

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

В.Б. БАЛЯКИН, И.С. БАРМАНОВ

РАСЧЁТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ АВИАЦИОННЫХ РЕДУКТОРОВ

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве учебного пособия для обучающихся по основным образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 24.03.01 Ракетные комплексы и космонавтика, 24.03.04 Авиастроение, 24.03.05 Двигатели летательных аппаратов и по специальностям 24.05.01 Проектирование, производство и эксплуатация ракет и ракетно-космических комплексов, 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей, 24.05.07 Самолёто- и вертолётостроение

САМАРА

Издательство Самарского университета

2020

УДК 621.833.6(075)

ББК 34.445я7

Б219

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. С. В. Ф а л л а е в;

д-р техн. наук, проф. Я. М. К л е б а н о в

Балякин, Валерий Борисович

Б219 Расчёт и проектирование планетарных передач авиационных редукторов: учебное пособие / *В.Б. Балякин, И.С. Барманов.* – Самара: Издательство Самарского университета, 2020. – 76 с.: ил.

ISBN 978-5-7883-1557-7

Приведены расчётные зависимости и справочные данные, необходимые для расчётов планетарных передач авиационных редукторов с одновенцовыми и двухвинтовыми сателлитами. Приводятся примеры расчётов.

Предназначено для выполнения курсового проекта по дисциплинам «Детали машин», «Детали механизмов и машин» и «Детали машин и основы конструирования», по направлениям подготовки 24.03.01 Ракетные комплексы и космонавтика, 24.03.04 Авиастроение, 24.03.05 Двигатели летательных аппаратов и по специальностям 24.05.01 Проектирование, производство и эксплуатация ракет и ракетно-космических комплексов, 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей, 24.05.07 Самолёто- и вертолётостроение

Может быть полезно студентам при выполнении выпускных квалификационных работ и инженерам, выполняющим расчёты авиационных редукторов.

Подготовлено на кафедре основ конструирования машин.

УДК 621.833.6(075)

ББК 34.445я7

ISBN 978-5-7883-1557-7

© Самарский университет, 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. РАСЧЁТ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	6
1.1. Кинематический и энергетический расчёт.....	7
1.2. Определение допускаемых напряжений.....	10
1.3. Проектировочный расчёт передачи.....	15
1.4. Подбор чисел зубьев.....	17
1.5. Геометрический расчёт передачи.....	18
1.6. Проверочный расчёт передачи.....	22
2. РАЗРАБОТКА ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА	26
2.1. Эскизная компоновка.....	26
2.2. Расчёт подшипниковых опор.....	31
2.3. Конструирование зубчатых колёс.....	33
2.4. Проверка прочности валов и осей.....	37
2.5. Проверка прочности шлицевых соединений.....	39
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	41
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	43

ВВЕДЕНИЕ

Основными достоинствами планетарных передач являются большое передаточное отношение, компактность и малая масса. Последнее объясняется распределением нагрузки между несколькими сателлитами и применением передач с внутренним зацеплением, обладающим повышенной нагрузочной способностью. Вследствие этого они находят широкое применение в редукторах газотурбинных двигателей и главных редукторах вертолётов (рис. 1 и 2).

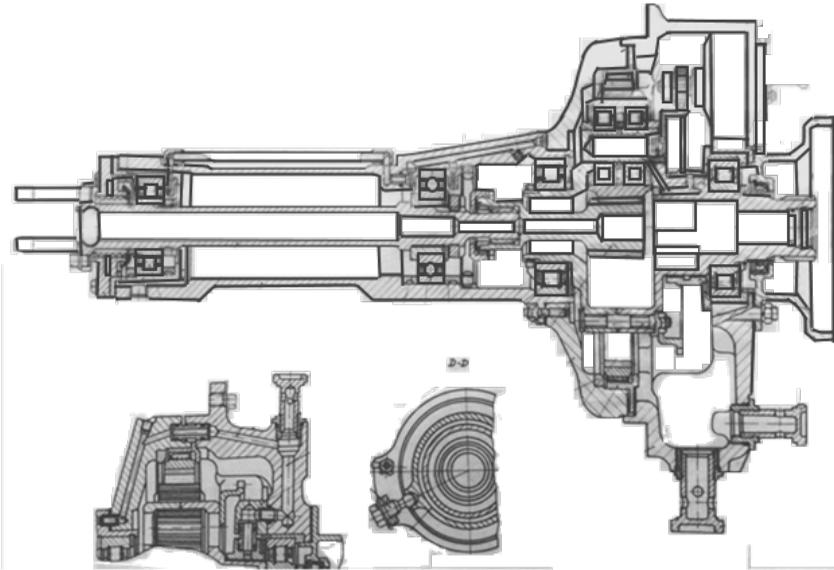


Рис. 1. Планетарный редуктор турбостартера

Проблемой создания изделий авиационной техники является обеспечение высокой экономической эффективности её применения. Экономическая эффективность определяется прибылью и затратами на проектирование, производство, эксплуатацию, ремонт и пр. Затраты в свою очередь зависят от

качественных и количественных показателей, среди которых можно выделить следующие: надёжность, технологичность, ремонтпригодность, энергетические и массогабаритные характеристики, удобство обслуживания и др.

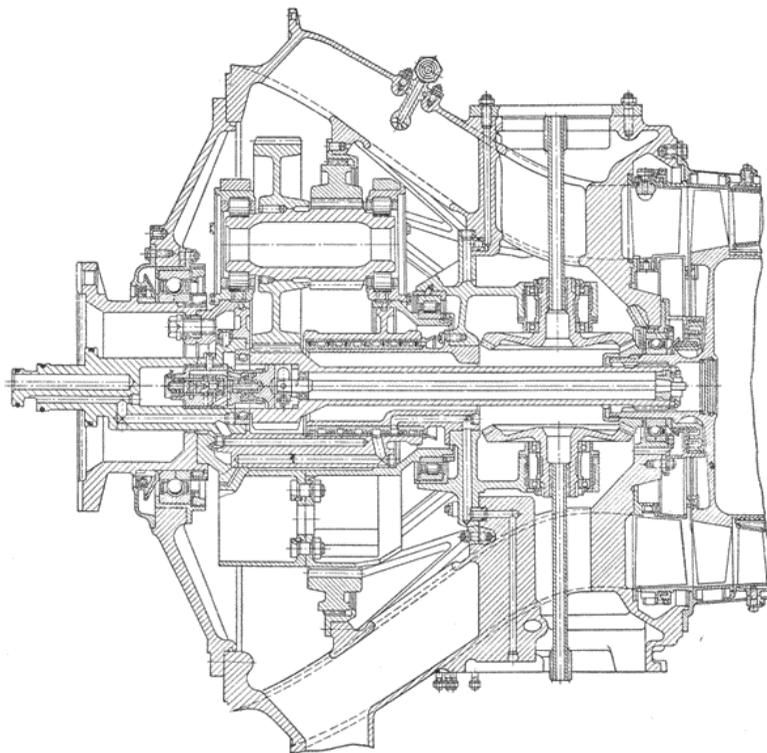
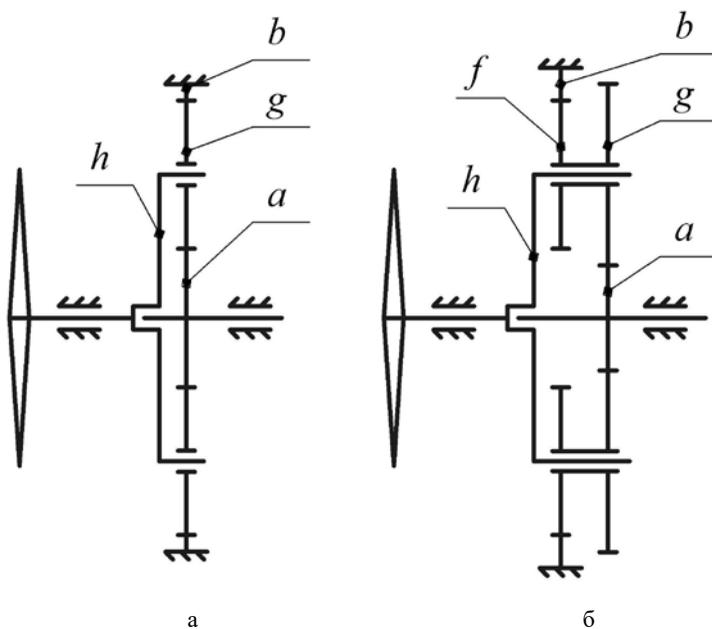


Рис. 2. Редуктор двигателя НК-4 с двухвенцовыми сателлитами

С проектной точки зрения актуальным направлением обеспечения экономической эффективности является минимизация массы и габаритов узлов и деталей. Это достигается выбором материалов, способом обработки, конструкцией, компоновкой, прочностными расчётами и т.д.

1. РАСЧЁТ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Из большого разнообразия типов планетарных передач самое широкое применение получили передачи $2k-h$ типа *A* и *B* по классификации [1]. Основными звеньями передач являются центральное колесо *a*, корончатое колесо *b* и водило *h*. Передача типа *A* имеет одновенцовые сателлиты *g*, передача типа *B* – двухвенцовые *g* и *f* (рис. 3). В редукторах авиационных двигателей и вертолётов в настоящее время используются только прямозубые цилиндрические передачи.



Алгоритмы расчёта цилиндрических передач и передач с одновенцовыми сателлитами изложены в [2, 3]. Основными

исходными данными для расчёта являются: мощность P_a , передаваемая на центральное колесо в кВт, продолжительность работы (срок службы) передачи t_h в ч, частоты вращения входного n_a и выходного n_h валов в об/мин. Кроме того, задаются характеристики режима работы.

1.1. Кинематический и энергетический расчёт

Передаточное отношение передачи определяется отношением

$$i_{пл} = \frac{n_a}{n_h}.$$

Для передач с двухвенцовыми сателлитами вводится коэффициент соотношения диаметров сателлита:

$$K_r = \frac{d_g}{d_f},$$

где d_g – делительный диаметр сателлита g , d_f – делительный диаметр сателлита f . Коэффициент K_r рекомендуется назначать по табл. 1. Рекомендуемые значения передаточных отношений для одновенцовых сателлитов $i_{пл} = 3...9$, для двухвенцовых – $i_{пл} = 7...16$ [1,4]. При $i_{пл} < 8$ применяются только одновенцовые сателлиты. При $i_{пл} < 10$ целесообразно применять одновенцовые сателлиты с $K_r = 1$. При $i_{пл} > 10$ применяются только двухвенцовые сателлиты.

Таблица 1. Минимальные значения коэффициента соотношения диаметров сателлита

$i_{пл}$	8	10	12	14	16
K_r	0,6	1,0	1,4	1,8	2,2

После выбора коэффициента K_r , определяются передаточные отношения ступеней и частоты вращения колёс в обращённом движении (при остановленном водиле).

Передаточное отношение ступени $a - g$:

$$i_{ag} = \frac{i_{пл}}{2} - 1 \text{ — с одновенцовыми сателлитами;}$$

$$i_{ag} = \frac{i_{пл}}{K_r + 1} - 1 \text{ — с двухвенцовыми сателлитами.}$$

Передаточное отношение ступеней $g - b$, $f - b$:

$$i_{gb} = i_{fb} = \frac{i_{пл} - 1}{i_{ag}}.$$

Частоты вращения колёс в обращённом движении:

$$n_a^h = n_a - n_h;$$

$$n_g^h = n_f^h = \frac{n_a^h}{i_{ag}};$$

$$n_b^h = n_h.$$

После расчёта передаточных отношений определяется максимально допустимое значение числа сателлитов из условия соседства:

$$a'_c \leq \frac{0,9\pi}{\arcsin\left(\frac{i_{пл} - 2}{i_{пл}}\right)} \text{ — с одновенцовыми сателлитами;}$$

$$a'_c \leq \frac{0,9\pi}{\arcsin\left(\frac{i_{пл} - 1 - K_r}{i_{пл}}\right)} \text{ — с двухвенцовыми сателлитами.}$$

Расчетное значение округляется до целого числа в меньшую сторону. Рекомендуется принимать $a_c \geq 3$. Если получено $a'_c < 3$, то необходимо увеличить коэффициент K_r . В высоконагруженных

и скоростных передачах не рекомендуется применять чётное число сателлитов (2, 4, 6 и т.д.) по условиям вибрационной прочности редуктора.

Крутящий момент в Нмм на входном валу определяется по формуле

$$T_a = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_a}{n_a}.$$

Крутящий момент, передаваемый одному потоку, для ступени $a - g$ определяется по формуле

$$T_{ag} = \frac{T_a K_{\text{нер}}}{a_c},$$

где $K_{\text{нер}}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами, определяемый по табл. 2 [5].

Таблица 2. Значения коэффициента неравномерности

a_c	Значения $K_{\text{нер}}$ при условиях		
	без плавающих центральных колёс	одно плавающее центральное колесо	два плавающих центральных колеса
3	1,15	1,05	1,00
4	1,22	1,10	1,03
5	1,35	1,15	1,05
6	1,50	1,18	1,10
>6	1,80	1,25	1,15

Крутящий момент, передаваемый одним потоком для ступеней $g - b$, $f - b$ определяется по формуле

$$T_{gb} = T_{fb} = T_{ag} i_{ag} \eta,$$

где η – коэффициент полезного действия цилиндрической передачи, определяемый в зависимости от степени точности изготовления (CT):

$\eta = 0,99...0,995$ – для 5-й степени точности;

$\eta = 0,98...0,99$ – для 6-й и 7-й степеней точности.

1.2. Определение допускаемых напряжений

В авиационных редукторах стремятся уменьшать массу и габаритные размеры передач, поэтому применяют высокопрочные легированные стали с последующей термической или химико-термической обработкой зубьев. В результате таких обработок повышается твердость поверхности зубьев, что улучшает характеристики прочности и износостойкости материалов. Материалы для изготовления зубчатых колёс и их основные характеристики приведены в табл. 3.

Таблица 3. Материалы, виды термообработки и твёрдость зубьев

Марка стали	Вид термообработки	Твёрдость зубьев	
		в сердцевине	на поверхности
12ХН3А	Цементация	<i>HRCc</i> 30...35	<i>HRC</i> 56...63
12Х2Н4А	Цементация	<i>HRCc</i> 35...40	<i>HRC</i> 58...63
18ХГТ	Цементация	<i>HRCc</i> 32...38	<i>HRC</i> 58...60
20Х	Цементация	<i>HRCc</i> 25...27	<i>HRC</i> 56...63
20ХН	Цементация	<i>HRCc</i> 28...30	<i>HRC</i> 56...63
20ХН3А	Цементация	<i>HRCc</i> 30...35	<i>HRC</i> 58...63
25ХГТ	Цементация	<i>HRCc</i> 32...38	<i>HRC</i> 58...63
38Х2Ю	Азотирование	<i>HRCc</i> 30...35	<i>HV</i> 700...850
38Х2МЮА	Азотирование	<i>HRCc</i> 30...35	<i>HV</i> 850...900

HRC – твёрдость по Роквеллу шкала С, *HRCc* – твёрдость сердцевины по Роквеллу шкала С, *HV* – твёрдость по Виккерсу

Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{HL},$$

где $\sigma_{H\lim b}$ – базовые разрушающие контактные напряжения, МПа; S_H – запас прочности по контактным напряжениям; K_{HL} – коэффициент долговечности по контактным напряжениям.

Базовые разрушающие напряжения в МПа при расчётах на контактную прочность определяются

$$\sigma_{H\lim b} = 23HRC \text{ – при цементации;}$$

$$\sigma_{H\lim b} = 1050 \text{ – при азотировании.}$$

Рекомендуется $S_H = 1,1 \dots 1,3$. Большие значения следует принимать при повышенных требованиях к надёжности.

Коэффициент долговечности определяется по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}},$$

где N_{H0} – базовое число циклов перемены контактных напряжений; N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений.

Базовое число циклов в зависимости от твёрдости поверхности определяется по зависимости

$$N_{H0} = 30HB^{2,4},$$

где HB – твёрдость поверхности по Бринеллю. При азотировании и цементации перевод единиц твёрдости производится по графикам (рис. 4 и 5). Вводится ограничение $10^7 \leq N_{H0} \leq 12 \cdot 10^7$, т.е. при низкой твёрдости поверхности $HB \leq 200$ в расчёт принимается $N_{H0} = 10^7$, при высокой твёрдости поверхности $HRC \geq 56$ – $N_{H0} = 12 \cdot 10^7$, в остальных случаях вычисляется по формуле.

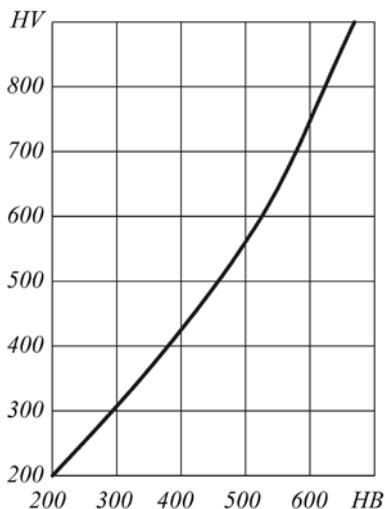


Рис. 4. Соотношения единиц твёрдости HV и HB

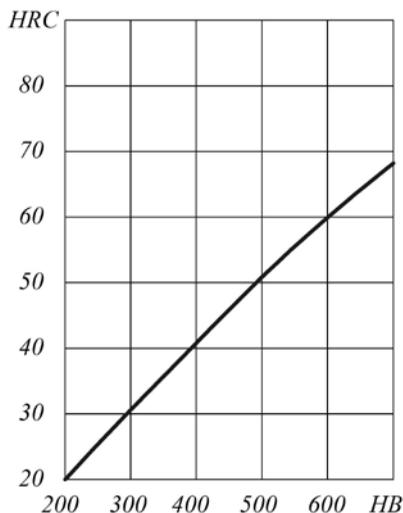


Рис. 5. Соотношения единиц твёрдости HRC и HB

Эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений определяется по формуле

$$N_{HE} = 60Cn t_h K_{HE},$$

где C – число нагружений зуба за один оборот зубчатого колеса; n – частота вращения, об/мин; t_h – продолжительность работы (срок службы), ч; K_{HE} – коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям, учитывающий режим работы.

При постоянном режиме принимается $K_{HE} = 1$, при переменном режиме нагружения определяется по справочным данным (для типовых режимов) или по гистограмме режима работы (для нетиповых режимов) по формуле [2, 3, 6]:

$$K_{HE} = \sum_1^M \left(\left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \frac{n_i t_{hi}}{n t_h} \right),$$

где M – число режимов, $\frac{T_i}{T}$, $\frac{n_i}{n}$, $\frac{t_{hi}}{t_h}$ – относительные значения крутящих моментов, частот вращения и продолжительности работы режимов.

Вводятся ограничения коэффициента долговечности $1 \leq K_{HL} \leq 1,8$. При числе циклов $N_{HE} \geq N_{H0}$ принимается $K_{HL} = 1$, при $N_{HE} < N_{H0}$ определяется по формуле, но значение принимается не более $K_{HL} \leq 1,8$, чтобы не допустить хрупкого разрушения зубьев.

Для каждой ступени $a-g$, $g-b$, $f-b$ выбирается наименьшее значение допускаемых контактных напряжений колёс – $[\sigma_H]_{ag}$, $[\sigma_H]_{gb}$, $[\sigma_H]_{fb}$.

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{FL} K_{FC},$$

где $\sigma_{F \lim b}$ – базовые разрушающие напряжения изгиба, МПа; S_F – запас прочности по напряжениям изгиба; K_{FL} – коэффициент долговечности по напряжениям изгиба; K_{FC} – коэффициент учитывающий влияния реверсивного нагружения зуба.

Базовые разрушающие напряжения в МПа при расчётах на изгибную прочность определяются

$$\sigma_{F \lim b} = 750 \dots 850 \text{ – при цементации;}$$

$$\sigma_{F \lim b} = 12 HRC_C + 300 \text{ – при азотировании.}$$

Рекомендуется $S_F = 1,65 \dots 2,3$. Большие значения следует принимать при повышенных требованиях к надёжности.

Для зубьев одновенцовых сателлитов принимается $K_{FC} = 0,7 \dots 0,9$, для зубьев двухвенцовых сателлитов, центральных и корончатых колёс принимается $K_{FC} = 1$. Для реверсивных

передач (с изменением направления вращения валов) принимается для зубьев всех колёс $K_{FC} = 0,7 \dots 0,9$.

Коэффициент долговечности по напряжениям изгиба:

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}},$$

где N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений изгиба;
 N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба;
 m_F – показатель степени кривой изгибной выносливости материала.

Базовое число циклов перемены напряжений изгиба $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$. Показатель степени кривой изгибной выносливости при цементации и азотировании принимается $m_F = 9$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба:

$$N_{FE} = 60 C n_t K_{FE},$$

где K_{FE} – коэффициент эквивалентности по напряжениям изгиба, учитывающий режим работы.

При постоянном режиме принимается $K_{FE} = 1$, при переменном режиме нагружения определяется по справочным данным (для типовых режимов) или по гистограмме режима работы (для нетиповых режимов) по формуле [2, 3, 6]:

$$K_{FE} = \sum_1^M \left(\left(\frac{T_i}{T} \right)^{m_F} \frac{n_i t_{hi}}{n t_h} \right).$$

Вводятся ограничения коэффициента долговечности при термообработке цементация и азотирование $1 \leq K_{FL} \leq 1,63$. При числе циклов $N_{HE} \geq N_{H0}$ принимается $K_{FL} = 1$, при $N_{HE} < N_{H0}$ определяется по формуле, но значение принимается не более $K_{FL} \leq 1,63$, чтобы не допустить хрупкого разрушения зубьев.

1.3. Проектировочный расчёт передачи

Проектировочный расчёт планетарной передачи редуктора необходимо начинать с наиболее нагруженной ступени $a - g$.

Диаметр центрального колеса прямозубой передачи в мм из условия контактной прочности:

$$d_a = 77 \sqrt[3]{\frac{T_{ag} K_H (i_{ag} + 1)}{\Psi_{bd} [\sigma_H]_{ag}^2 i_{ag}}},$$

где K_H – коэффициент нагрузки по контактным напряжениям; Ψ_{bd} – коэффициент ширины зуба относительно диаметра шестерни.

Коэффициент нагрузки предварительно рекомендуется принимать равным $K_H = 1,2 \dots 1,4$. Коэффициент ширины зуба колеса рекомендуется принимать равным $\Psi_{bd} = 0,4 \dots 0,8$.

Ширина центрального колеса и сателлита g :

$$b_1 = \Psi_{bd} d_a.$$

Величина b_1 округляется до целого числа.

Ориентировочное значение межосевого расстояния:

$$a_w = \frac{d_a (i_{ag} + 1)}{2}.$$

Ориентировочные значения диаметров сателлитов:

$$d_g = d_a i_{ag},$$

$$d_f = \frac{2a_w}{i_{fb} - 1}.$$

Ширина корончатого колеса из условия контактной прочности:

$$b_2 = 77 \sqrt[3]{\frac{T_{gb} K_H (i_{gb} - 1)}{[\sigma_H]_{gb}^2 d_g^2 i_{gb}}}.$$

Ширина корончатого колеса и сателлита f из условия контактной прочности:

$$b_2 = 77^3 \frac{T_{fb} K_H (i_{fb} - 1)}{[\sigma_H]_{fb}^2 d_f^2 i_{fb}}.$$

Значение b_2 округляется до целого числа.

Модуль передачи из условия изгибной прочности:

$$m_1 = \frac{2T_{ag} K_F Y_F}{d_a b_1 [\sigma_F]} \text{ — для ступеней } a - g, g - b;$$

$$m_2 = \frac{2T_{fb} K_F Y_F}{d_f b_2 [\sigma_F]} \text{ — для ступени } f - b,$$

где K_F — коэффициент нагрузки по напряжениям изгиба; Y_F — коэффициент формы зуба.

При проектировочном расчёте рекомендуется принимать $K_F = 1,1 \dots 1,3$ и $Y_F = 3,8 \dots 4,2$. В качестве допускаемого напряжения изгиба $[\sigma_F]$ принимается меньшее из двух значений для сателлита и колеса.

Значение модуля округляется до стандартного по табл. 4. По технологическим требованиям значение модуля следует принимать не менее минимального, т.е. $m \geq m_{\min}$. При цементации и азотировании $m_{\min} = 2,5$ мм [2, 3].

Таблица 4. Стандартные значения модуля цилиндрических передач

Ряд	Модуль, мм									
1	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
2	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22

1.4. Подбор чисел зубьев

Числа зубьев центрального колеса и сателлита f :

$$z_a = \frac{d_a}{m_1};$$

$$z_f = \frac{d_f}{m_2}.$$

Рассчитанные значения чисел зубьев необходимо округлить до целых чисел с учётом технологического требования $z \geq 12$.

Числа зубьев сателлита g и корончатого колеса:

$$z_g = z_a i_{ag};$$

$$z_b = z_g i_{gb};$$

$$z_b = z_f i_{fb}.$$

Полученные значения округляются до целых чисел.

Условие сборки передачи проверяется отношениями

$$\frac{z_a + z_b}{a_c} = N \text{ – при одновенцовом сателлите;}$$

$$\frac{z_a z_f + z_g z_b}{a_c k} = N \text{ – при двухвенцовом сателлите,}$$

где k – общий множитель для z_g и z_f .

Если не получено N – целое число, то корректируют значения чисел зубьев z_a , z_g , z_f и z_b . Не рекомендуется назначать числа зубьев z_a и z_b кратными числу сателлитов по условиям вибрационной прочности.

После подбора чисел зубьев уточняются передаточные отношения, приравнивая их к передаточным числам:

$$i_{ag} = u_{ag} = \frac{z_g}{z_a} - \text{для ступени } a - g ;$$

$$i_{gb} = u_{gb} = \frac{z_b}{z_g} - \text{для ступени } g - b ;$$

$$i_{fb} = u_{fb} = \frac{z_b}{z_f} - \text{для ступени } f - b ;$$

$$i_{\text{пл}} = u_{\text{пл}} = \frac{z_b}{z_a} + 1 - \text{для передачи с одновенцовым сателлитом};$$

$$i_{\text{пл}} = u_{\text{пл}} = \frac{z_g z_b}{z_a z_f} + 1 - \text{для передачи с двухвенцовым сателлитом}.$$

Если фактическое передаточное отношение планетарной передачи отличается от исходного более чем на 5%, то рекомендуется изменить числа зубьев. Если при этом не удаётся уложиться в 5%, то необходимо уточнить частоты вращения:

$$n_h = \frac{n_a}{i_{\text{пл}}};$$

$$n_a^h = n_a - n_h;$$

$$n_g^h = n_f^h = \frac{n_a^h}{i_{ag}};$$

$$n_b^h = n_h.$$

1.5. Геометрический расчёт передачи

Делительные межосевые расстояния:

$$a_1 = \frac{m_1(z_a + z_g)}{2};$$

$$a_2 = \frac{m_2(z_b - z_f)}{2}.$$

Из полученных значений выбирается большее. Фактическое значение межосевого расстояния a_w рекомендуется округлять до целого числа.

Углы зацепления в градусах:

$$\alpha_{w1} = \arccos\left(\frac{a_1 \cos \alpha}{a_w}\right) - \text{для ступени } a - g ;$$

$$\alpha_{w2} = \arccos\left(\frac{a_2 \cos \alpha}{a_w}\right) - \text{для ступени } f - b ,$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол профиля эвольвентного зацепления.

Требуемое значение коэффициента суммы смещений:

$$x_{\Sigma 1} = \frac{z_a + z_g}{2 \operatorname{tg} \alpha} (\operatorname{inv} \alpha_{w1} - \operatorname{inv} \alpha) - \text{для ступени } a - g ;$$

$$x_{\Sigma 2} = \frac{z_b - z_f}{2 \operatorname{tg} \alpha} (\operatorname{inv} \alpha_{w2} - \operatorname{inv} \alpha) - \text{для ступени } f - b .$$

Значения эвольвентной функции определяется по формуле

$$\operatorname{inv} \alpha_i = \operatorname{tg} \alpha_i - \alpha_i .$$

Определяются минимально необходимые по условиям отсутствия подрезания зубьев коэффициенты смещения:

$$x_{a \min} = 1 - \frac{z_a \sin^2 \alpha}{2} ;$$

$$x_{g \min} = 1 - \frac{z_g \sin^2 \alpha}{2} ;$$

$$x_{f \min} = 1 - \frac{z_f \sin^2 \alpha}{2} ;$$

$$x_{b \min} = 1 - \frac{z_b \sin^2 \alpha}{2} .$$

Назначаются коэффициенты смещения из условий:

$$x_a \geq \frac{x_{\Sigma 1}}{2} \text{ и } x_a \geq x_{a \min} ;$$

$$x_g = x_{\Sigma 1} - x_a ;$$

$$x_f \geq \frac{x_{\Sigma 2}}{2} \text{ и } x_f \geq x_{f \min} ;$$

$$x_b = x_{\Sigma 2} + x_f .$$

Определяются коэффициенты воспринимаемого смещения:

$$y_1 = \frac{a_w - a_1}{m_1} ;$$

$$y_2 = \frac{a_w - a_2}{m_2} .$$

Коэффициенты уравнительного смещения:

$$\Delta y_1 = x_{\Sigma 1} - y_1 ,$$

$$\Delta y_2 = x_{\Sigma 2} - y_2 .$$

Определяются диаметры зубчатых колёс:

- делительные диаметры:

$$d_a = m_1 z_a ;$$

$$d_g = m_1 z_g ;$$

$$d_f = m_2 z_f ;$$

$$d_b = m_2 z_b ;$$

- начальные диаметры:

$$d_{wa} = \frac{2a_w}{i_{ag} + 1} ;$$

$$d_{wg} = d_{wa} i_{ag} ;$$

$$d_{wf} = \frac{2a_w}{i_{fb} - 1} ;$$

$$d_{wb} = d_{wf} i_{fb} ;$$

$$d_{wb} = d_{wf} i_{fb} ;$$

- диаметры основных окружностей:

$$d_{ba} = d_a \cos \alpha ;$$

$$d_{bg} = d_g \cos \alpha ;$$

$$d_{bf} = d_f \cos \alpha ;$$

$$d_{bb} = d_b \cos \alpha ;$$

- диаметры вершин зубьев:

$$d_{aa} = d_a + 2m_1(1 + x_a - \Delta y_1) ;$$

$$d_{ag} = d_g + 2m_1(1 + x_g - \Delta y_1) ;$$

$$d_{af} = d_f + 2m_2(1 + x_f - \Delta y_2) ;$$

$$K_2 = 0,25 - 0,125x_b ;$$

$$d_{ab} = d_b - 2m_2(1 - x_b + \Delta y_2 - K_2) ;$$

- диаметры впадин зубьев:

$$d_{fa} = d_a - 2m_1(1,25 - x_a) ;$$

$$d_{fg} = d_g - 2m_1(1,25 - x_g) ;$$

$$d_{ff} = d_f - 2m_2(1,25 - x_f) ;$$

$$d_{fb} = d_b + 2m_2(1,25 + x_b) .$$

Углы при вершинах зубьев:

$$\alpha_{aa} = \arccos \left(\frac{d_{ba}}{d_{aa}} \right) ;$$

$$\alpha_{ag} = \arccos \left(\frac{d_{bg}}{d_{ag}} \right) ;$$

$$\alpha_{af} = \arccos \left(\frac{d_{bf}}{d_{af}} \right) ;$$

$$\alpha_{ab} = \arccos\left(\frac{d_{bb}}{d_{ab}}\right).$$

Коэффициенты торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha 1} = \frac{z_a \operatorname{tg} \alpha_{aa} + z_g \operatorname{tg} \alpha_{ag} - (z_g + z_a) \operatorname{tg} \alpha}{2\pi};$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \frac{z_f \operatorname{tg} \alpha_{af} - z_b \operatorname{tg} \alpha_{ab} + (z_b - z_f) \operatorname{tg} \alpha}{2\pi}.$$

1.6. Проверочный расчёт передачи

Проверку прочности выполняют для ступени $a - g$ и ступеней $g - b$, $f - b$ отдельно. Для проверки прочности уточняются коэффициенты нагрузки K_H и K_F по формулам

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu};$$

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu},$$

где $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении; $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по линии контакта при перекосах зубчатых колёс; $K_{H\nu}$ и $K_{F\nu}$ – коэффициенты, учитывающие динамические нагрузки.

Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$. Коэффициент $K_{F\alpha}$ определяется по эмпирической зависимости:

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11\sqrt{\varepsilon_\alpha}} + \frac{CT - 3}{6}.$$

При упрощенных расчётах принимают $K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_\beta$.

В зависимости от относительной ширины $\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_{wa}}$, $\Psi_{bd} = \frac{b_2}{d_{wf}}$

определяется начальный коэффициент концентрации (неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца) K_{β}^o по табл. 5.

Таблица 5. Значения начального коэффициента концентрации

Ψ_{bd}	Расположение опор относительно колёс		
	Симметрично	Несимметрично	Консольно
0,2	1	1,02	1,1
0,4	1,01	1,05	1,2
0,6	1,03	1,1	1,3
0,8	1,05	1,15	1,5

При термообработке азотирование и цементация зубья колёс не прирабатываются, поэтому эффективный коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца принимается $K_{\beta} = K_{\beta}^o$.

Также при расчётах принимают $K_{Hv} = K_{Fv} = K_v$. Значение коэффициента динамичности принимают в зависимости от степени точности и окружной скорости по табл. 6.

Таблица 6. Значения коэффициента динамичности

Степень точности	Окружная скорость V м/с						
	до 1	1...3	3...8	8...12	12...18	18...24	24...30
5	-	-	1	1,25	1,4	1,45	1,5
6	-	1	1,2	1,3	1,45	1,55	-
7	1	1,2	1,35	1,45	1,55	-	-

Окружная скорость в м/с на начальной окружности:

$$V = \frac{\pi d_{wa} n_a^h}{60000};$$

$$V = \frac{\pi d_{wf} n_f^h}{60000}.$$

После определения коэффициентов нагрузки вычисляются расчетные, контактные и изгибные напряжения по формулам

$$\sigma_{Hag} = 275 Z_{H1} Z_{\varepsilon 1} \sqrt{\frac{2T_{ag} K_H (i_{ag} + 1)}{d_{wa}^2 b_1 i_{ag}}};$$

$$\sigma_{Hgb} = 275 Z_{H2} Z_{\varepsilon 2} \sqrt{\frac{2T_{gb} K_H (i_{gb} - 1)}{d_{wg}^2 b_2 i_{gb}}};$$

$$\sigma_{Hfb} = 275 Z_{H2} Z_{\varepsilon 2} \sqrt{\frac{2T_{fb} K_H (i_{fb} - 1)}{d_{wf}^2 b_2 i_{fb}}};$$

$$\sigma_{Fa} = \frac{2T_{ag} K_F Y_{Fa}}{d_{wa} b_1 m_1};$$

$$\sigma_{Fg} = \frac{\sigma_{Fa} Y_{Fg}}{Y_{Fa}};$$

$$\sigma_{Fb} = \frac{2T_{gb} K_F Y_{Fb}}{d_{wg} b_2 m_1};$$

$$\sigma_{Ff} = \frac{2T_{fb} K_F Y_{Ff}}{d_{wf} b_2 m_2};$$

$$\sigma_{Fb} = \frac{\sigma_{Ff} Y_{Fb}}{Y_{Ff}},$$

где Z_{Hi} и $Z_{\varepsilon i}$ – коэффициенты, учитывающие геометрические характеристики и перекрытия в контакте; Y_{Fi} – коэффициенты формы зуба колёс.

Коэффициент, учитывающий геометрические характеристики для прямоугольной передачи, определяется по формуле

$$Z_{H_i} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2\alpha_{wi})}}.$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие:

$$Z_{\epsilon_i} = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_{wi}}{3}}.$$

Коэффициенты формы зуба определяются по табл. 7.

Таблица 7. Значения коэффициентов формы зуба

z	Значение Y_F при коэффициенте смещения x									
	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0	-0,1	-0,3
12	2,97	3,28	3,46	3,67	3,90	4,17	-	-	-	-
14	3,01	3,26	3,42	3,58	3,78	4,00	4,15	-	-	-
17	3,06	3,27	3,40	3,52	3,67	3,83	4,03	4,26	-	-
20	3,11	3,28	3,39	3,50	3,61	3,74	3,89	4,08	4,28	-
22	3,17	3,31	3,39	3,46	3,57	3,67	3,77	3,90	4,05	4,14
30	3,24	3,33	3,40	3,47	3,54	3,62	3,70	3,80	3,90	3,92
40	3,29	3,38	3,42	3,48	3,53	3,58	3,63	3,70	3,77	3,81
50	3,32	3,41	3,44	3,49	3,52	3,56	3,60	3,65	3,70	3,74
60	3,37	3,44	3,47	3,50	3,53	3,55	3,59	3,62	3,67	3,68
80	3,42	3,47	3,50	3,52	3,54	3,56	3,58	3,61	3,62	3,65
100	3,45	3,50	3,52	3,54	3,55	3,56	3,58	3,60	3,61	3,63
150	3,51	3,53	3,54	3,55	3,55	3,56	3,57	3,60	3,63	3,63
рейка								3,63		

Условия прочности передачи имеют вид

$$\sigma_{H_i} \leq [\sigma_H]_i \text{ — для каждой ступени } a - g, g - b, f - b;$$

$$\sigma_{F_i} \leq [\sigma_F]_i \text{ — для каждого колеса } a, g, f, b.$$

При невыполнении условий контактной прочности необходимо увеличить ширину зуба по соотношению

$$b_i = b_i \left(\frac{\sigma_{Hi}}{[\sigma_H]_i} \right)^2.$$

При невыполнении условий изгибной прочности необходимо увеличить ширину зуба по соотношению

$$b_i = b_i \frac{\sigma_{Fi}}{[\sigma_F]_i}.$$

Если условия прочности выполняются, определяются относительные недогрузки по контактным и изгибным напряжениям:

$$e_{Hi} = \frac{[\sigma_H]_i - \sigma_{Hi}}{[\sigma_H]_i};$$

$$e_{Fi} = \frac{[\sigma_F]_i - \sigma_{Fi}}{[\sigma_F]_i}.$$

Если все значения недогрузок превышают 0,05, рекомендуется уменьшить ширину зуба. При изменении ширины зуба, необходимо повторить расчёты, уточнив значения коэффициентов $\Psi_{bd}, K_\beta, K_H, K_F$ и напряжений σ_{Hi} и σ_{Fi} .

2. РАЗРАБОТКА ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА

2.1. Эскизная компоновка

Эскизная компоновка выполняется с целью предварительного определения взаимного расположения деталей. Для этого необходимо, помимо размеров зубчатых колес, определить диаметры валов и осей и подобрать подшипники качения.

Ориентировочные значения диаметров валов [7]:

$$d_j = \sqrt[3]{\frac{T_j}{0,2[\tau_{кр}](1-\beta^4)}},$$

где T_j – передаваемый валом крутящий момент, Н·мм;
 $\beta = 0,7 \dots 0,9$ – коэффициент пустотелости вала; $[\tau_{кр}]$ –
допускаемое напряжение, МПа, значение которого рекомендуется
принимать равными 50...90 МПа. Меньшие значения – для
выходного вала. Для входного вала диаметр рассчитывается по
крутящему моменту T_a , для выходного – диаметр рассчитывается
по крутящему моменту, определяемому по формуле

$$T_{\text{вых}} = T_a i_{\text{пл}} \eta_{\text{пл}},$$

где $\eta_{\text{пл}}$ – коэффициент полезного действия редуктора.

Коэффициент полезного действия передач $2k - h$ определяется
по формуле

$$\eta_{\text{пл}} = 1 - \left(1 - \frac{1}{i_{\text{пл}}}\right) (1 - \eta_{\text{ц}}^2).$$

Диаметры валов округляются до значения посадочного
диаметра стандартного подшипника.

Центральные шестерни передач должны быть
самоустанавливающимися, в связи с этим они устанавливаются на
валы на эвольвентные шлицы по посадке с зазором. Для этого
необходимо обеспечить условие

$$d_f > 1,3d_j,$$

где d_j – посадочный диаметр вала в месте установки шестерни, мм;

d_f – диаметр впадин зубьев шестерни, мм.

Если приведенные требования не выполняются, необходимо
увеличить размеры шестерён и пересчитать все размеры передачи.

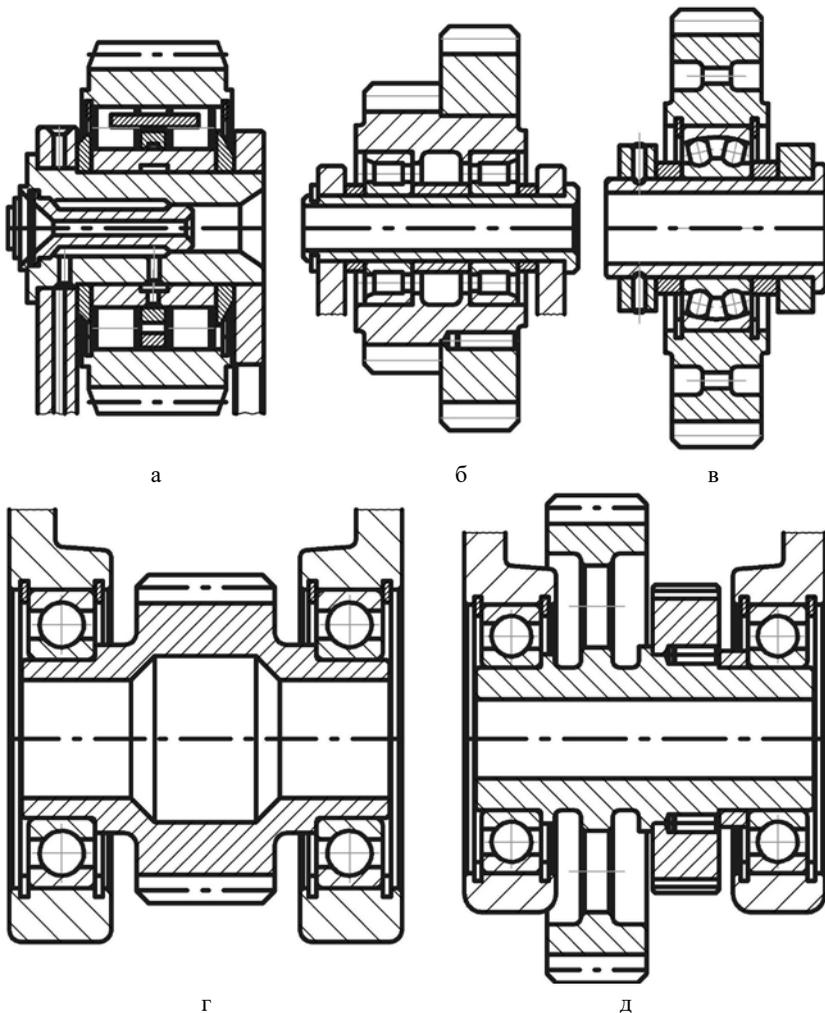


Рис. 6. Установка подшипников сателлитов

Диаметр оси сателлита можно предварительно принять 20...50 мм и подобрать подшипник по принятому значению. В опорах сателлитов подшипники могут устанавливаться внутри сателлита, как показано на рис. б, а, б, в. В этом случае диаметр оси определится посадочным диаметром внутреннего кольца

подшипника. Сначала необходимо подобрать подшипник по наружному диаметру из условия

$$d_{\text{нар}} \leq d_f - (4,4...5)m,$$

где $d_{\text{нар}}$ – посадочный диаметр наружного кольца подшипника, мм;
 d_f – диаметр впадин зубьев сателлита, мм; m – модуль зацепления, мм.

Если невозможно установить подшипники внутри сателлитов, то они устанавливаются в щеках водила, как показано на рис. б, г, д.

После определения диаметров валов и осей выполняется подбор подшипников. В редукторах вертолётов и газотурбинных двигателей применяются преимущественно подшипники лёгких и особо лёгких серий. Размеры и характеристики подшипников определяются по [8, 9].

Далее выполняется эскизная компоновка планетарной передачи редуктора в масштабе.

В редукторе цилиндрические зубчатые колёса изображаются по начальным диаметрам d_{wi} . Колесо изображается шириной b_i , шестерня – $b_i + (1...2)$ мм.

Зазоры между контурами внутренних поверхностей корпуса редуктора и зубчатыми колёсами рекомендуется назначать по формуле [5, 6]:

$$c_{\text{ст}} \geq \sqrt[3]{L} + (2...3)m,$$

где L – габаритный размер передачи, мм; m – модуль зацепления, мм.

В некоторых случаях шестерня или колесо располагаются консольно относительно опор. Расстояние между подшипниками рекомендуется принимать:

$$l_2 = (2...2,5)l_1,$$

где l_1 – расстояние от середины зуба шестерни до середины опоры, мм;
 l_2 – расстояние между опорами, мм.

Примеры эскизных компоновок представлены на рис. 7, 8.

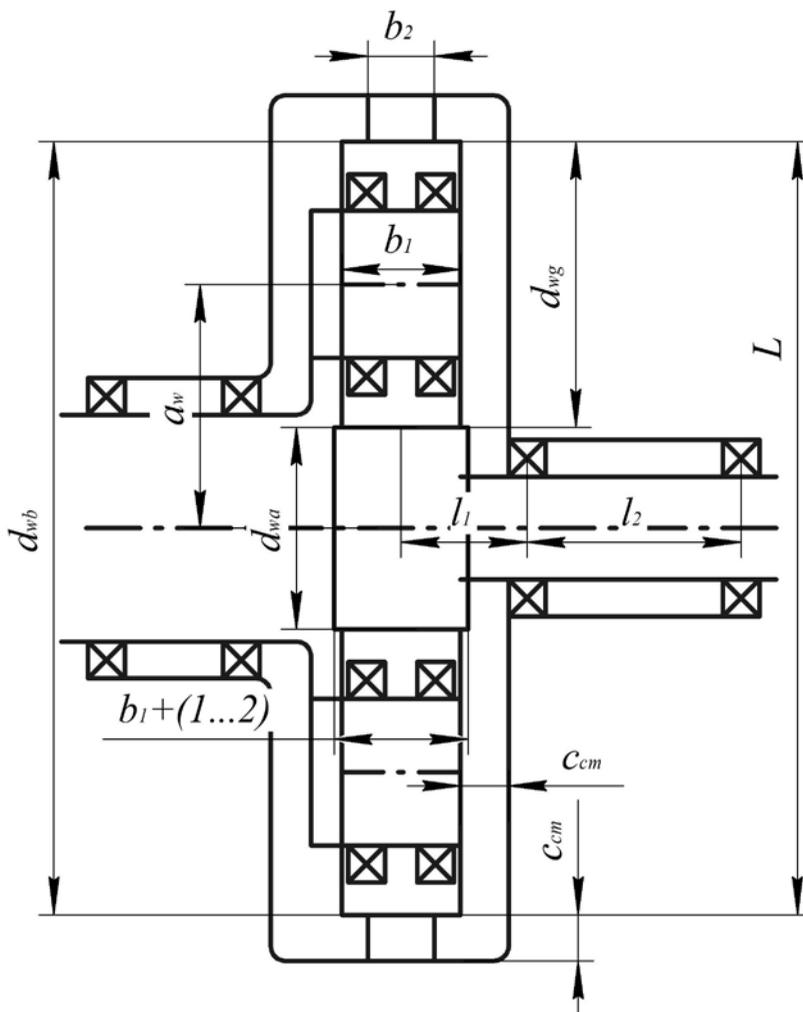


Рис. 7. Эскизная компоновка передачи с однозвеновыми сателлитами

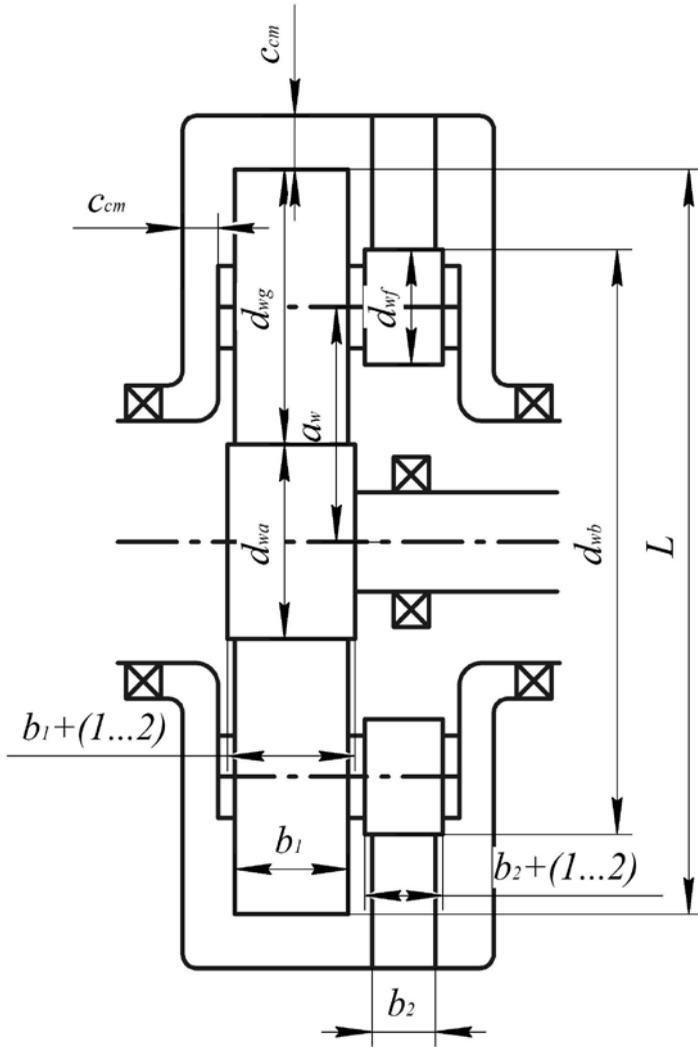


Рис. 8. Эскизная компоновка передачи с двухвенцовыми сателлитами

2.2. Расчёт подшипниковых опор

После построения компоновочного чертежа строятся расчётные схемы валов, осей и определяются радиальные нагрузки

на подшипники – реакции в опорах [10]. Радиальная нагрузка на подшипник определяется по формуле

$$R = \sqrt{R_{\Gamma}^2 + R_{\text{В}}^2},$$

где R_{Γ} и $R_{\text{В}}$ – горизонтальная и вертикальная составляющие реакции в опоре, Н.

В опорах выходных валов могут устанавливаться комбинированные опоры – радиальные и упорные. В этом случае принимается, что осевые нагрузки воспринимаются упорными подшипниками, а радиальные реакции – радиальными.

Расчёт долговечности подшипников производится по формулам

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad \text{– для шариковых подшипников;}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{3,33} \quad \text{– для роликовых подшипников,}$$

где C – динамическая грузоподъёмность подшипника, Н, определяемая по [8, 9]; P – приведенная динамическая нагрузка, Н; n – частота вращения вала, об/мин.

Приведенная динамическая нагрузка определяется в зависимости от типа подшипника, как показано в [10].

Условием работоспособности подшипников является:

$$L_h \geq t_h S_L,$$

где S_L – запас долговечности. Для авиационных редукторов рекомендуется $S_L = 2...3$.

Для подшипников выходного вала проверяется запас статической прочности по условию

$$\frac{C_0}{P_0} \geq S_0,$$

где C_0 – статическая грузоподъёмность подшипника, Н, определяемая по [8, 9]; P_0 – приведенная статическая нагрузка, Н; S_0 – запас по статической грузоподъёмности.

Для авиационных редукторов рекомендуется $S_0=1,5...2$.

При необеспечении условий работы подшипников необходимо: замена подшипников или их взаимное расположение. Возможно применение различных мероприятий, повышающих долговечность подшипников – улучшение качества и точности изготовления, обеспечение условий подвода и отвода смазки и т.д., подробнее в [10].

2.3. Конструирование зубчатых колёс

Примеры конструкций и основные рекомендации по определению размеров зубчатых колёс авиационных редукторов приведены в [11, 12, 13]. У цилиндрических передач с внешним зацеплением для выравнивания жёсткости по ширине колеса зубчатый венец рекомендуется выполнять с рёбрами жёсткости, как показано на рис. 9. При этом принимаются: высота ребра жёсткости $\delta' = (1,4...1,6)t$; толщина обода $\delta'' = (2,2...2,5)t$; ширина ребра жёсткости $S \geq \delta'$; толщина диска принимается равной $P = (0,12...0,20)b$.

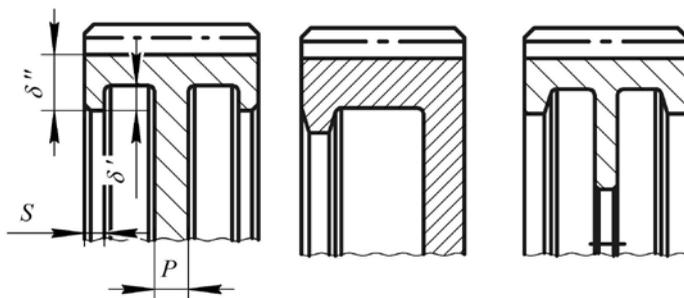


Рис. 9. Способы увеличения жёсткости венца зубчатого колеса

Варианты конструкций центральных колёс представлены на рис. 10, корончатых колёс – на рис. 11.

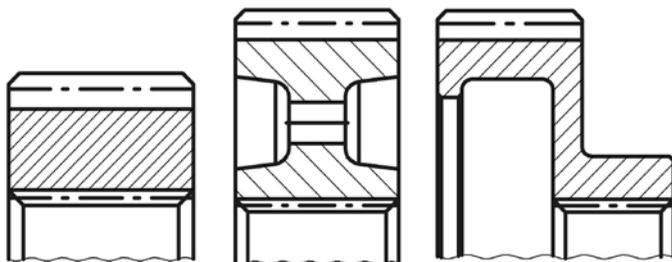


Рис. 10. Варианты конструкций центральных колёс

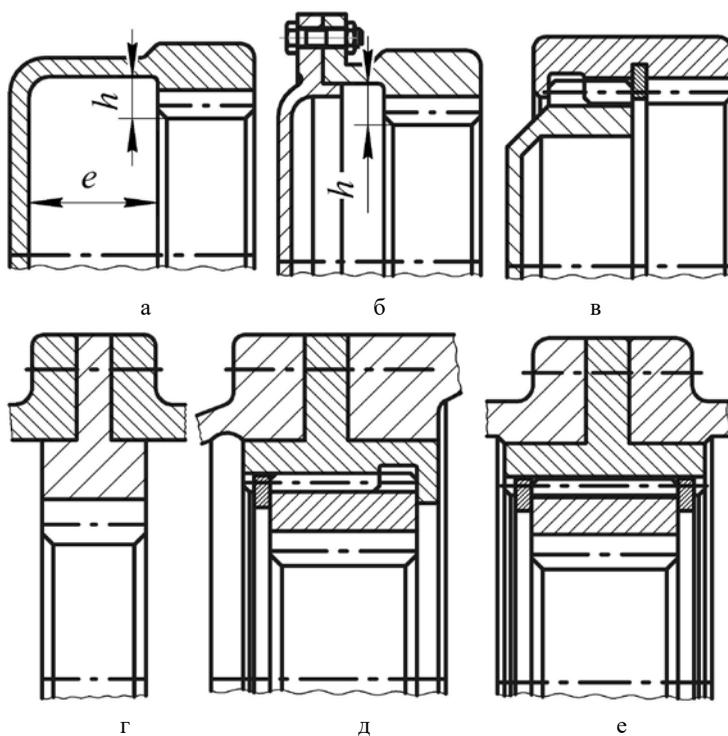


Рис. 11. Варианты конструкций корончатых колёс

Конструкцию (рис. 11, а) целесообразно применять только для нешлифуемых зубчатых колёс с термообработкой азотирование и окончательной механической обработкой поверхностей зубьев – хонингование. При шлифовании зубьев существенно увеличиваются осевые размеры колеса из-за необходимости увеличивать размер канавки e (табл. 8). Для зубчатых колёс с термообработкой цементация и окончательной механической обработкой – шлифование, рекомендуется применять конструкции, приведенные на рис. 11, б-е. Глубину канавки во всех случаях рекомендуется принимать равной $h = 2,5m$. На рис. 11, в, д, е показаны конструкции плавающих центральных колёс.

Таблица 8. Размеры канавки между зубьями и диском колеса

Окончательная обработка	m , мм	2,5...4	4,5...5	5,5...6,5	7...9	10
хонингование	e ,	6	7	8	9	10
шлифование	мм	45	58	61	76	82

Конструкции сателлитов представлены на рис. 6. Для уменьшения осевых размеров двухрядные сателлиты целесообразно выполнять составными, как показано на рис. 12, а. При этом, шестерню большего диаметра следует устанавливать на ступицу шестерни меньшего диаметра, по посадке с натягом. Кроме того, для передачи крутящего момента необходимо установить в соединении деталей цилиндрические шпонки. Шестерню меньшего диаметра в таком узле для исключения задевания при работе зубьев необходимо выполнять на 2...4 мм шире расчётной ширины зуба соответствующей передачи. На рис. 12, б передача крутящего момента осуществляется при помощи нестандартных шлицевых соединений, образованных путем срезания головки зуба сателлита меньшего диаметра.

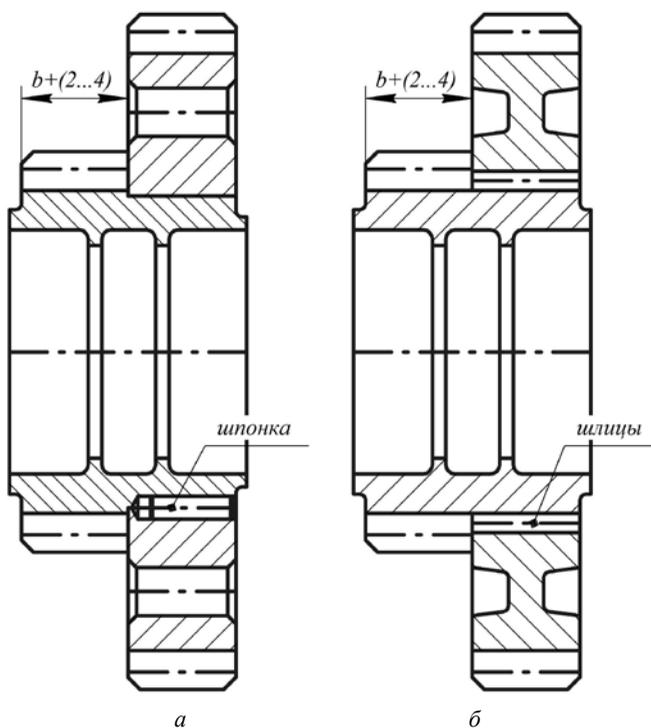


Рис. 12. Конструкция двухрядного сателлита

В некоторых случаях возможно применение составных зубчатых колёс по технологическим или технико-экономическим соображениям. Наибольшее применение находят фланцевые соединения дисков и зубчатых венцов колёс (рис. 13). В этом случае в конструкции должны быть предусмотрены центрирующие пояски. Передача крутящего момента осуществляется силами трения между фланцами либо с помощью призонных болтов или втулок, работающих на срез. Более подробная информация о фланцевых соединениях представлена в [14].

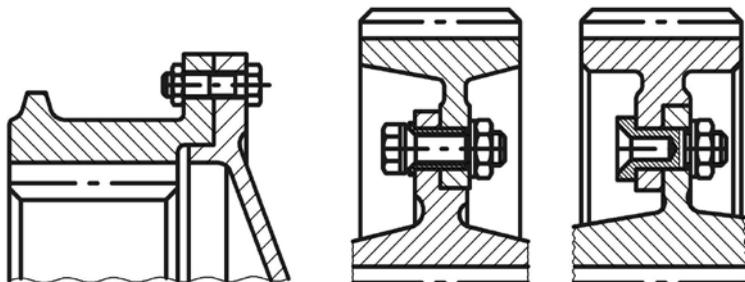


Рис. 13 Фланцевое соединение зубчатых венцов и дисков

2.4. Проверка прочности валов и осей

После разработки конструкций зубчатых колёс разрабатываются конструкции валов, осей и соединений их с шестернями и подшипниками. Основные рекомендации по конструкциям валов, осей и соединений приведены в [10, 12]. Необходимо отметить, что основным видом соединения валов и зубчатых колёс в редукторах является эвольвентное шлицевое соединение. При этом центральные шестерни планетарных ступеней – солнечное и корончатое колёса должны быть самоустанавливающиеся. В связи с этим для этих колёс рекомендуется посадка по боковым поверхностям шлицев с зазором и не допускается затяжка гайками.

Проверка прочности валов и осей редуктора выполняется после разработки их конструкции, креплений зубчатых колёс и подшипников. Строятся эпюры действующих на вал изгибающих и крутящих моментов. Затем, как показано для примера на рисунке 14, выбирают опасные сечения для расчетов – это с максимальными значениями моментов (Б-Б), с минимальными размерами (А-А) и с концентраторами напряжений (В-В). В опасных сечениях вычисляются напряжения изгиба $\sigma_{и}$, растяжения σ_p и кручения $\tau_{кр}$. Принимаются амплитудные нормальные

напряжения $\sigma_a = \sigma_n$, средние нормальные напряжения $\sigma_m = \sigma_p$, амплитудные и средние касательные напряжения $\tau_a = \tau_m = 0,5\tau_{кр}$. Напряжения сжатия не учитываются.

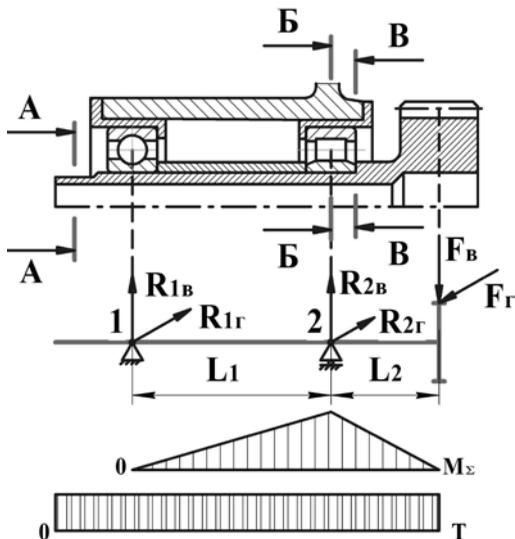


Рис. 14. Расчётная схема вала и эпюры моментов

В опасных сечениях определяются запасы прочности:

$$\text{- по нормальным напряжениям } S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m};$$

$$\text{- по касательным напряжениям } S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материалов валов по нормальным и касательным напряжениям, $K_{\sigma d}$ и $K_{\tau d}$ – коэффициенты концентрации напряжений, ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты чувствительности к асимметрии циклов изменения напряжений, значения которых определяются по [10].

Условие прочности для каждого сечения имеет вид

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S].$$

Допускаемое значение запаса прочности принимается $[S] = 1,5 \dots 2,5$. При недостаточном запасе прочности необходимо рассмотреть возможность уменьшения $K_{\sigma d}$ и $K_{\tau d}$ применением различных технологических приёмов упрочнения поверхности – повышение чистоты поверхности, термообработка и поверхностное упрочнение. При невозможности уменьшения $K_{\sigma d}$ и $K_{\tau d}$ необходимо увеличить диаметр вала, пересмотреть конструкцию вала, изменить материал, изменить при необходимости размеры подшипников и повторить расчёты ресурса подшипников и запасов прочности.

При обеспечении требуемой прочности валов выполняется проверка прочности фланцевых и резьбовых соединений по [14], прочности и износостойкости шлицевых соединений по [10].

2.5. Проверка прочности шлицевых соединений

Методика расчёта шлицевых соединений приведена в [10]. Все шлицевые соединения проверяются на смятие боковых поверхностей по выражению $\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$. Подвижные шлицевые соединения самоустанавливающихся центральных колёс проверяются на смятие и на изнашивание по выражению $\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{изн}}]$.

Напряжения смятия боковых поверхностей:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2TK_{\text{д}}}{0,8d_m^2 l},$$

где T – передаваемый крутящий момент, Н·мм; K_d – коэффициент динамичности; d_m – средний диаметр, мм; l – расчётная длина шлицевого соединения, мм.

Средний диаметр соединения:

$$d_m = mz,$$

где m – модуль, мм, z – число зубьев (шлицов) соединения.

Стандартные значения модуля и чисел зубьев рекомендуется выбирать по [10] в зависимости от наружного диаметра D шлицевого вала.

Допускаемые напряжения смятия:

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{SK_d K_z K_{пр}}.$$

При расчёте следует принимать меньшее из двух значений предела текучести σ_T для вала и ступицы установленной детали. Запас прочности следует принимать равным $S = 1,25 \dots 1,4$. Коэффициент динамической нагрузки для редукторов рекомендуется принимать равным $K_d = 1,1 \dots 1,3$.

Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки между зубьями K_z и давления по длине шлицев $K_{пр}$ следует принимать в зависимости от наличия радиальной нагрузки и опрокидывающего момента в соединении по [10].

При проверке износостойкости шлицев входного вала допускаемое по изнашиванию напряжение следует принять:

- $[\sigma_{изн}] = 26 \dots 60$ МПа – при термообработке улучшение;
- $[\sigma_{изн}] = 36 \dots 75$ МПа – при закалке.

Подробнее об определении допускаемых напряжений по изнашиванию в [10].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Планетарные передачи: справочник / под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение; Ленингр. отд-ние, 1977. – 536 с.
2. Расчёт на прочность цилиндрической зубчатой передачи на ЭВМ: метод. указания / Е.П. Жильников, А.Н. Тихонов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 1996. – 24 с.
3. Расчёт на прочность планетарных передач на ЭВМ: метод. указания / Е.П. Жильников, А.М. Циприн, С.И. Шубин, А.Н. Тихонов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 1993. – 20 с.
4. Основы расчёта и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов: учеб. пособие для вузов / Н.А. Алексеев, А.А. Бонч-Осмоловский, В.В. Волгин [и др.]; под общ. ред. В.Н. Кестельмана, Г.И. Рощина. – М.: Машиностроение, 1989. – 456 с.
5. Курсовое проектирование по деталям машин для авиационных специальностей: метод. указания к курсовому проектированию / Е.П. Жильников, Б.М. Силаев, В.П. Тукмаков. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 32 с.
6. Дунаев, П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Машиностроение, 2004. – 560с.
7. Жильников, Е.П. Детали машин: конспект лекций для студентов факультета ИВТ / Е.П. Жильников, А.Н. Тихонов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 256 с.
8. Каталог – 2012. Дивизион специальных подшипников. – Самара: Изд-во ОАО «ЕПК Самара», 2012. – 54 с.

9. Черменский, О.Н. Подшипники качения: справочник-каталог / О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.

10. Балякин, В.Б. Расчёт и проектирование валов, осей и опор качения авиационных редукторов: учеб. пособие / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников. – Самара: Издательство СГАУ, 2007. – 72 с.

11. Механические передачи вертолётов / Л.Б. Бушмарин, П.П. Дементьев, Г.И. Иоффе [и др.]; под ред. В.Н. Кестельмана. – М.: Машиностроение, 1983. – 120 с.

12. Силаев, Б.М. Расчёт и конструирование деталей авиационных механических передач: учеб.-справочное пособие / Б.М. Силаев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 150 с.

13. Михайлов, Ю.Б. Конструирование зубчатых колёс механизмов летательных аппаратов: учеб. пособие / Ю.Б. Михайлов. – М.: Изд-во МАИ, 2002. – 60 с.

14. Фланцевые соединения авиационных конструкций. Расчёт и конструирование: метод. указания / Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков. – Самара: Самар. ун-т, 2017. – 34 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

РАСЧЁТ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА ТУРБОСТАРТЁРА

Схема редуктора приведена на рис. П1. Редуктор представляет собой планетарную передачу с одновенцовыми сателлитами.

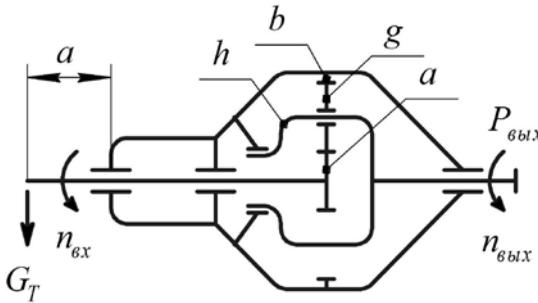


Рис. П1. Кинематическая схема редуктора

Исходными данными для расчёта являются:

- мощность на выходе $P_{\text{вых}} = 150$ кВт;
- частота вращения на выходе $n_{\text{вых}} = 2750$ об/мин;
- передаточное отношение редуктора $i_p = 6$;
- число циклов включения стартёра $N_{\text{цик}} = 1100$;
- время работы при каждом включении $t_{hN} = 0,028$ ч.

Режим работы передачи приведен в табл. П1.

Таблица П1. Характеристика режима работы

$\frac{T_1}{T}$	$\frac{T_2}{T}$	$\frac{T_3}{T}$	$\frac{n_1}{n}$	$\frac{n_2}{n}$	$\frac{n_3}{n}$	$\frac{t_{h1}}{t_h}$	$\frac{t_{h2}}{t_h}$	$\frac{t_{h3}}{t_h}$
1	0,9	0,83	1	1,12	1,2	0,65	0,2	0,15

1. Кинематический и энергетический расчёт передачи

Общая продолжительность работы передачи:

$$t_h = t_{hN} N_{\text{шт}} = 0,028 \cdot 1100 = 30,8 \text{ ч.}$$

Частота вращения входного вала будет равна:

$$n_{\text{вх}} = n_{\text{вых}} i_p = 2750 \cdot 6 = 16500 \text{ об/мин.}$$

Определяются передаточные отношения ступеней и частоты вращения колёс в обращённом движении (при остановленном водиле). Обозначим: $i_{\text{пл}} = i_p$, $n_a = n_{\text{вх}}$ и $n_h = n_{\text{вых}}$.

Передаточное отношение ступени $a - g$:

$$i_{ag} = \frac{i_{\text{пл}}}{2} - 1 = \frac{6}{2} - 1 = 2.$$

Передаточное отношение ступени $g - b$:

$$i_{gb} = \frac{i_{\text{пл}} - 1}{i_{ag}} = \frac{6 - 1}{2} = 2,5.$$

Частоты вращения колёс в обращённом движении:

$$n_a^h = n_a - n_h = 16500 - 2750 = 13750 \text{ об/мин;}$$

$$n_g^h = \frac{n_a^h}{i_{ag}} = \frac{13750}{2} = 6875 \text{ об/мин;}$$

$$n_b^h = n_h = 2750 \text{ об/мин.}$$

Максимально допустимое значение числа сателлитов из условия соседства:

$$a'_c \leq \frac{0,9\pi}{\arcsin\left(\frac{i_{\text{пл}} - 2}{i_{\text{пл}}}\right)} = \frac{0,9 \cdot 3,14}{\arcsin\left(\frac{6 - 2}{6}\right)} = 3,87.$$

Принимаем целое число $a_c = 3$.

Коэффициент полезного действия планетарного редуктора:

$$\eta_{\text{пл}} = 1 - \left(1 - \frac{1}{i_{\text{пл}}}\right) (1 - \eta_{\text{ц}}^2).$$

Принимая КПД цилиндрической передачи 6-ой степени точности ($CT = 6$) $\eta_{\text{ц}} = 0,99$, получим

$$\eta_{\text{пл}} = 1 - \left(1 - \frac{1}{6}\right) (1 - 0,99^2) = 0,9834.$$

Мощность на входном валу будет равна

$$P_a = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{пл}}} = \frac{150}{0,9834} = 152,53 \text{ кВт.}$$

Крутящий момент на входном валу:

$$T_a = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_a}{n_a} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{152,53}{16500} = 88280 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

По табл. 2 для двух плавающих центральных колёс принимаем коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами $K_{\text{нпр}} = 1$. Расчётное значение крутящего момента для ступени $a - g$:

$$T_{ag} = \frac{T_a K_{\text{нпр}}}{a_c} = \frac{88280 \cdot 1}{3} = 29420 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Расчётное значение крутящего момента для ступени $g - b$:

$$T_{gb} = T_{ag} i_{ag} \eta_{\text{ц}} = 29420 \cdot 2 \cdot 0,99 = 58250 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

2. Определение допускаемых напряжений

Материалом для изготовления зубчатых колёс по табл. 3 принимаем легированную сталь 12Х2Н4А с химико-термической обработкой цементация. Основными характеристиками материалов будут: твёрдость зубьев на поверхности $HRC 58...63$, в сердцевине – $HRCc 33...40$. Принимаем для расчёта среднее значение $HRC = 60$.

Базовые разрушающие напряжения при расчётах на контактную прочность:

$$\sigma_{Hlimb} = 23HRC = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа.}$$

По рис. 5 твёрдость поверхности по шкале Бринелля будет равна $HB = 600$. Тогда, базовое число циклов:

$$N_{H0} = 30HB^{2.4} = 30 \cdot 600^{2.4} = 13,9 \cdot 10^7.$$

С учётом ограничений принимаем $N_{H0} = 12 \cdot 10^7$.

Коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям при переменном режиме нагружения:

$$K_{HE} = \sum_1^M \left(\left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \frac{n_i t_{hi}}{n t_h} \right) =$$

$$= 1^3 \cdot 1 \cdot 0,65 + 0,9^3 \cdot 1,12 \cdot 0,2 + 0,83^3 \cdot 1,2 \cdot 0,15 = 0,9162.$$

Число контактов за один оборот $C_a = C_b = a_c = 3$ – для центрального и корончатого колёс, $C_g = 1$ – для сателлитов.

Эквивалентные числа циклов перемены контактных напряжений:

$$- N_{HEa} = 60C_a n_a^h t_h K_{HE} = 60 \cdot 3 \cdot 13750 \cdot 30,8 \cdot 0,9162 = 6,984 \cdot 10^7 \text{ – для центрального колеса;}$$

$$- N_{HEg} = 60C_g n_g^h t_h K_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 6875 \cdot 30,8 \cdot 0,9162 = 1,164 \cdot 10^7 \text{ – для сателлитов;}$$

$$- N_{HEb} = 60C_b n_b^h t_h K_{HE} = 60 \cdot 3 \cdot 2750 \cdot 30,8 \cdot 0,9162 = 1,397 \cdot 10^7 \text{ – для корончатого колеса.}$$

Коэффициенты долговечности по контактным напряжениям:

$$- K_{HLa} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HEa}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{6,984 \cdot 10^7}} = 1,094 \text{ – для центрального колеса;}$$

$$- K_{HLg} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HEg}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{1,164 \cdot 10^7}} = 1,475 \text{ – для сателлитов;}$$

$$- K_{HLb} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HEb}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{1,397 \cdot 10^7}} = 1,431 \text{ – для корончатого колеса.}$$

Принимая запас прочности по контактным напряжениям $S_H = 1,2$, определим допускаемые контактные напряжения:

$$- [\sigma_H]_a = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b}}{S_H} K_{HLa} = \frac{1380}{1,2} 1,094 = 1258 \text{ МПа – для центрального}$$

колеса;

$$- [\sigma_H]_g = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b}}{S_H} K_{HLg} = \frac{1380}{1,2} 1,475 = 1696 \text{ МПа – для сателлитов;}$$

$$- [\sigma_H]_b = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b}}{S_H} K_{HLb} = \frac{1380}{1,2} 1,431 = 1646 \text{ МПа – для корончатого}$$

колеса.

Принимаем для ступени $a - g$ $[\sigma_H]_{ag} = [\sigma_H]_a = 1258$ МПа, для ступени $g - b$ $[\sigma_H]_{gb} = [\sigma_H]_b = 1646$ МПа.

Базовые разрушающие напряжения при расчётах на изгибную прочность принимаем $\sigma_{F \text{ lim } b} = 800$ МПа.

Коэффициент эквивалентности по напряжениям изгиба при переменном режиме нагружения:

$$K_{FE} = \sum_1^M \left(\left(\frac{T_i}{T} \right)^9 \frac{n_i t_{hi}}{n t_h} \right) =$$

$$= 1^9 \cdot 1 \cdot 0,65 + 0,9^9 \cdot 1,12 \cdot 0,2 + 0,83^9 \cdot 1,2 \cdot 0,15 = 0,7704.$$

Эквивалентные числа циклов перемены изгибных напряжений:

$$- N_{FEa} = 60 C_a n_a^h t_h K_{FE} = 60 \cdot 3 \cdot 13750 \cdot 30,8 \cdot 0,7704 = 58,7 \cdot 10^6 \text{ – для}$$

центрального колеса;

$$- N_{FEg} = 60 C_g n_g^h t_h K_{FE} = 60 \cdot 1 \cdot 6875 \cdot 30,8 \cdot 0,7704 = 9,8 \cdot 10^6 \text{ – для}$$

сателлитов;

- $N_{FEb} = 60C_b n_b^h t_h K_{FE} = 60 \cdot 3 \cdot 2750 \cdot 30,8 \cdot 0,7704 = 11,7 \cdot 10^6$ – для корончатого колеса.

Так как числа циклов больше базового $N_{Fi} > N_{F0}$, то все коэффициенты долговечности по изгибным напряжениям принимаются равными $K_{FLa} = K_{FLg} = K_{FLb} = 1$.

Коэффициент, учитывающий влияния реверсивного нагружения передачи, принимаем $K_{FC} = 1$ – для центрального и корончатого колёс и $K_{FCg} = 0,8$ – для сателлитов.

Запас прочности по изгибным напряжениям принимаем равным $S_F = 2$.

Допускаемые напряжения изгиба:

- $[\sigma_F]_a = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{FLa} K_{FC} = \frac{800}{2} \cdot 1 \cdot 1 = 400$ МПа – для центрального колеса;

- $[\sigma_F]_g = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{HLg} K_{FCg} = \frac{800}{2} \cdot 1 \cdot 0,8 = 320$ МПа – для сателлитов;

- $[\sigma_F]_b = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{FLb} K_{FC} = \frac{800}{2} \cdot 1 \cdot 1 = 400$ МПа – для корончатого колеса.

3. Проектировочный расчёт передачи

Для планетарного редуктора проектировочный расчёт необходимо начинать со ступени $a - g$.

Коэффициент нагрузки принимаем $K_H = 1,3$. Коэффициент ширины зуба колеса принимаем $\psi_{bd} = 0,6$. Диаметр центрального колеса из условия контактной прочности:

$$d_a = 77 \sqrt[3]{\frac{T_{ag} K_H (i_{ag} + 1)}{\Psi_{bd} [\sigma_H]_{ag}^2 i_{ag}}} = 77 \sqrt[3]{\frac{29420 \cdot 1,3(2+1)}{0,6 \cdot 1258^2 \cdot 2}} = 30,21 \text{ мм.}$$

Ширина зуба центрального колеса и сателлита:

$$b_1 = \Psi_{bd} d_a = 0,6 \cdot 30,21 = 18,1 \text{ мм.}$$

Округляя до целого числа, принимаем $b_1 = 18 \text{ мм.}$

При проектировочном расчёте коэффициент нагрузки принимаем равным $K_F = 1,2$, коэффициент формы зуба – $Y_F = 4,1$.

Модуль передачи из условия изгибной прочности:

$$m = \frac{2T_{ag} K_F Y_F}{d_a b_1 [\sigma_F]_g} = \frac{2 \cdot 29420 \cdot 1,2 \cdot 4,1}{30,21 \cdot 18 \cdot 320} = 1,66 \text{ мм.}$$

Принимаем минимально допустимое по технологическим требованиям значение модуля $m = 2,5 \text{ мм.}$

Ориентировочное значение межосевого расстояния:

$$a_1 = \frac{d_a (i_{ag} + 1)}{2} = \frac{30,21(2+1)}{2} = 45,315 \text{ мм.}$$

Диаметр сателлита будет равен

$$d_g = d_a i_{ag} = 30,21 \cdot 2 = 60,42 \text{ мм.}$$

Ширина корончатого колеса из условия контактной прочности:

$$b_2 = 77 \sqrt[3]{\frac{T_{gb} K_H (i_{gb} - 1)}{[\sigma_H]_{gb}^2 d_g^2 i_{gb}}} = 77 \sqrt[3]{\frac{58250 \cdot 1,3(2,5-1)}{1646^2 \cdot 60,42^2 \cdot 2,5}} = 2,1 \text{ мм.}$$

Ширина корончатого колеса из условия изгибной прочности:

$$b_2 = \frac{2T_{gb} K_F Y_F}{d_g m [\sigma_F]_b} = \frac{2 \cdot 58250 \cdot 1,2 \cdot 4,1}{64,44 \cdot 2,5 \cdot 400} = 9,5 \text{ мм.}$$

Выбирая большее и округляя, принимаем значение ширины $b_2 = 10 \text{ мм.}$

4. Подбор чисел зубьев

Числа зубьев центрального колеса, сателлита и корончатого колеса:

$$z_a = \frac{d_a}{m} = \frac{30,21}{2,5} = 12,08, \text{ принимаем } z_a = 12;$$

$$z_g = z_a i_{ag} = 12 \cdot 2 = 24;$$

$$z_b = z_a + 2z_g = 12 + 2 \cdot 24 = 60.$$

Числа зубьев кратны числу сателлитов, однако учитывая непродолжительное время работы турбостартёра при каждом цикле включения, можно оставить числа зубьев без изменений. Условие сборки передачи проверяется отношением

$$N = \frac{z_a + z_b}{a_c} = \frac{12 + 60}{3} = 24.$$

Получено N – целое число, следовательно, условие сборки выполняется.

Уточняются передаточные отношения передачи и ступеней:

$$i_{ag} = u_{ag} = \frac{z_g}{z_a} = \frac{24}{12} = 2 \text{ – для ступени } a - g;$$

$$i_{gb} = u_{gb} = \frac{z_b}{z_g} = \frac{60}{24} = 2,5 \text{ – для ступени } g - b.$$

$$i_{пл} = u_{пл} = \frac{z_b}{z_a} + 1 = \frac{60}{12} + 1 = 6 \text{ – для передачи.}$$

Передаточные отношения остались прежними, следовательно, частоты вращения колёс в обращённом движении также остаются без изменения.

5. Геометрический расчёт

Делительное межосевое расстояние:

$$a = \frac{m(z_a + z_g)}{2} = \frac{2,5(12 + 24)}{2} = 45 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_w = a = 45$ мм.

Угол зацепления в передаче:

$$\alpha_w = \alpha = 20^\circ.$$

Определяем требуемое значение коэффициента суммы смещений в передаче:

$$x_\Sigma = \frac{z_a + z_g}{2 \operatorname{tg} \alpha} (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) = \frac{12 + 24}{2 \operatorname{tg} 20^\circ} (\operatorname{inv} 20^\circ - \operatorname{inv} 20^\circ) = 0.$$

Определяем минимально необходимые по условиям отсутствия подрезания зубьев коэффициенты смещения:

$$x_{a \min} = 1 - \frac{z_a \sin^2 \alpha}{2} = 1 - \frac{12 \cdot \sin^2 20^\circ}{2} = 0,28;$$

$$x_{g \min} = 1 - \frac{z_g \sin^2 \alpha}{2} = 1 - \frac{24 \cdot \sin^2 20^\circ}{2} = -0,43;$$

$$x_{b \min} = 1 - \frac{z_b \sin^2 \alpha}{2} = 1 - \frac{60 \cdot \sin^2 20^\circ}{2} = -2,57.$$

Принимаем коэффициенты смещения не менее минимально допустимых:

$$x_a = 0,3, \quad x_g = x_\Sigma - x_a = 0 - 0,3 = -0,3;$$

$$x_b = x_\Sigma + x_g = 0 + (-0,3) = -0,3.$$

Коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{45 - 45}{2,5} = 0.$$

Коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y = 0 - 0 = 0.$$

Делительные диаметры:

$$d_a = mz_a = 2,5 \cdot 12 = 30 \text{ мм};$$

$$d_g = mz_g = 2,5 \cdot 24 = 60 \text{ мм};$$

$$d_b = mz_b = 2,5 \cdot 60 = 150 \text{ мм}.$$

Начальные диаметры:

$$d_{wa} = \frac{2a_w}{i_{ag} + 1} = \frac{2 \cdot 45}{2 + 1} = 30 \text{ мм};$$

$$d_{wg} = d_{wa} i_{ag} = 30 \cdot 2 = 60 \text{ мм};$$

$$d_{wb} = d_{wg} i_{gb} = 60 \cdot 2,5 = 150 \text{ мм}.$$

Диаметры основных окружностей:

$$d_{ba} = d_a \cos \alpha = 30 \cos 20^\circ = 28,17 \text{ мм};$$

$$d_{bg} = d_g \cos \alpha = 60 \cos 20^\circ = 56,34 \text{ мм};$$

$$d_{bb} = d_b \cos \alpha = 150 \cos 20^\circ = 140,85 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{aa} = d_a + 2m(1 + x_a - \Delta y) = 30 + 2 \cdot 2,5(1 + 0,3 - 0) = 36,5 \text{ мм};$$

$$d_{ag} = d_g + 2m(1 + x_g - \Delta y) = 60 + 2 \cdot 2,5(1 + (-0,3) - 0) = 63,5 \text{ мм};$$

$$K_2 = 0,25 - 0,125x_b = 0,25 - 0,125(-0,3) = 0,2125;$$

$$\begin{aligned} d_{ab} &= d_b - 2m(1 - x_b + \Delta y - K_2) = \\ &= 150 - 2 \cdot 2,5(1 - (-0,3) + 0 - 0,2125) = 144,56 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{fa} = d_a - 2m_1(1,25 - x_a) = 30 - 2 \cdot 2,5(1,25 - 0,3) = 25,25 \text{ мм};$$

$$d_{fg} = d_g - 2m(1,25 - x_g) = 60 - 2 \cdot 2,5(1,25 - (-0,3)) = 52,25 \text{ мм};$$

$$d_{fb} = d_b + 2m(1,25 + x_b) = 150 + 2 \cdot 2,5(1,25 - 0,3) = 154,75 \text{ мм}.$$

Углы при вершинах зубьев:

$$\alpha_{aa} = \arccos\left(\frac{d_{ba}}{d_{aa}}\right) = \arccos\left(\frac{28,17}{36,5}\right) = 39,48^\circ ;$$

$$\alpha_{ag} = \arccos\left(\frac{d_{bg}}{d_{ag}}\right) = \arccos\left(\frac{56,34}{63,5}\right) = 27,47^\circ ;$$

$$\alpha_{ab} = \arccos\left(\frac{d_{bb}}{d_{ab}}\right) = \arccos\left(\frac{140,85}{144,56}\right) = 13^\circ .$$

Коэффициенты торцевого перекрытия:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\alpha 1} &= \frac{z_a \operatorname{tg} \alpha_{aa} + z_g \operatorname{tg} \alpha_{ag} - (z_g + z_a) \operatorname{tg} \alpha}{2\pi} = \\ &= \frac{12 \operatorname{tg} 39,48^\circ + 24 \operatorname{tg} 27,47^\circ - (24 + 12) \operatorname{tg} 20^\circ}{2 \cdot 3,14} = 1,47. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\alpha 2} &= \frac{z_g \operatorname{tg} \alpha_{ag} - z_b \operatorname{tg} \alpha_{ab} + (z_b - z_g) \operatorname{tg} \alpha}{2\pi} = \\ &= \frac{24 \operatorname{tg} 27,47^\circ - 60 \operatorname{tg} 13^\circ + (60 - 24) \operatorname{tg} 20^\circ}{2 \cdot 3,14} = 1,86. \end{aligned}$$

6. Проверочный расчёт передачи

Выполняем вначале проверку прочности ступени $a - g$.

Для проверки прочности, прежде всего, уточняем коэффициенты нагрузки K_H и K_F . Для прямозубых передач коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении $K_{H\alpha} = 1$. Коэффициент $K_{F\alpha}$ для 6-ой степени точности определяется по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11\sqrt{\varepsilon_{\alpha 1}}} + \frac{CT - 3}{6} = \frac{9 - 6}{11\sqrt{1,47}} + \frac{6 - 3}{6} = 0,725 .$$

Коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по линии контакта при перекосах зубчатых колёс, принимаем одинаковыми $K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_{\beta}$. Относительная ширина колеса:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_{wa}} = \frac{18}{30} = 0,6.$$

При $\psi_{bd} = 0,6$ и симметричном расположении опор по табл. 5 найдём коэффициент $K_{\beta}^o = 1,03$. При термообработке цементация принимаем $K_{\beta} = K_{\beta}^o = 1,03$.

Окружная скорость в контакте на начальной окружности:

$$V = \frac{\pi d_{wa} n_a^h}{60000} = \frac{3,14 \cdot 30 \cdot 13750}{60000} = 21,6 \text{ м/с.}$$

Также при расчётах принимаем $K_{Hv} = K_{Fv} = K_v$. Значение коэффициента динамичности при 6-ой степени точности по табл. 6 будет равно $K_v = 1,55$. Тогда, коэффициенты нагрузки при расчёте напряжений будут равны

$$K_H = K_{H\alpha} K_{\beta} K_v = 1 \cdot 1,03 \cdot 1,55 = 1,5965;$$

$$K_F = K_{F\alpha} K_{\beta} K_v = 0,725 \cdot 1,03 \cdot 1,55 = 1,1574.$$

Коэффициент, учитывающий геометрические характеристики для прямозубой передачи:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin(2\alpha_w)}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \cdot 20)}} = 1,764.$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие:

$$Z_{\varepsilon 1} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{a1}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,47}{3}} = 0,918.$$

Контактные напряжения будут равны

$$\begin{aligned}\sigma_{Hag} &= 275 Z_H Z_{\varepsilon 1} \sqrt{\frac{2 T_{ag} K_H (i_{ag} + 1)}{d_{wa}^2 b_1 i_{ag}}} = \\ &= 275 \cdot 1,764 \cdot 0,918 \sqrt{\frac{2 \cdot 29420 \cdot 1,5965 (2 + 1)}{30^2 \cdot 18 \cdot 2}} = 1313 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Контактная прочность не обеспечена, поскольку $\sigma_{Hag} > [\sigma_H]_{ag}$.

Необходимо увеличить ширину зуба:

$$b_1 = b_1 \left(\frac{\sigma_{Hag}}{[\sigma_H]_{ag}} \right)^2 = 18 \left(\frac{1313}{1258} \right)^2 = 19,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 20$ мм. Уточняем: $\psi_{bd} = 0,66$, $K_\beta = 1,035$, $K_H = 1,604$, $K_F = 1,163$, контактные напряжения $\sigma_{Hag} = 1249$ МПа.

Недогрузка по контактным напряжениям:

$$e_{Hag} = \frac{[\sigma_H]_{ag} - \sigma_{Hag}}{[\sigma_H]_{ag}} = \frac{1258 - 1249}{1258} = 0,007.$$

Коэффициенты формы зуба центрального колеса и сателлита, определяемые по табл. 7, будут равны $Y_{Fa} = 3,9$ и $Y_{Fg} = 4,1$.

Напряжения изгиба будут равны

$$\sigma_{Fa} = \frac{2 T_{ag} K_F Y_{Fa}}{d_{wa} b_1 m} = \frac{2 \cdot 29420 \cdot 1,163 \cdot 3,9}{30 \cdot 20 \cdot 2,5} = 177 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{Fg} = \sigma_{Fa} \frac{Y_{Fg}}{Y_{Fa}} = 177 \frac{4,1}{3,9} = 186 \text{ МПа.}$$

Недогрузки по изгибным напряжениям:

$$e_{Fa} = \frac{[\sigma_F]_a - \sigma_{Fa}}{[\sigma_F]_a} = \frac{400 - 177}{400} = 0,55;$$

$$e_{Fg} = \frac{[\sigma_F]_g - \sigma_{Fg}}{[\sigma_F]_g} = \frac{320 - 186}{320} = 0,42.$$

Недогрузки превышают нормативные значения, однако изменять параметры нецелесообразно, т.к. $e_{Hag} < 0,05$.

Выполняем проверку прочности ступени $g - b$.

Для проверки прочности, прежде всего, уточняем коэффициенты нагрузки K_H и K_F . Для прямозубых передач коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении $K_{H\alpha} = 1$. Коэффициент $K_{F\alpha}$ для 6-ой степени точности определяется по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11\sqrt{\varepsilon_{\alpha 2}}} + \frac{CT - 3}{6} = \frac{9 - 6}{11\sqrt{1,879}} + \frac{6 - 3}{6} = 0,699.$$

Коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по линии контакта при перекосах зубчатых колёс, принимаем одинаковыми $K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_{\beta}$. Относительная ширина колеса:

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_{wg}} = \frac{10}{60} = 0,16.$$

При $\psi_{bd} = 0,16$ и симметричном расположении опор по табл. 5 найдём коэффициент $K_{\beta}^o = 1$. При термообработке цементация принимаем $K_{\beta} = K_{\beta}^o = 1$.

Также при расчётах принимаем $K_{Hv} = K_{Fv} = K_v$. Значение коэффициента динамичности при 6-ой степени точности по табл. 6 будет равно $K_v = 1,55$. Тогда, коэффициенты нагрузки при расчёте напряжений

$$K_H = K_{H\alpha} K_{\beta} K_v = 1 \cdot 1 \cdot 1,55 = 1,55;$$

$$K_F = K_{F\alpha} K_{\beta} K_v = 0,699 \cdot 1 \cdot 1,55 = 1,083.$$

Коэффициент, учитывающий геометрические характеристики для прямозубой передачи:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin(2\alpha_w)}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \cdot 20)}} = 1,764.$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие:

$$Z_{\varepsilon 2} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha 2}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,879}{3}} = 0,844.$$

Контактные напряжения:

$$\begin{aligned} \sigma_{Hgb} &= 275 Z_H Z_{\varepsilon 2} \sqrt{\frac{2T_{gb} K_H (i_{gb} - 1)}{d_{wg}^2 b_2 i_{gb}}} = \\ &= 275 \cdot 1,764 \cdot 0,844 \sqrt{\frac{2 \cdot 58250 \cdot 1,55 (2,5 - 1)}{60^2 \cdot 10 \cdot 2,5}} = 710 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Контактная прочность обеспечена, поскольку $\sigma_{Hgb} < [\sigma_H]_{gb}$.

Недогрузка по контактными напряжениям:

$$e_{Hgb} = \frac{[\sigma_H]_{gb} - \sigma_{Hgb}}{[\sigma_H]_{gb}} = \frac{1646 - 710}{1646} = 0,57.$$

Необходимо уменьшить ширину зуба:

$$b_2 = b_2 \left(\frac{\sigma_{Hgb}}{[\sigma_H]_{gb}} \right)^2 = 10 \left(\frac{710}{1646} \right)^2 = 1,9 \text{ мм.}$$

Уменьшение ширины корончатого колеса не рекомендуется до размеров меньше $b_2 = 3m = 3 \cdot 2,5 = 7,5$ мм. Поэтому, сначала проверим условие изгибной прочности. Коэффициенты формы зуба корончатого колеса по табл. 7 $Y_{Fb} = 3,68$.

Напряжения изгиба будут равны

$$\sigma_{Fb} = \frac{2T_{gb} K_F Y_{Fb}}{d_{wg} b_2 m} = \frac{2 \cdot 58250 \cdot 1,083 \cdot 3,68}{60 \cdot 10 \cdot 2,5} = 309 \text{ МПа;}$$

Изгибная прочность обеспечена, поскольку $\sigma_{Fb} < [\sigma_F]_b$.

Недогрузки по изгибным напряжениям:

$$e_{Fb} = \frac{[\sigma_F]_b - \sigma_{Fb}}{[\sigma_F]_b} = \frac{(400 - 309)}{400} = 0,23.$$

Необходимо уменьшить ширину зуба:

$$b_2 = b_2 \frac{\sigma_{Fb}}{[\sigma_F]_b} = 10 \frac{309}{400} = 7,7 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2 = 8$ мм. Уточняем: $\psi_{bd} = 0,13$, $K_\beta = 1$, $K_H = 1,55$, $K_F = 1,072$, контактные напряжения $\sigma_{Hgb} = 794$ МПа, изгибные напряжения $\sigma_{Fb} = 386$ МПа, недогрузки $e_{Hgb} = 0,52$, $e_{Fb} = 0,03$.

Недогрузка по контактным напряжениям превышает нормативное значение, однако изменять параметры нецелесообразно, т.к. $e_{Fb} < 0,05$.

РАСЧЁТ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА ТУРБОВИНТОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Схема редуктора приведена на рис. П2. Редуктор представляет собой планетарную передачу с двухвенцовыми сателлитами.

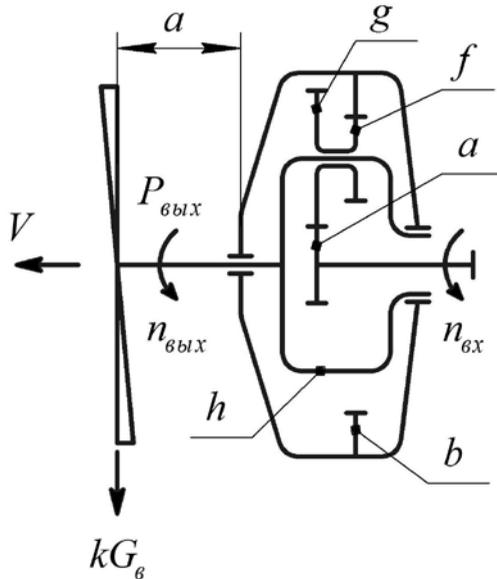


Рис. П2. Кинематическая схема редуктора турбовинтового двигателя

Исходными данными для расчёта являются:

- мощность на выходе $P_{\text{вых}} = 2800$ кВт;
- частота вращения на входе $n_{\text{вх}} = 14000$ об/мин;
- частота вращения на выходе $n_{\text{вых}} = 1000$ об/мин;
- продолжительность работы $t_h = 2600$ часов.

Режим работы передачи приведен в табл. П2.

Таблица П2. Характеристика режима работы

$\frac{T_1}{T}$	$\frac{T_2}{T}$	$\frac{T_3}{T}$	$\frac{n_1}{n}$	$\frac{n_2}{n}$	$\frac{n_3}{n}$	$\frac{t_{h1}}{t_h}$	$\frac{t_{h2}}{t_h}$	$\frac{t_{h3}}{t_h}$
1	0,9	0,83	1	1,12	1,2	0,65	0,2	0,15

1. Кинематический и энергетический расчёт редуктора

Передаточное отношение редуктора будет равно

$$i_{\text{пл}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{14000}{1000} = 14.$$

При данном передаточном отношении по табл. 1 принимаем отношение диаметров сателлитов $K_r = 1,8$.

Определяются передаточные отношения ступеней и частоты вращения колёс в обращённом движении (при остановленном водиле). При этом обозначим: $n_a = n_{\text{вх}}$ и $n_h = n_{\text{вых}}$.

Передаточное отношение ступени $a - g$:

$$i_{ag} = \frac{i_{\text{пл}}}{1 + K_r} - 1 = \frac{14}{1 + 1,8} - 1 = 4.$$

Передаточное отношение ступени $f - b$:

$$i_{fb} = \frac{i_{\text{пл}} - 1}{i_{ag}} = \frac{14 - 1}{4} = 3,25.$$

Частоты вращения колёс в обращённом движении:

$$n_a^h = n_a - n_h = 14000 - 1000 = 13000 \text{ об/мин};$$

$$n_g^h = n_f^h = \frac{n_a^h}{i_{ag}} = \frac{13000}{4} = 3250 \text{ об/мин};$$

$$n_b^h = n_h = 1000 \text{ об/мин}.$$

Максимально допустимое значение числа сателлитов из условия соседства:

$$a'_c \leq \frac{0,9\pi}{\arcsin\left(\frac{i_{пл} - 1 - K_r}{i_{пл}}\right)} = \frac{0,9 \cdot 3,14}{\arcsin\left(\frac{14 - 1 - 1,8}{14}\right)} = 3,05.$$

Принимаем целое число $a_c = 3$.

Принимая коэффициент полезного действия цилиндрической передачи для 6-ой степени точности ($CT = 6$) $\eta_{ц} = 0,99$, получим коэффициент полезного действия планетарного редуктора:

$$\eta_{пл} = 1 - \left(1 - \frac{1}{i_{пл}}\right) (1 - \eta_{ц}^2) = 1 - \left(1 - \frac{1}{14}\right) (1 - 0,99^2) = 0,9815.$$

Мощность на входном валу:

$$P_a = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{пл}} = \frac{2800}{0,9815} = 2852,7 \text{ кВт.}$$

Крутящий момент на входном валу:

$$T_a = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_a}{n_a} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{2852,7}{14000} = 1,9459 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

По табл. 2 для двух плавающих центральных колёс принимаем коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами $K_{\text{нпр}} = 1$. Тогда, расчётное значение крутящего момента для ступени $a - g$:

$$T_{ag} = \frac{T_a K_{\text{нпр}}}{a_c} = \frac{1,9459 \cdot 10^6 \cdot 1}{3} = 6,486 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Расчётное значение крутящего момента для ступени $f - b$:

$$T_{fb} = T_{ag} i_{ag} \eta_{ц} = 6,486 \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot 0,99 = 2,5687 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

2. Определение допускаемых напряжений

Материал для изготовления зубчатых колёс принимаем по табл. 3 – легированную сталь 12Х2Н4А с термообработкой цементацией. Основными характеристиками материалов будут:

твёрдость зубьев на поверхности HRC 58...63, в сердцевине – HRC 33...40. Принимаем для расчёта среднее значение $HRC = 60$.

Базовые разрушающие напряжения при расчётах на контактную прочность:

$$\sigma_{Hlimb} = 23HRC = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа.}$$

Базовое число циклов в зависимости от твёрдости поверхности:

$$N_{H0} = 30HB^{2.4}.$$

По рис. 5 твёрдость поверхности по шкале Бринелля будет равна $HB = 600$. Тогда $N_{H0} = 30 \cdot 600^{2.4} = 13,9 \cdot 10^7$. С учётом ограничений принимаем $N_{H0} = 12 \cdot 10^7$.

Коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям при переменном режиме нагружения:

$$K_{HE} = \sum_1^M \left(\left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \frac{n_i t_{hi}}{n t_h} \right) =$$

$$= 1^3 \cdot 1 \cdot 0,65 + 0,9^3 \cdot 1,12 \cdot 0,2 + 0,83^3 \cdot 1,2 \cdot 0,15 = 0,91.$$

Число нагружений за один оборот $C_a = C_b = a_c = 3$ – для центрального и корончатого колёс, $C_g = C_f = 1$ – для сателлитов.

Эквивалентные числа циклов перемены контактных напряжений:

- $N_{HEa} = 60C_a n_a^h t_h K_{HE} = 60 \cdot 3 \cdot 13000 \cdot 2600 \cdot 0,91 = 5,574 \cdot 10^9$ – для центрального колеса;

- $N_{HEg} = N_{HEf} = 60C_g n_g^h t_h K_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 3250 \cdot 2600 \cdot 0,91 = 4,645 \cdot 10^8$ – для сателлитов;

- $N_{HEb} = 60C_b n_b^h t_h K_{HE} = 60 \cdot 3 \cdot 1000 \cdot 2600 \cdot 0,91 = 4,288 \cdot 10^8$ – для корончатого колеса.

Так как $N_{HEa} > N_{H0}$, $N_{HEg} > N_{H0}$, $N_{HEf} > N_{H0}$, $N_{HEb} > N_{H0}$, то коэффициенты долговечности по контактным напряжениям принимаем $K_{HLa} = K_{HLg} = K_{HLf} = K_{HLb} = K_{HL} = 1$.

Принимая запас прочности по контактным напряжениям $S_H = 1,2$, получим допускаемые контактные напряжения для колёс:

$$[\sigma_H]_a = [\sigma_H]_g = [\sigma_H]_f = [\sigma_H]_b = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{HL} = \frac{1380}{1,2} = 1150 \text{ МПа.}$$

Принимаем для ступеней $a - g$, $g - b$ и $f - b$
 $[\sigma_H] = 1150 \text{ МПа.}$

Базовые разрушающие напряжения при расчётах на изгибную прочность принимаем $\sigma_{F\lim b} = 800 \text{ МПа.}$

Коэффициент эквивалентности по напряжениям изгиба при переменном режиме нагружения:

$$K_{FE} = \sum_1^M \left(\left(\frac{T_i}{T} \right)^9 \frac{n_i t_{hi}}{n t_h} \right) =$$

$$= 1^9 \cdot 1 \cdot 0,65 + 0,9^9 \cdot 1,12 \cdot 0,2 + 0,83^9 \cdot 1,2 \cdot 0,15 = 0,77.$$

Эквивалентные числа циклов перемены изгибных напряжений:

- $N_{FEa} = 60 C_a n_a^h t_h K_{FE} = 60 \cdot 3 \cdot 13000 \cdot 2600 \cdot 0,77 = 4,685 \cdot 10^9$ – для центрального колеса;

- $N_{FEg} = N_{FEf} = 60 C_g n_g^h t_h K_{FE} = 60 \cdot 3250 \cdot 1 \cdot 2600 \cdot 0,77 = 3,904 \cdot 10^8$ – для сателлитов;

- $N_{FEb} = 60 C_b n_b^h t_h K_{FE} = 60 \cdot 3 \cdot 1000 \cdot 2600 \cdot 0,77 = 3,604 \cdot 10^8$ – для корончатого колеса.

Так как $N_{FEa} > N_{F0}$, $N_{FEg} > N_{F0}$, $N_{FEf} > N_{F0}$, $N_{FEb} > N_{F0}$, то коэффициенты долговечности по изгибным напряжениям принимаются $K_{FLa} = K_{FLg} = K_{FLf} = K_{FLb} = K_{FL} = 1$.

Коэффициент, учитывающий влияния реверсивного нагружения передачи, принимаем равным $K_{FC} = 1$ для центрального, корончатого колёс и сателлитов. Запас прочности по изгибным напряжениям примем равным $S_F = 2$.

Тогда получим, допускаемые напряжения изгиба для центрального, корончатого колёс и сателлитов:

$$[\sigma_F]_a = [\sigma_F]_g = [\sigma_F]_f = [\sigma_F]_b = [\sigma_F] = \frac{800}{2} \cdot 1 = 400 \text{ МПа.}$$

3. Проектировочный расчёт передачи

Для планетарного редуктора проектировочный расчёт необходимо начинать со ступени $a - g$.

Коэффициент нагрузки принимаем $K_H = 1,3$. Коэффициент ширины зуба колеса принимаем $\psi_{bd} = 0,6$.

Диаметр центрального колеса из условия контактной прочности:

$$d_a = 77 \sqrt[3]{\frac{T_{ag} K_H (i_{ag} + 1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 i_{ag}}} = 77 \sqrt[3]{\frac{6,486 \cdot 10^5 \cdot 1,3(4 + 1)}{0,6 \cdot 1150^2 \cdot 4}} = 84,6 \text{ мм.}$$

Ширина зуба центрального колеса и сателлита g :

$$b_1 = \psi_{bd} d_a = 0,6 \cdot 84,6 = 50,8 \text{ мм.}$$

Округляя до целого числа, принимаем $b_1 = 51$ мм.

При проектировочном расчёте коэффициент нагрузки принимаем равным $K_F = 1,2$, коэффициент формы зуба – $Y_F = 4,1$.

Модуль передачи из условия изгибной прочности:

$$m_1 = \frac{2T_{ag} K_F Y_F}{d_a b_1 [\sigma_F]} = \frac{2 \cdot 6,486 \cdot 10^5 \cdot 1,2 \cdot 4,1}{84,6 \cdot 51 \cdot 400} = 3,69 \text{ мм.}$$

Принимаем по табл. 4 стандартное значение модуля $m_1 = 4$ мм.

Ориентировочное значение межосевого расстояния:

$$a_w = \frac{d_a (i_{ag} + 1)}{2} = \frac{84,6(4 + 1)}{2} = 211,6 \text{ мм.}$$

Диаметр сателлита будет равен

$$d_f = \frac{2a_w}{i_{fb} - 1} = \frac{2 \cdot 211,6}{3,25 - 1} = 188,1 \text{ мм.}$$

Ширина сателлита f и корончатого колеса из условия контактной прочности:

$$b_2 = 77^3 \frac{T_{fb} K_H (i_{fb} - 1)}{[\sigma_H]^2 d_f^2 i_{fb}} = 77^3 \frac{2,5687 \cdot 10^6 \cdot 1,3(3,25 - 1)}{1150^2 \cdot 188,1^2 \cdot 3,25} = 22,56 \text{ мм.}$$

Значение ширины округляется до целого числа $b_2 = 23$ мм.

Модуль передачи из условия изгибной прочности:

$$m_2 = \frac{2T_{fb} K_F Y_F}{d_f b_2 [\sigma_F]} = \frac{2 \cdot 2,5687 \cdot 10^6 \cdot 1,2 \cdot 4,1}{188,1 \cdot 23 \cdot 400} = 14,6 \text{ мм.}$$

Принимаем по табл. 4 стандартное значение $m_2 = 14$ мм.

4. Подбор чисел зубьев

Числа зубьев центрального колёса, сателлитов и корончатого колеса:

$$z_a = \frac{d_a}{m_1} = \frac{84,6}{4} = 21,1, \text{ принимаем } z_a = 22;$$

$$z_g = z_a i_{ag} = 22 \cdot 4 = 88;$$

$$z_f = \frac{d_f}{m_2} = \frac{188,1}{14} = 13,4, \text{ принимаем } z_f = 14;$$

$$z_b = z_f i_{fb} = 14 \cdot 3,25 = 45,5, \text{ принимаем } z_b = 46.$$

Числа зубьев не кратны числу сателлитов. Общим множителем для z_g и z_f будет $k = 2$. Условие сборки передачи проверяется отношением

$$N = \frac{z_a z_f + z_g z_b}{a_c k} = \frac{22 \cdot 14 + 88 \cdot 46}{3 \cdot 2} = 726.$$

Получено N – целое число, следовательно, условие сборки выполняется.

Уточняются передаточные отношения передачи и ступеней:

$$i_{\text{ш}} = \frac{z_b z_g}{z_a z_f} + 1 = \frac{46 \cdot 88}{22 \cdot 14} + 1 = 14,14;$$

$$i_{ag} = \frac{z_g}{z_a} = \frac{88}{22} = 4;$$

$$i_{fb} = \frac{z_b}{z_f} = \frac{46}{14} = 3,28.$$

Погрешность общего передаточного отношения равна:

$$e_i = \frac{|14 - 14,14|}{14} = 0,01.$$

Погрешность не превышает допустимую 5%. Передаточные отношения изменились незначительно, поэтому частоты вращения колёс в обращённом движении и моменты крутящие остаются без изменения.

5. Геометрический расчёт

Делительные межосевые расстояния:

$$a_1 = \frac{m_1 (z_a + z_g)}{2} = \frac{4(22 + 88)}{2} = 220 \text{ мм};$$

$$a_2 = \frac{m_2 (z_b - z_f)}{2} = \frac{14(46 - 14)}{2} = 224 \text{ мм}.$$

Значение межосевого расстояния принимаем $a_w = a_2 = 224$ мм.

Углы зацепления:

$$- \alpha_{w1} = \arccos\left(\frac{a_1 \cos \alpha}{a_w}\right) = \arccos\left(\frac{220 \cdot \cos 20^\circ}{224}\right) = 22,64^\circ \text{ – для}$$

ступени $a - g$;

$$- \alpha_w = \alpha = 20^\circ \text{ – для ступени } f - b .$$

Значения эвольвентной функции:

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ - 20^\circ \frac{2 \cdot 3,14}{360^\circ} = 0,0149.$$

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w = \operatorname{tg} 22,64^\circ - 22,64^\circ \frac{2 \cdot 3,14}{360^\circ} = 0,0221.$$

Коэффициенты суммы смещений для ступени $a - g$ будет равно:

$$x_{\Sigma 1} = \frac{z_a + z_g}{2 \operatorname{tg} \alpha} (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) = \frac{22 + 88}{2 \operatorname{tg} 20^\circ} (\operatorname{inv} 22,64^\circ - \operatorname{inv} 20^\circ) = 1,08.$$

Для ступени $f - b$ будет $x_{\Sigma 2} = 0$.

Определяем минимально необходимые по условиям отсутствия подрезания зубьев коэффициенты смещения:

$$x_{a \min} = 1 - \frac{z_a \sin^2 \alpha}{2} = 1 - \frac{22 \sin^2 20^\circ}{2} = -0,287 ;$$

$$x_{g \min} = 1 - \frac{z_g \sin^2 \alpha}{2} = 1 - \frac{88 \sin^2 20^\circ}{2} = -4,148 ;$$

$$x_{f \min} = 1 - \frac{z_f \sin^2 \alpha}{2} = 1 - \frac{14 \sin^2 20^\circ}{2} = 0,181 ;$$

$$x_{b \min} = 1 - \frac{z_b \sin^2 \alpha}{2} = 1 - \frac{46 \sin^2 20^\circ}{2} = -1,691 .$$

Принимаем коэффициенты смещения:

$$x_a = \frac{x_{\Sigma 1}}{2} = \frac{1,08}{2} = 0,54 ;$$

$$x_g = x_{\Sigma 1} - x_a = 1,08 - 0,54 = 0,54 ;$$

$$x_f = 0,2.$$

$$x_b = x_{\Sigma 2} + x_f = 0 + 0,2 = 0,2.$$

Коэффициенты воспринимаемого смещения:

$$y_1 = \frac{a_w - a_1}{m_1} = \frac{224 - 220}{4} = 1 ;$$

$$y_2 = \frac{a_w - a_2}{m_2} = \frac{224 - 224}{14} = 0 .$$

Коэффициенты уравнительного смещения:

$$\Delta y_1 = x_{\Sigma 1} - y_1 = 1,08 - 1 = 0,08 ;$$

$$\Delta y_2 = x_{\Sigma 2} - y_2 = 0 - 0 = 0 .$$

Делительные диаметры:

$$d_a = m_1 z_a = 4 \cdot 22 = 88 \text{ мм};$$

$$d_g = m_1 z_g = 4 \cdot 88 = 352 \text{ мм};$$

$$d_f = m_2 z_f = 14 \cdot 14 = 196 \text{ мм};$$

$$d_b = m_2 z_b = 14 \cdot 46 = 644 \text{ мм}.$$

Начальные диаметры:

$$d_{wa} = \frac{2a_w}{i_{ag} + 1} = \frac{2 \cdot 224}{4 + 1} = 89,6 \text{ мм};$$

$$d_{wg} = d_{wa} i_{ag} = 89,6 \cdot 4 = 358,4 \text{ мм};$$

$$d_{wf} = \frac{2a_w}{i_{fb} - 1} = \frac{2 \cdot 224}{3,28 - 1} = 196,49 \text{ мм};$$

$$d_{wb} = d_{wf} i_{fb} = 196,49 \cdot 3,28 = 644,49 \text{ мм}.$$

Диаметры основных окружностей:

$$d_{ba} = d_a \cos \alpha = 88 \cos 20^\circ = 82,69 \text{ мм};$$

$$d_{bg} = d_g \cos \alpha = 352 \cos 20^\circ = 330,77 \text{ мм};$$

$$d_{bf} = d_f \cos \alpha = 196 \cos 20^\circ = 184,18 \text{ мм};$$

$$d_{bb} = d_b \cos \alpha = 644 \cos 20^\circ = 605,16 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{aa} = d_a + 2m_1(1 + x_a - \Delta y_1) = 88 + 2 \cdot 4(1 + 0,54 - 0,08) = 99,68 \text{ мм};$$

$$d_{ag} = d_g + 2m_1(1 + x_g - \Delta y_1) = 352 + 2 \cdot 4(1 + 0,54 - 0,08) = 363,68 \text{ мм};$$

$$d_{af} = d_f + 2m_2(1 + x_f - \Delta y_2) = 196 + 2 \cdot 14(1 + 0,2 - 0) = 229,6 \text{ мм};$$

$$K_2 = 0,25 - 0,125x_b = 0,25 - 0,125 \cdot 0,2 = 0,225;$$

$$\begin{aligned} d_{ab} &= d_b - 2m_2(1 - x_b + \Delta y_2 - K_2) = \\ &= 644 - 2 \cdot 14(1 - 0,2 + 0 - 0,225) = 627,9 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{fa} = d_a - 2m_1(1,25 - x_a) = 88 - 2 \cdot 4(1,25 - 0,54) = 82,32 \text{ мм};$$

$$d_{fg} = d_g - 2m_1(1,25 - x_g) = 352 - 2 \cdot 4(1,25 - 0,54) = 346,32 \text{ мм};$$

$$d_{ff} = d_f - 2m_2(1,25 - x_f) = 196 - 2 \cdot 14(1,25 - 0,2) = 166,6 \text{ мм};$$

$$d_{fb} = d_b + 2m_2(1,25 + x_b) = 644 + 2 \cdot 14(1,25 + 0,2) = 684,6 \text{ мм}.$$

Углы при вершинах зубьев:

$$\alpha_{aa} = \arccos\left(\frac{d_{ba}}{d_{aa}}\right) = \arccos\left(\frac{82,69}{99,68}\right) = 33,94^\circ;$$

$$\alpha_{ag} = \arccos\left(\frac{d_{bg}}{d_{ag}}\right) = \arccos\left(\frac{330,77}{363,68}\right) = 24,56^\circ;$$

$$\alpha_{af} = \arccos\left(\frac{d_{bf}}{d_{af}}\right) = \arccos\left(\frac{184,18}{229,6}\right) = 36,66^\circ;$$

$$\alpha_{ab} = \arccos\left(\frac{d_{bb}}{d_{ab}}\right) = \arccos\left(\frac{605,16}{627,9}\right) = 15,46^\circ.$$

Коэффициенты торцевого перекрытия:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\alpha 1} &= \frac{z_a \operatorname{tg} \alpha_{aa} + z_g \operatorname{tg} \alpha_{ag} - (z_g + z_a) \operatorname{tg} \alpha}{2\pi} = \\ &= \frac{22 \operatorname{tg} 33,94^\circ + 88 \operatorname{tg} 24,56^\circ - (88 + 22) \operatorname{tg} 20^\circ}{2 \cdot 3,14} = 2,38.\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\alpha 2} &= \frac{z_f \operatorname{tg} \alpha_{af} - z_b \operatorname{tg} \alpha_{ab} + (z_b - z_f) \operatorname{tg} \alpha}{2\pi} = \\ &= \frac{14 \operatorname{tg} 36,66^\circ - 46 \operatorname{tg} 15,46^\circ + (46 - 14) \operatorname{tg} 20^\circ}{2 \cdot 3,14} = 1,49.\end{aligned}$$

6. Проверочный расчёт передачи

Выполняем вначале проверку прочности ступени $a - g$.

Для проверки прочности, прежде всего, уточняем коэффициенты нагрузки K_H и K_F . Для прямозубых передач коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении $K_{H\alpha} = 1$. Коэффициент $K_{F\alpha}$ для 6-ой степени точности определяется по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11\sqrt{\varepsilon_{\alpha 1}}} + \frac{CT - 3}{6} = \frac{9 - 6}{11\sqrt{2,38}} + \frac{6 - 3}{6} = 0,677.$$

Коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по линии контакта при перекосах зубчатых колёс, принимаем одинаковыми $K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_\beta$. Относительная ширина колеса:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_{wa}} = \frac{51}{89,6} = 0,57.$$

При $\psi_{bd} = 0,57$ и симметричном расположении опор по табл. 5 найдём коэффициент $K_\beta^o = 1,03$. При термообработке цементация принимаем $K_\beta = K_\beta^o = 1,03$.

Окружная скорость в контакте на начальной окружности:

$$V = \frac{\pi d_{wa} n_a^h}{60000} = \frac{3,14 \cdot 89,6 \cdot 13000}{60000} = 61 \text{ м/с.}$$

Также при расчётах принимаем $K_{Hv} = K_{Fv} = K_v$. Значение коэффициента динамичности при 6-ой степени точности по табл. 6 будет равно $K_v = 1,75$. Тогда, коэффициенты нагрузки при расчёте напряжений будут равны

$$K_H = K_{H\alpha} K_\beta K_v = 1 \cdot 1,03 \cdot 1,75 = 1,8 ;$$

$$K_F = K_{F\alpha} K_\beta K_v = 0,677 \cdot 1,03 \cdot 1,75 = 1,22 .$$

Коэффициент, учитывающий геометрические характеристики для прямозубой передачи:

$$Z_{H1} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2\alpha_{w1})}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \cdot 22,64)}} = 1,677 .$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие:

$$Z_{\varepsilon 1} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{a1}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 2,38}{3}} = 0,735 .$$

Контактные напряжения будут равны

$$\begin{aligned} \sigma_{Hag} &= 275 Z_{H1} Z_{\varepsilon 1} \sqrt{\frac{2T_{ag} K_H (i_{ag} + 1)}{d_{wa}^2 b_1 i_{ag}}} = \\ &= 275 \cdot 1,677 \cdot 0,735 \sqrt{\frac{2 \cdot 6,486 \cdot 10^5 \cdot 1,8(4 + 1)}{89,6^2 \cdot 51 \cdot 4}} = 905 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Контактная прочность обеспечена, поскольку $\sigma_{Hag} < [\sigma_H]$.

Коэффициенты формы зуба центрального колеса и сателлита, определяемые по табл. 7, будут равны $Y_{Fa} = 3,35$ и $Y_{Fg} = 3,5$.

Напряжения изгиба:

$$\sigma_{Fa} = \frac{2T_{ag} K_F Y_{Fa}}{d_{wa} b_1 m_1} = \frac{2 \cdot 6,486 \cdot 10^5 \cdot 1,22 \cdot 3,35}{89,6 \cdot 51 \cdot 4} = 290 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{Fg} = \sigma_{Fa} \frac{Y_{Fg}}{Y_{Fa}} = 290 \frac{3,5}{3,35} = 303 \text{ МПа.}$$

Недогрузка по контактнм напряжениям:

$$e_{Hag} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_{Hag}}{[\sigma_H]} = \frac{1150 - 905}{1150} = 0,21.$$

Недогрузки по изгибным напряжениям:

$$e_{Fa} = \frac{[\sigma_F] - \sigma_{Fa}}{[\sigma_F]} = \frac{400 - 290}{400} = 0,27;$$

$$e_{Fg} = \frac{[\sigma_F] - \sigma_{Fg}}{[\sigma_F]} = \frac{400 - 303}{400} = 0,24.$$

Недогрузки превышают нормативные значения. Необходимо уменьшать ширину зуба.

$$b_1 = b_1 \left(\frac{\sigma_{Hag}}{[\sigma_H]} \right)^2 = 51 \left(\frac{905}{1150} \right)^2 = 31,6 \text{ мм.}$$

$$b_1 = b_1 \frac{\sigma_{Fg}}{[\sigma_F]} = 51 \frac{303}{400} = 38,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 39$ мм. Уточняем: $\psi_{bd} = 0,43$, $K_\beta = 1,015$, $K_H = 1,78$, $K_F = 1,2$, контактные напряжения $\sigma_{Hag} = 1029$ МПа, напряжения изгиба $\sigma_{Fa} = 373$ МПа, $\sigma_{Fg} = 390$ МПа.

Недогрузка по контактнм напряжениям:

$$e_{Hag} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_{Hag}}{[\sigma_H]} = \frac{1150 - 1029}{1150} = 0,1.$$

Недогрузки по изгибным напряжениям:

$$e_{Fa} = \frac{[\sigma_F] - \sigma_{Fa}}{[\sigma_F]} = \frac{400 - 373}{400} = 0,06;$$

$$e_{Fg} = \frac{[\sigma_F] - \sigma_{Fg}}{[\sigma_F]} = \frac{400 - 390}{400} = 0,025.$$

Недогрузки не превышают нормативные значения.

Выполняем проверку прочности ступени $f - b$.

Для проверки прочности, прежде всего, уточняем коэффициенты нагрузки K_H и K_F . Для прямозубых передач коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении $K_{H\alpha} = 1$. Коэффициент $K_{F\alpha}$ для 6-ой степени точности определяется по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{9 - CT}{11\sqrt{\varepsilon_{\alpha 2}}} + \frac{CT - 3}{6} = \frac{9 - 6}{11\sqrt{1,488}} + \frac{6 - 3}{6} = 0,723.$$

Коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по линии контакта при перекосах зубчатых колёс, принимаем одинаковыми $K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_{\beta}$. Относительная ширина колеса:

$$\Psi_{bd} = \frac{b_2}{d_{wf}} = \frac{23}{196,49} = 0,12.$$

При $\Psi_{bd} = 0,12$ и симметричном расположении опор по табл. 5 найдём коэффициент $K_{\beta}^o = 1$. При термообработке цементация принимаем $K_{\beta} = K_{\beta}^o = 1$.

Также при расчётах принимаем $K_{Hv} = K_{Fv} = K_v$.

Окружная скорость в контакте на начальной окружности:

$$V = \frac{\pi d_{wf} n_f^h}{60000} = \frac{3,14 \cdot 196,49 \cdot 3250}{60000} = 33,4 \text{ м/с.}$$

Значение коэффициента динамичности при 6-ой степени точности по табл. 6 будет равно $K_v = 1,65$. Тогда, коэффициенты нагрузки при расчёте напряжений будут равны

$$K_H = K_{H\alpha} K_\beta K_v = 1 \cdot 1 \cdot 1,65 = 1,65;$$

$$K_F = K_{F\alpha} K_\beta K_v = 0,723 \cdot 1 \cdot 1,65 = 1,19.$$

Коэффициент, учитывающий геометрические характеристики для прямозубой передачи:

$$Z_{H2} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2\alpha_{w2})}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \cdot 20)}} = 1,764.$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие:

$$Z_{\varepsilon 2} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha 2}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,488}{3}} = 0,915.$$

Контактные напряжения:

$$\begin{aligned} \sigma_{Hfb} &= 275 Z_{H2} Z_{\varepsilon 2} \sqrt{\frac{2 T_{fb} K_H (i_{fb} - 1)}{d_{wf}^2 b_2 i_{fb}}} = \\ &= 275 \cdot 1,764 \cdot 0,915 \sqrt{\frac{2 \cdot 2,5687 \cdot 10^6 \cdot 1,65 (3,28 - 1)}{196,49^2 \cdot 23 \cdot 3,28}} = 1143 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Контактная прочность обеспечена, поскольку $\sigma_{Hfb} < [\sigma_H]$.

Коэффициенты формы зуба по табл. 7 для сателлита $Y_{Ff} = 4$, для корончатого колеса $Y_{Fb} = 3,57$.

Напряжения изгиба:

$$\sigma_{Ff} = \frac{2 T_{fb} K_F Y_{Ff}}{d_{wf} b_2 m_2} = \frac{2 \cdot 2,5687 \cdot 10^6 \cdot 1,19 \cdot 4}{196,49 \cdot 23 \cdot 14} = 387 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{Fb} = \sigma_{Ff} \frac{Y_{Fb}}{Y_{Ff}} = 387 \frac{3,57}{4} = 345 \text{ МПа.}$$

Изгибная прочность обеспечена, поскольку $\sigma_{Ff} < [\sigma_F]$, $\sigma_{Fb} < [\sigma_F]$.

Недогрузка по контактнм напряжениям:

$$e_{Hfb} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_{Hfb}}{[\sigma_H]} = \frac{1150 - 1143}{1150} = 0,006.$$

Недогрузки по изгибным напряжениям:

$$e_{Ff} = \frac{[\sigma_F] - \sigma_{Ff}}{[\sigma_F]} = \frac{400 - 387}{400} = 0,03.$$

$$e_{Fb} = \frac{[\sigma_F] - \sigma_{Fb}}{[\sigma_F]} = \frac{400 - 345}{400} = 0,14.$$

Недогрузки не превышают нормативные значения.

Учебное издание

Балякин Валерий Борисович
Барманов Ильдар Сергеевич

**РАСЧЁТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ
АВИАЦИОННЫХ РЕДУКТОРОВ**

Учебное пособие

Редактор А.В. Ярославцева
Компьютерная вёрстка А.В. Ярославцевой

Подписано в печать 10.12.2020. Формат 60×84 1/16.

Бумага офсетная. Печ. л. 4,75.

Тираж 25 экз. Заказ . Арт. – 1(РЗУ)/2020.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)
443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

Издательство Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.