валу двигателя, натягивая ветви ремня усилием $2F_0$.

На ведущем шкиве действует такой же крутящий момент T_1 , как на ведомой шестерне, то есть

$$T_1 = F_{т1} \frac{d_2}{2} = F_{т1} \frac{d_1 U_{цпл}}{2} = (F_1 - F_2) \frac{d_{p1}}{2} = F_t \frac{d_{p1}}{2},$$

где $U_{цпл}$ – передаточное отношение зубчатой передачи.

Моменты на шкивах связаны соотношением

$$\frac{T_2}{T_1} = U\eta,$$

отсюда

$$T_1 = F_{т1} \frac{d_2}{2} = \frac{T_2}{\eta U}.$$

Варьируя d_2 при постоянной внешней нагрузке T_2 , можно соответственно уменьшать или увеличивать окружную силу в зацеплении $F_{т1}$ так, чтобы сила натяжения ветвей $2F_0$ обеспечивала работу ременной передачи на границе зоны упругого скольжения, когда $F_t/(2F_0) \approx \varphi_{кр}$ (см. рис. 14). Зависимость между $F_{т1}$ и $2F_0$ несложно установить, рассмотрев моментное равновесие относительно оси вала двигателя с учетом угла β между ремнями и угла γ между рычагом 2 и линией центров шкивов.

Недостаток схемы: повышенная сложность и утрата возможности проскальзывания ремней при перегрузках.

На рис. 27, б показан вариант предыдущей конструкции с размещением ведомой шестерни 3 и оси качания рычага на входном валу редуктора (коробки скоростей).

На рис. 27, в натяжение осуществляется реактивным моментом на корпусе электродвигателя.

Двигатель свободно подвешен на оси, смещенной относительно оси вала двигателя на величину эксцентриситета e . На статоре двигателя возникает реактивный момент $T_{дв}$, который натягивает ремень,

поворачивая двигатель на оси подвески. Очевидно, что $T_{дв} = T_1$, следовательно, натяжение ремня растет с увеличением внешней нагрузки.

Варианты конструктивной реализации некоторых схем, показанных на рис. 26 и 27, приведены в [8].

7.3. Контроль натяжения ремней и требования к монтажу

Предварительное натяжение ремней часто задают «наглазок» и не контролируют его в процессе работы, что ведет к неправильной эксплуатации передач. Недостаточное натяжение приводит к буксованию при повышении нагрузки, а избыточное – к росту напряжений в ремне. В обоих случаях ремни преждевременно выходят из строя.

Поэтому в ответственных передачах рассчитывают требуемое натяжение с помощью кривых скольжения, задают его при начальной установке ремней и контролируют в процессе эксплуатации по мере вытяжки ремней. Для этого применяют способ, основанный на измерении стрелы прогиба f ремня под действием некоторой поперечной силы F , приложенной в середине длины ветви ремня (рис. 28). Зависимость между начальным натяжением F_0 , силой F , прогибом f и параметрами передачи описывается уравнением [12]

$$F_0 = \frac{Fa}{4f} - EA \left(\frac{f}{a} \right)^2,$$

где EA – жесткость ветви ремня в Н (см. раздел 1.5).

Решение этого уравнения относительно f дает

$$f = \sqrt[3]{\Delta_1 + \sqrt{\Delta_2}} + \sqrt[3]{\Delta_1 - \sqrt{\Delta_2}}, \quad (13)$$

где $\Delta_1 = \frac{Fa^3}{8EA}$; $\Delta_2 = \frac{F_0^3 a^6}{(3EA)^3} + \frac{F^2 a^6}{(8EA)^2}$.

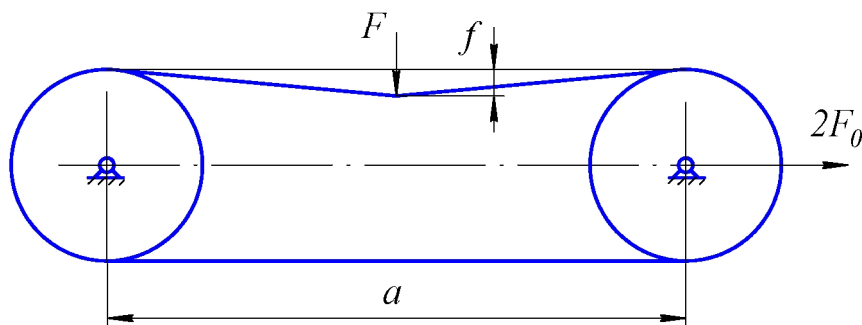


Рис. 28. Схема измерения стрелы прогиба под нагрузкой

На практике используют следующие рекомендации для разных типов ремней.

В клиновых ремнях нормального и узкого сечений определяют требуемую величину силы F в Н по эмпирической формуле

$$F = \frac{(F_0 + c)}{16},$$

где c —коэффициент, зависящий от жесткости ремня EF (табл. 33).

Таблица 33

Значения коэффициента c

Сечение	0	А	Б	В	У0	УА	УБ	УВ
$c, Н$	20	40	60	150	30	40	80	150

Прогиб под действием силы F должен составлять

$$f = \frac{1,55a}{100}, \text{ мм.}$$

Для ремней нормального сечения предварительное натяжение можно назначать по табл. 34.

Таблица 34

Выбор предварительного натяжения

Сечение	0	А	Б	В
$2F_0, Н$	110...170	200...300	350...500	600...850

Для поликлиновых ремней значения параметров в формуле (13) берут из табл. 35.

Таблица 35

Параметры для определения стрелы прогиба из расчета на одно ребро

Сечение	$EA \cdot 10^{-3}$,	$F, Н$	$2F_0, Н$
К	8...10	2	20
Л	26...29	4	100
М	34...38	6	300

Величину предварительного натяжения из расчета на число ребер $z=10$ назначают по табл. 36. Меньшие значения в табл. 34 и 36 принимают для шкивов минимальных диаметров.

Таблица 36
Выбор предварительного натяжения
из расчета на 10 ребер

Сечение	К	Л	М
$2F_0, \text{Н}$	150...250	1000...1500	4500...6800

Для зубчатых ремней значения параметров в формуле (13) берут из табл. 37.

Таблица 37
Параметры для определения стрелы прогиба
из расчета на 1 мм ширины ремня

$m, \text{мм}$	$EA \cdot 10^{-3}$,	$F, \text{Н/мм}$
1; 1,5	2,5	0,5
2; 3	3,5	0,8
4; 5	9	1,0
7; 10	10	1,2

Величину предварительного натяжения из расчета на 1 мм ширины ремня назначают по табл. 38.

Таблица 38
Выбор предварительного натяжения

$m, \text{мм}$	1	1,5	2	3	4	5	7	10
$2F_0, \text{Н/мм}$	0,5	0,7	1	1,5	4	5	6	7

Ременные передачи чувствительны к непараллельности осей валов и осевому смещению канавок шкивов, так как это ведет к нарушению контакта ремней со шкивами и снижению долговечности ремней. Поэтому при монтаже передач необходимо выдерживать следующие допуски [10].

В клиноременных передачах перекос осей шкивов не должен превышать $35'$, а осевое смещение канавок – $15'$.

В поликлиноременных передачах перекос осей не должен превышать $20'$, а осевое смещение канавок – $15'$.

В зубчатоременных передачах перекос осей допускается не более $25'$ при $n \leq 1500 \text{ мин}^{-1}$ и не более $15'$ при $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$.

8. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Задание

Привод несущего винта легкого вертолета состоит из двигателя внутреннего сгорания и двухступенчатого редуктора. Первая ступень редуктора – ременная, вторая – зубчатая коническая. Необходимо спроектировать ременную передачу из условия минимизации габаритов.

Исходные данные

Обороты двигателя	$n_1 = n_{дв} = 1600 \text{ мин}^{-1}$;
Обороты несущего винта	$n_3 = n_{винта} = 250 \text{ мин}^{-1}$;
Мощность на несущем винте	$P_3 = P_{винта} = 22 \text{ кВт}$;
Ресурс передачи	$t_h = 2000 \text{ часов}$.

Привод работает с умеренными колебаниями нагрузки. Пусковой момент не превышает номинальный.

Кинематический и энергетический расчет

Общее передаточное отношение редуктора

$$U_{ред} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{1600}{250} = 6,4.$$

С другой стороны

$$U_{ред} = U_{рем} U_{кон},$$

где $U_{рем}$, $U_{кон}$ – передаточные отношения, соответственно, ременной и конической ступеней.

Примем $U_{кон} = 2,5$. Тогда

$$U_{рем} = \frac{U_{ред}}{U_{кон}} = \frac{6,4}{2,5} = 2,56.$$

Обороты большего шкива, то есть обороты на входе в коническую ступень

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{рем}}} = \frac{1600}{2,56} = 625 \text{ с}^{-1}.$$

К.п.д. редуктора

$$\eta_{\text{ред}} = \eta_{\text{рем}} \eta_{\text{кон}} \eta_n^4,$$

где $\eta_{\text{рем}}$, $\eta_{\text{кон}}$, η_n – к.п.д., соответственно, ременной и конической передач и подшипника качения.

По рекомендациям [11] примем $\eta_{\text{рем}} = 0,95$, $\eta_{\text{кон}} = 0,97$ (7-я степень точности изготовления зубчатых колес), $\eta_k = 0,995$.

$$\eta_{\text{ред}} = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,995^4 = 0,903.$$

Потребная мощность двигателя

$$P_{\text{потр}} = P_1 = \frac{P_3}{\eta_{\text{ред}}} = \frac{22}{0,903} = 24,4 \text{ кВт}.$$

В переводе на лошадиные силы это составит

$$P_1 = 24,4 \cdot 1,36 = 33,2 \text{ л.с.}$$

Это чуть больше мощности отечественного лодочного мотора «Вихрь-30», который нередко используется в качестве силовой установки в сверхлегких летательных аппаратах.

Мощность на входе в коническую передачу

$$P_2 = P_1 \eta_{\text{рем}} = 24,4 \cdot 0,95 = 23,1 \text{ кВт}.$$

Крутящие моменты на валах

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{24,4}{1600} = 0,145 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{23,1}{625} = 0,353 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_3 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_3}{n_3} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{22}{160} = 1,31 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

8.1. Передача с клиновым ремнем нормального сечения

Выбираем вначале сечение ремня. По табл. 3 для $T_1=145 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и номограмме на рис. 16 для $P_1=24,4 \text{ кВт}$ и $n_1=1600 \text{ мин}^{-1}$ можно взять сечение Б или В. Рассмотрим и сравним по габаритам оба варианта.

Для последующего сравнения отметим каждый вариант расчета своим порядковым номером.

Примем ремень сечения Б.

Вариант № 1

$$d_{p1\min} = 125 \text{ мм.}$$

По рекомендациям в разд. 4.1

$$d_{p1} = 1,2 d_{p1\min} = 1,2 \cdot 125 = 150 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда (разд. 4.1) принимаем с учетом требования минимизации $d_{p1} = 140 \text{ мм.}$

Окружная скорость

$$V = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 1600}{60 \cdot 1000} = 11,7 \text{ м/с.}$$

Примем коэффициент скольжения $\xi = 0,015$.

$$d_{p2} = d_{p1} U_{рем} (1 - \xi) = 140 \cdot 2,56 \cdot (1 - 0,015) = 353 \text{ мм.}$$

Ближайший стандартный $d_{p2} = 355 \text{ мм.}$

Определяем геометрические параметры передачи (раздел 3).

$$a_{\min} = 0,55(d_{p2} + d_{p1}) + h = 0,55(355 + 140) + 10,5 = 283 \text{ мм.}$$

По табл. 1 для $U_{рем} = 2,56$ примем $a/d_{p2} = 1,1$. Отсюда

$$a = 1,1 d_{p2} = 1,1 \cdot 355 = 390 \text{ мм.}$$

Условие $a \geq a_{\min}$ выполняется. С учетом требования минимизации выбираем предварительно $a = 320 \text{ мм.}$

$$\begin{aligned} L &= 2a + \frac{\pi(d_{p1} + d_{p2})}{2} + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 320 + \frac{3,14 \cdot (140 + 355)}{2} + \frac{(355 - 140)^2}{4 \cdot 320} = 1454 \text{ мм.} \end{aligned}$$

С учетом принятых $i_{\max} = 40 \text{ с}^{-1}$

$$L_{\min} = \frac{10^3 V}{i_{\max}} = \frac{10^3 \cdot 11,7}{40} = 292 \text{ мм.}$$

Условие $L \geq L_{\min}$ выполняется. Выбираем из стандартного ряда $L = 1400 \text{ мм.}$ Уточняем межосевое расстояние.

$$\Delta_1 = 0,5 \pi (d_{p1} + d_{p2}) = 0,5 \cdot 3,14 (140 + 355) = 777,5 \text{ мм.}$$

$$\Delta_2 = 0,25 (d_{p2} - d_{p1})^2 = 0,25 (355 - 140)^2 = 11560 \text{ мм.}$$

$$\begin{aligned} a &= 0,25 \left[L - \Delta_1 + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8\Delta_2} \right] = \\ &= 0,25 \left[1400 - 777,5 + \sqrt{(1400 - 777,5)^2 - 8 \cdot 11560} \right] = 291 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Условие $a \geq a_{\min}$ выполняется.

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57,3^\circ (d_{p2} - d_{p1})}{a} = 180^\circ - \frac{57,3^\circ (355 - 140)}{291} = 138^\circ.$$

Выполняем далее расчет по тяговой способности (раздел 4.2).

По рис. 19 для $V=11,7$ м/с и $d_{p1} = 140$ мм определяем $P_0=3,5$ кВт.

По табл. 10 для $\alpha_1=138^\circ$ принимаем $C_\alpha=0,89$.

С учетом $L_0=2240$ мм (табл. 2) находим по табл. 11 для отношения $L/L_0 = 1400/2240 = 0,625$ коэффициент $C_L=0,91$.

По табл. 12 определяем поправку $\Delta T_H = 3,1$ Н·м. Тогда

$$\Delta P_H = 10^{-4} \Delta T_H n_1 = 10^{-4} \cdot 3,1 \cdot 1600 = 0,496 \text{ кВт.}$$

Принимаем по табл. 13 для заданного режима работы $C_P=0,9$. Допускаемая мощность на один ремень

$$\begin{aligned} [P] &= (P_0 C_\alpha C_L + \Delta P_H) C_P = \\ &= (3,5 \cdot 0,89 \cdot 0,91 + 0,496) 0,9 = 3,05 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Примем вначале $C_Z=1$. Тогда потребное количество ремней

$$z = \frac{P_1}{[P]C_Z} = \frac{24,4}{3,05 \cdot 1} = 7,97.$$

Уточним C_Z по табл. 9 и пересчитаем число ремней:

$$z = \frac{24,4}{3,05 \cdot 0,85} = 9,36.$$

Примем $z=9$. Определим ширину шкива по формуле в разделе 6 и данным в табл. 26. Этот параметр, а также размеры передачи в плане понадобятся затем для сравнения габаритов передач с разными типами ремней.

$$B = (z - 1)t + 2f = (9 - 1)19 + 2 \cdot 12,5 = 177 \text{ мм.}$$

Проверим теперь долговечность ремней.

Окружная сила на шкиве (полезная нагрузка)

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{p1}} = \frac{2 \cdot 145000}{140} = 2080 \text{ Н.}$$

Полезные напряжения в ремне

$$\sigma_t = \frac{F_t}{zA} = \frac{2080}{9 \cdot 138} = 1,67 \text{ МПа.}$$

Условие $\sigma_t \leq 2,0 \dots 2,5$ МПа для ремней нормального сечения (разд. 5) выполняется с запасом. Это означает, что ремни недогружены, и можно уменьшить их число.

Напряжения растяжения от силы F_1

$$\sigma_1 = \frac{q}{q-1} \sigma_t = \frac{5}{5-1} 1,67 = 2,09 \text{ МПа.}$$

Напряжения от центробежных сил

$$\sigma_{ц} = 10^{-6} \rho_m V^2 = 10^{-6} \cdot 1300 \cdot 11,7^2 = 0,178 \text{ МПа.}$$

Эквивалентный диаметр шкива с учетом $k_H=1,14$ (табл. 24)

$$d_{e1} = k_H d_{P1} = 1,14 \cdot 140 = 160 \text{ мм.}$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_H = 7,5 \frac{b_P^{1,57}}{d_{e1}} = \frac{7,5 \cdot 14^{1,57}}{160} = 2,95 \text{ МПа.}$$

Долговечность ремней

$$L_h = \left(\frac{38,2}{\frac{q}{q-1} \sigma_t + 10^{-3} \rho_m V^2 + 7,5 \frac{b_P^{1,57}}{d_{e1}}} \right)^{11} \frac{L}{3600 \cdot 10^3 V z_{uu}} =$$

$$= \left(\frac{38,2}{2,09 + 0,178 + 2,95} \right)^{11} \frac{1400}{3600 \cdot 10^3 \cdot 11,7 \cdot 2} = 52400 \text{ часов.}$$

Долговечность явно избыточна по сравнению с заданным ресурсом $t_h=2000$ часов, поэтому напрашивается тот же вывод, что и при расчете по тяговой способности: уменьшить число ремней.

Вариант № 2

Пусть $z=6$.

Вычисление долговечности дает $L_h=7230$ часов. Ширина шкива при шести ремнях

$$B = (z-1)t + 2f = (6-1)19 + 2 \cdot 12,5 = 120 \text{ мм.}$$

Вариант № 3

Пусть $z=5$.

Тогда $L_h=2560$ часов, что вполне приемлемо для заданного ресурса. Ширина шкива

$$B = (z-1)t + 2f = (5-1)19 + 2 \cdot 12,5 = 101 \text{ мм.}$$

Проверим теперь ремень сечения В.

Приведем только окончательные значения вычисленных или принятых параметров.

Вариант № 4

$$d_{P1\min} = 200 \text{ мм;}$$

$$V = 20,9 \text{ м/с;}$$

$$a_{\min} = 498 \text{ мм;}$$

$$\Delta_1 = 1382 \text{ мм;}$$

$$a = 604 \text{ мм;}$$

$$\Delta P_H = 1,44 \text{ кВт;}$$

$$d_{P1} = 250 \text{ мм;}$$

$$d_{P2} = 630 \text{ мм;}$$

$$L = 2650 \text{ мм;}$$

$$\Delta_2 = 36100 \text{ мм;}$$

$$\alpha_1 = 144^\circ;$$

$$[P] = 8,15 \text{ кВт;}$$

$$\begin{aligned}
 z &= 3; & F_t &= 1160 \text{ Н}; \\
 \sigma_t &= 1,68 \text{ МПа}; & \sigma_1 &= 2,11 \text{ МПа}; \\
 \sigma_{II} &= 0,568 \text{ МПа}; & d_{e1} &= 285 \text{ мм}; \\
 \sigma_{II} &= 2,68 \text{ МПа}; & L_h &= 40600 \text{ часов}; \\
 B &= 85 \text{ мм}.
 \end{aligned}$$

Вариант № 5

При $z = 2$

$$L_h = 5760 \text{ часов}; \quad B = 59,5 \text{ мм}.$$

8.2. Передача с клиновым узким ремнем

По табл. 3 и рис. 17 можно выбрать сечение У0 или УА. Проверим вначале сечение У0.

Вариант № 6

$$\begin{aligned}
 d_{P1\min} &= 63 \text{ мм}; & d_{P1} &= 80 \text{ мм}; \\
 V &= 6,7 \text{ м/с}; & d_{P2} &= 200 \text{ мм}; \\
 a_{\min} &= 162 \text{ мм}; & L &= 800 \text{ мм}; \\
 \Delta_1 &= 440 \text{ мм}; & \Delta_2 &= 3600 \text{ мм}; \\
 a &= 170 \text{ мм}; & \alpha_1 &= 140^\circ; \\
 \Delta P_{II} &= 0,29 \text{ кВт}; & [P] &= 2,0 \text{ кВт}; \\
 z &= 12; & F_t &= 3635 \text{ Н}; \\
 \sigma_t &= 5,41 \text{ МПа}; & \sigma_1 &= 6,76 \text{ МПа}; \\
 \sigma_{II} &= 0,059 \text{ МПа}; & d_{e1} &= 91,2 \text{ мм}; \\
 \sigma_{II} &= 2,37 \text{ МПа}; & L_h &= 106 \text{ часов}; \\
 B &= 148 \text{ мм}.
 \end{aligned}$$

Неприемлемо ни по числу ремней, ни по долговечности. Слишком малый диаметр ведущего шкива обусловил большую окружную силу ($F_t \approx 370$ кгс) и, соответственно, высокий уровень растягивающих напряжений в ремне. Кроме того, очень трудно подобрать комплект из 12 ремней с малым разбросом допусков по длине, чтобы обеспечить равномерное натяжение всех ремней.

Проверим еще один критерий – напряжение от предварительного натяжения σ_0 , которое по рекомендациям в разд. 5 не должно превышать 3,0...3,5 МПа.

$$F_0 = \frac{780 P_1}{V C_\alpha C_P z} + q_m V^2 = \frac{780 \cdot 24,4}{6,7 \cdot 0,89 \cdot 0,9 \cdot 12} + 0,07 \cdot 6,7^2 = 299 \text{ Н}.$$

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} = \frac{299}{56} = 5,3 \text{ МПа.}$$

Окончательный вывод: вариант непригоден.

Сечение УА.

Вариант № 7

$d_{P1\min} = 90 \text{ мм};$	$d_{P1} = 112 \text{ мм};$
$V = 9,4 \text{ м/с};$	$d_{P2} = 280 \text{ мм};$
$a_{\min} = 226 \text{ мм};$	$L = 1250 \text{ мм};$
$\Delta_1 = 616 \text{ мм};$	$\Delta_2 = 7060 \text{ мм};$
$a = 305 \text{ мм};$	$\alpha_1 = 148^\circ;$
$\Delta P_{II} = 0,672 \text{ кВт};$	$[P] = 4,25 \text{ кВт};$
$z = 7;$	$F_t = 2596 \text{ Н};$
$\sigma_t = 3,90 \text{ МПа};$	$\sigma_1 = 4,88 \text{ МПа};$
$\sigma_{II} = 0,115 \text{ МПа};$	$d_{e1} = 128 \text{ мм};$
$\sigma_{II} = 2,53 \text{ МПа};$	$L_h = 1070 \text{ часов};$
$B = 110 \text{ мм.}$	$\sigma_0 = 3,8 \text{ МПа.}$

Число ремней и предварительное напряжение выше рекомендуемых, а долговечности недостаточно. Вывод: вариант непригоден.

Вариант № 8

Увеличим на две ступени диаметр ведущего шкива.

$d_{P1} = 140 \text{ мм};$	$V = 11,7 \text{ м/с};$
$d_{P2} = 355 \text{ мм};$	$a_{\min} = 282 \text{ мм};$
$L = 1600 \text{ мм};$	$\Delta_1 = 778 \text{ мм};$
$\Delta_2 = 11560 \text{ мм};$	$a = 397 \text{ мм};$
$\alpha_1 = 149^\circ;$	$\Delta P_{II} = 0,672 \text{ кВт};$
$[P] = 5,18 \text{ кВт};$	$z = 5;$
$F_t = 2080 \text{ Н};$	$\sigma_t = 4,37 \text{ МПа};$
$\sigma_1 = 5,47 \text{ МПа};$	$\sigma_{II} = 0,178 \text{ МПа};$
$d_{e1} = 160 \text{ мм};$	$\sigma_{II} = 2,02 \text{ МПа};$
$L_h = 890 \text{ часов};$	$B = 80 \text{ мм.}$
$\sigma_0 = 4,3 \text{ МПа.}$	

Вариант также непригоден.

Вариант № 9

Увеличим d_{P1} еще на две ступени.

$d_{P1} = 180 \text{ мм};$	$V = 15,1 \text{ м/с};$
$d_{P2} = 450 \text{ мм};$	$a_{\min} = 282 \text{ мм};$

$$\begin{array}{ll}
 L = 1800 \text{ мм}; & \Delta_1 = 990 \text{ мм}; \\
 \Delta_2 = 18200 \text{ мм}; & a = 381 \text{ мм}; \\
 \alpha_1 = 139^\circ; & \Delta P_H = 0,672 \text{ кВт}; \\
 [P] = 6,25 \text{ кВт}; & z = 5; \\
 F_t = 1620 \text{ Н}; & \sigma_t = 3,40 \text{ МПа}; \\
 \sigma_1 = 4,25 \text{ МПа}; & \sigma_{ц} = 0,296 \text{ МПа}; \\
 d_{e1} = 205 \text{ мм}; & \sigma_H = 1,58 \text{ МПа}; \\
 L_h = 9190 \text{ часов}; & B = 80 \text{ мм}.
 \end{array}$$

Вариант № 10

При $z=4$ $L_h = 1590$ часов; $B = 65$ мм.

Вариант также неприемлем.

8.3. Передача с поликлиновым ремнем

Вариант № 11

По табл. 5 и рис. 18 выбираем ремень сечения М.

$$\begin{array}{ll}
 d_{p1\min} = 180 \text{ мм}; & d_{p1} = 224 \text{ мм}; \\
 F_t = 1300 \text{ Н}; & V = 18,8 \text{ м/с}; \\
 F_0 = 285 \text{ Н (табл.14)}; & \\
 d_{p2} = d_{p1} U_{рем} (1 - \xi) = 224 \cdot 2,56 (1 - 0,015) = 565 \text{ мм}.
 \end{array}$$

Вычисленное d_{p2} находится в середине промежутка между соседними значениями 500 и 630 в ряду диаметров (раздел 4.1.2). При выборе в качестве d_{p2} любого из этих значений погрешность окажется более 10%, и придется корректировать $U_{рем}$ и, соответственно, $U_{кон}$. Чтобы избежать этого, примем $d_{p1} = 200$ мм. Тогда

$$\begin{array}{ll}
 F_t = 1450 \text{ Н}; & V = 16,8 \text{ м/с}; \\
 d_{p2} = 500 \text{ мм}; & a_{\min} = 395 \text{ мм}; \\
 L = 2120 \text{ мм}; & \Delta_1 = 1100 \text{ мм}; \\
 \Delta_2 = 22500 \text{ мм}; & a = 487 \text{ мм}; \\
 \alpha_1 = 145^\circ; & F_1 = 204 \text{ Н}; \\
 z = 7; & F_0 = 1720 \text{ Н}; \\
 B = 77 \text{ мм}. &
 \end{array}$$

8.4. Передача с зубчатым ремнем

Вариант № 12

Определим потребный модуль.

$$m = 3,5 \sqrt[3]{\frac{10^3 P_1}{n_1}} = 3,5 \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 24,4}{1600}} = 8,7 \text{ мм.}$$

Аналогичный результат получается по табл. 7. Выберем вначале $m = 10$ мм.

По табл. 8 $z_{1\min} = 24$. Примем $z_1 = 25$.

$$z_2 = z_1 U_{\text{рем}} = 25 \cdot 2,56 = 64.$$

$$d_{P1} = z_1 m = 25 \cdot 10 = 250 \text{ мм.}$$

$$d_{P2} = z_2 m = 64 \cdot 10 = 640 \text{ мм.}$$

$$V = \frac{\pi d_{P1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 250 \cdot 1600}{60 \cdot 1000} = 20,9 \text{ м/с.}$$

$$a_{\min} = 0,5(d_{P1} + d_{P2}) + 3m = 0,5(250 + 640) + 3 \cdot 10 = 475 \text{ мм.}$$

$$L = 2a + \frac{\pi(d_{P1} + d_{P2})}{2} + \frac{(d_{P2} - d_{P1})^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 500 + \frac{3,14 \cdot (250 + 640)}{2} + \frac{(640 - 250)^2}{4 \cdot 500} = 2474 \text{ мм.}$$

Число зубьев ремня предварительно

$$z_P = \frac{L}{\pi m} = \frac{2474}{3,14 \cdot 10} = 79.$$

Из ряда значений z_P (раздел 4.1.3) выбираем ближайшее $z_P = 80$.
Уточняем длину ремня

$$L = \pi m z_P = 3,14 \cdot 10 \cdot 80 = 2513 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние уточняется по тем же формулам.

$$\Delta_1 = 1398 \text{ мм;} \quad \Delta_2 = 38000 \text{ мм;}$$

$$a = 521 \text{ мм;} \quad \alpha_1 = 137^\circ;$$

Число зубьев в зацеплении с малым шкивом

$$z_0 = \frac{z_1 \alpha_1}{360^\circ} = \frac{25 \cdot 137^\circ}{360^\circ} = 9,5.$$

Примем $z_0 = 9$. Условие $z_0 \geq 6$ выполняется.

$$[p_0] = 42 \text{ Н/мм;} \quad q_m = 11 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м} \cdot \text{мм)} \text{ (табл. 20).}$$

Удельная нагрузка на 1 мм ширины ремня

$$p_t = [p_0] C_U C_Z C_H C_P = 42 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9 = 37,8 \text{ Н/м/м}$$

Потребная ширина ремня

$$b = \frac{2T_1}{d_{P1}(p_t - q_m V^2)} = \frac{2 \cdot 145000}{250 \cdot (37,8 - 11 \cdot 10^{-4} \cdot 20,9^2)} = 31,2 \text{ мм.}$$

Округляем найденное значение ширины до ближайшего значения из стандартного ряда (раздел 4.1.3).

$$b = 32 \text{ мм.}$$

Габариты передачи в плане оказались неоправданно большими. Это косвенно подтверждается данными табл. 6, где указано, что ширина ремней для $m = 10$ мм выпускается промышленностью в диапазоне 50...200 мм. Попробуем изменить габариты за счет уменьшения модуля.

Вариант № 13

Примем $m = 7$ мм.

$z_{1\min} = z_1 = 24;$	$z_2 = 61;$
$d_{p1} = 168 \text{ мм};$	$d_{p2} = 427 \text{ мм};$
$V = 14,1 \text{ м/с};$	$a_{\min} = 318 \text{ мм};$
$z_p = 75;$	$L = 1649 \text{ мм};$
$\Delta_1 = 935 \text{ мм};$	$\Delta_2 = 16800 \text{ мм};$
$a = 332 \text{ мм};$	$\alpha_1 = 135^\circ;$
$z_0 = 9;$	$[p_0] = 32 \text{ Н/мм};$
$p_t = 28,8 \text{ Н/мм};$	$b = 63 \text{ мм.}$

С $m = 7$ мм получился явный выигрыш по габаритам. Попробуем еще продвинуться в этом направлении, приняв $m = 5$ мм.

Вариант № 14

$m = 5$ мм.

$z_1 = 22;$	$z_2 = 56;$
$d_{p1} = 110 \text{ мм};$	$d_{p2} = 280 \text{ мм};$
$V = 9,2 \text{ м/с};$	$a_{\min} = 205 \text{ мм};$
$z_p = 71;$	$L = 1115 \text{ мм};$
$\Delta_1 = 613 \text{ мм};$	$\Delta_2 = 7225 \text{ мм};$
$a = 236 \text{ мм};$	$\alpha_1 = 139^\circ;$
$z_0 = 8;$	$[p_0] = 30 \text{ Н/мм};$
$p_t = 27 \text{ Н/мм};$	$b = 100 \text{ мм.}$

Потребная ширина b ремня в этом варианте получилась на пределе диапазона ширины для $m = 5$ мм (табл. 6), однако габариты передачи получились минимальными из всех проверенных.

В табл. 39 приведены параметры вариантов расчета, выбранных для сравнения.

Таблица 39

Сравнение параметров ременных передач

№ варианта	Сечение	d_{p1}	d_{p2}	a	L	z	L_h	B	b	m
		мм					–	час	мм	
3	Б	140	355	291	1400	5	2560	101	–	–
5	В	250	630	604	2650	2	5760	59,5	–	–
9	УА	180	450	381	1800	5	9190	80	–	–
11	М	200	500	487	2120	7	–	77	–	–
13	Зубчатый ремень	168	427	332	1649	–	–	–	63	7
14		110	280	236	1115	–	–	–	100	5

Результаты сравнения вариантов по габаритам на виде в плане и по ширине шкива показаны на рис. 29. Цифры на рисунке соответствуют номерам вариантов в табл. 39.

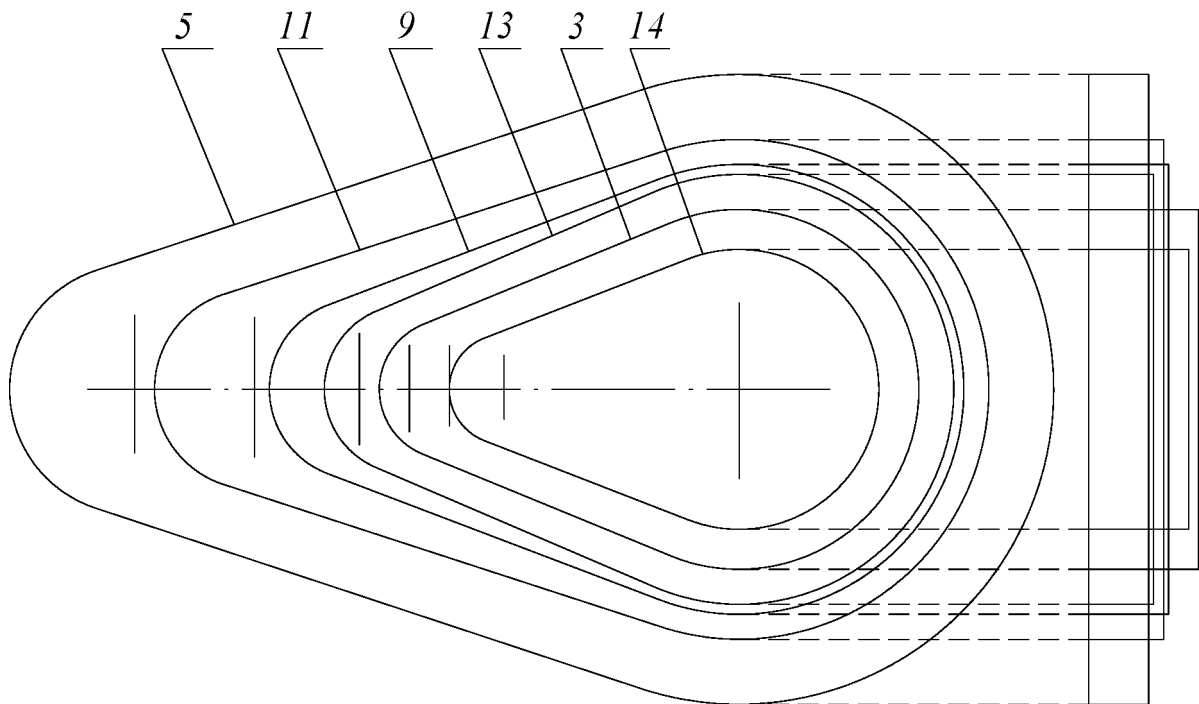


Рис. 29. Сравнение результатов расчета ременных передач

Из трех вариантов с наименьшими размерами в плане два (13-й и 14-й) соответствуют зубчатому ремню, а еще один (3-й) клиновому ремню нормального сечения Б.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 1284.1–89. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля.– М.: Изд–во стандартов, 1995.– 16 с.
2. ТУ 38.40534–75. Ремни приводные клиновые узких сечений. Основные размеры и методы контроля.
3. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов.– М.: Машиностроение, 1988.– 368 с.
4. Курсовое проектирование деталей машин/ В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов.– Л.: Машиностроение, 1984.– 400 с.
5. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов.– М.: Машиностроение, 1989.– 496 с.
6. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник/ И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич.– М.: Машиностроение, 1993.– 640 с.
7. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов.– М.: Высшая школа, 1976.– 399 с.
8. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов.– М.: Высшая школа, 2000.– 446 с.
9. Проектирование механических передач: Учебно–справочное пособие для втузов/ С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др.– М.: Машиностроение, 1984.– 560 с.
10. Воробьев И.И. Ременные передачи. – М.: Машиностроение, 1979.– 168 с.
11. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие/ Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М.: Высшая школа, 2004.– 309 с.
12. Кожевников С.Н., Погребняк А.П. Конструирование и расчет механизмов с зубчатыми ременными передачами: Справочное пособие.– Киев: Наукова думка, 1984.– 112 с.

Учебное издание

Мальтеев Марат Абдулкадирович
Тихонов Алексей Николаевич
Захаров Юрий Алексеевич

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Учебное пособие

Самарский государственный аэрокосмический университет
им. академика С.П. Королева.
443086, Самара, Московское шоссе, 34