

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
ПИИЦ (Russia) = 0.126
ESJI (KZ) = 9.035
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

SOI: [1.1/TAS](#) DOI: [10.15863/TAS](#)

International Scientific Journal Theoretical & Applied Science

p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online)

Year: 2021 Issue: 03 Volume: 95

Published: 29.03.2021 <http://T-Science.org>

QR – Issue



QR – Article



Denis Chemezov

Vladimir Industrial College
M.Sc.Eng., Corresponding Member of International Academy of
Theoretical and Applied Sciences, Lecturer, Russian Federation
<https://orcid.org/0000-0002-2747-552X>
vic-science@yandex.ru

Semen Galaktionov

Vladimir Industrial College
Student, Russian Federation

Maksim Perov

Vladimir Industrial College
Student, Russian Federation

Petr German

Vladimir Industrial College
Student, Russian Federation

Oleg Stepanov

Vladimir Industrial College
Student, Russian Federation

Vladimir Serov

Vladimir Industrial College
Student, Russian Federation

Vyacheslav Matveev

Vladimir Industrial College
Student, Russian Federation

THE STATIC ANALYSIS OF ENGAGEMENT OF CYLINDRICAL GEAR WHEELS

Abstract: The modeling results of engagement of cylindrical gear wheels, obtained after the calculation in the "SolidWorks" computer program, are presented in the article. The analysis of von Mises stress, equivalent strain, contact pressure, total strain energy, loading, safety margin and fatigue of material of the parts of the cylindrical gear drive of external engagement was performed.

Key words: the gear wheel, engagement, stress, strain, material.

Language: Russian

Citation: Chemezov, D., et al. (2021). The static analysis of engagement of cylindrical gear wheels. *ISJ Theoretical & Applied Science*, 03 (95), 366-374.

Soi: <http://s-o-i.org/1.1/TAS-03-95-56> **Doi:**  <https://dx.doi.org/10.15863/TAS.2021.03.95.56>

Scopus ASCC: 2210.

СТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
РИИЦ (Russia) = 0.126
ESJI (KZ) = 9.035
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

Аннотация: В статье представлены результаты моделирования зацепления цилиндрических зубчатых колес, полученные после расчета в компьютерной программе «SolidWorks». Выполнен анализ напряжения по фон Мизесу, эквивалентной деформации, контактного давления, суммарной энергии деформации, нагруженности, запаса прочности и усталости материала деталей цилиндрической прямозубой передачи внешнего зацепления.

Ключевые слова: зубчатое колесо, зацепление, напряжение, деформация, материал.

Введение

Цилиндрическая зубчатая передача является наиболее распространенной в различных областях промышленности. Зубчатая передача включает в себя шестерню и колесо, которые устанавливаются на валы, для передачи вращательного движения между ними. Передача вращения выполняется при помощи постоянного зацепления зубьев специальной формы, нарезанных на периферии ведущего и ведомого звеньев. Изготовление цилиндрических зубчатых колес осуществляется при соблюдении требований, указанных в официальных документах [1-10].

Зацепление шестерни и колеса происходит по боковым поверхностям зубьев. Максимальная площадь контакта боковых поверхностей зубьев обеспечивает снижение величин контактного давления и износа. Проверка зацепления зубьев шестерни и колеса выполняется в производственных условиях методом пробы на краску после монтажа кинематической пары на

валах. На этапе проектирования цилиндрической зубчатой передачи правильность зацепления зубьев шестерни и колеса рационально определять с помощью трехмерного моделирования в специальных компьютерных программах. При использовании дополнительных функций возможен расчет напряженно-деформированного состояния материала зубьев шестерни и колеса в месте контакта. По полученным результатам выполняется анализ запаса прочности и усталости материалов деталей передачи.

Материалы и методы исследования

Моделировался процесс зацепления зубьев шестерни и колеса с передаточным отношением 1 в программе "SolidWorks". Для этого были построены твердотельные модели шестерни и зубчатого колеса с одинаковым числом зубьев (z_1 и $z_2 = 20$) в модуле "Gears" программы "Компас-3D". Моделям были заданы свойства стали 45. Свойства материала моделей шестерни и зубчатого колеса представлены в табл. 1.

Таблица 1. Свойства стали 45.

Параметр	Величина	Единица измерения
Предел текучести	2.20594×10^8	Н/м ²
Предел прочности при растяжении	3.99826×10^8	Н/м ²
Модуль упругости	2.1×10^{11}	Н/м ²
Коэффициент Пуассона	0.28	
Массовая плотность	7800	кг/м ³
Модуль сдвига	7.9×10^{10}	Н/м ²
Коэффициент теплового расширения	1.3×10^{-5}	К ⁻¹

Масса одного зубчатого колеса составила 0.0573346 кг (объем – 0.0000073506 м³), масса зубчатой передачи – 0.1146692 кг (объем – 0.0000147012 м³).

Крепление моделей шестерни и зубчатого колеса в виде зафиксированного шарнира осуществлялось по посадочным отверстиям. На ведущее звено зубчатой передачи был приложен вращающий момент против часовой стрелки величиной 250 Н×м. Результирующая сила

величиной 2613.69 Н раскладывалась на три составляющие: X – -2196.81 Н, Y – -0.0268054 Н и Z – 1416.12 Н. Для уменьшения времени расчета модели валов и шпонок не строились.

Геометрический и проектный расчеты цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления представлены в табл. 2-3. Расчеты на прочность и выносливость материала деталей цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления представлены в табл. 4-5.

Impact Factor:	ISRA (India) = 6.317	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
	ISI (Dubai, UAE) = 1.582	РИИЦ (Russia) = 0.126	PIF (India) = 1.940
	GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 9.035	IBI (India) = 4.260
	JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 7.184	OAJI (USA) = 0.350

Таблица 2. Геометрический расчет зубчатой передачи.

Наименование и обозначение параметра		Ведущее колесо	Ведомое колесо
1. Число зубьев	z_1, z_2	20	
2. Модуль, мм	m_n	1.5	
3. Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	0°0'0"	
4. Направление линии зуба ведущего колеса	-	прямое	
5. Угол профиля зуба исходного контура	α	20°0'0"	
6. Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_a^*	1	
7. Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0.25	
8. Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f^*	0.38	
9. Ширина зубчатого венца, мм	b_1, b_2	12	
10. Коэффициент смещения исходного контура	x_1, x_2	0.6	
11. Диаметр измерительного ролика, мм	D_I, D_2	2.588	
12. Степень точности	-	7-C	
13. Расчетный диаметр вершин зубьев, мм	d_{a1}, d_{a2}	34.286	
14. Диаметр вершин зубьев со срезом, мм	d'_{a1}, d'_{a2}	34.286	
Контролируемые и измерительные параметры			
Возможность измерения постоянной хорды		Есть	Есть
Возможность измерения длины общей нормали		Есть	Есть
Возможность измерения размера по роликам		Есть	Есть
Критерии качества зацепления			
Подрезание зубьев		Нет	Нет
Интерференция зубьев		Нет	Нет
Заострение зубьев		Нет	Нет
Коэффициент перекрытия в пределах нормы		Да	
Самопересечение контура выреза зуба		Нет	Нет

Таблица 3. Проектный расчет зубчатой передачи.

Наименование и обозначение параметра		Ведущее колесо	Ведомое колесо
1. Вид расчета	-	По числам зубьев передачи	
2. Тип передачи	-	Прямозубая	
3. Материал зубчатых колес	Ведущее колесо	Сталь 45 ГОСТ 1050-2013	
	Ведомое колесо	Сталь 45 ГОСТ 1050-2013	
4. Предел выносливости по контакту, МПа	σ_{Hlimb}	640	
5. Предел выносливости по изгибу, МПа	σ_{Flimb}	498	
6. Твердость активных поверхностей зубьев колес, HRC или HB	-	285	
7. Планируемый ресурс работы, час	L_p	83000	
Коэффициенты			
8. Коэффициент ограничения усталостных повреждений	контакт	α_{HG}	0.6
	изгиб	α_{FG}	0.6
9. Коэффициент безопасности	контакт	S_H	1.1
	изгиб	S_F	1.7
10. Показатель кривой выносливости	контакт	q_H	6
	изгиб	q_F	6
11. Коэффициент, учитывающий шероховатость	Z_R		1
12. Базовое число циклов при изгибе, млн. циклов	N_{Flim}		4
13. Коэффициент, учитывающий влияние амплитуд напряжений противоположного знака, γ_d	Сталь:		
	Ведущее колесо	Отожжённая, нормализованная, термоулучшенная	0.35
	Ведомое колесо	Отожжённая, нормализованная, термоулучшенная	0.35

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 1.582	РИИЦ (Russia) = 0.126	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 9.035	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 7.184	OAJI (USA) = 0.350

Режимы нагружения				
	Расчетная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н×м		Частота вращения ведущего колеса, об/мин	Продолжительность работы передачи на данном режиме, %
	контакт	изгиб		
	T_{Hi}	T_{Fi}		
			n_{li}	-
1	1719.2	1788.2	783	38.07
2	1122.8	1177.3	1227	21.94
3	708.7	741	2017	4.57
4	418.5	455.3	2927	0.72
5	1352	1378.5	859	7.04
6	900.5	920.7	1453	12.78
7	508	551.4	2524	11.48
8	322.3	337.4	4240	3.4

Таблица 4. Расчет на прочность зубчатой передачи.

Наименование и обозначение параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные		
Расчетная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н×м	T_{max}	250
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	n_l	800
Определяемые параметры		
Окружная скорость в зацеплении, м/с	v	1.257
Расчет на контактную прочность		
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1.027
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Hv}	1.941
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Hv}	1.001
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tH}	16666.667
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ht}	1427.967
Расчетное контактное напряжение, МПа	σ_{Hmax}	4173.292
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	n_H	0.252
Расчет на прочность при изгибе		
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1.05
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Fv}	5.176
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Fv}	1.004
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tF}	16666.667
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ft}	1463.544
Расчетное напряжение изгиба, МПа	σ_{Fmax}	4029.624
Коэффициент запаса по напряжению изгиба	n_F	0.264

Таблица 5. Расчет на выносливость зубчатой передачи.

Наименование и обозначение параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные		
Базовое число циклов перемены напряжений, миллионы	контакт	N_{Hlim}
	изгиб	N_{Flim}
Предел выносливости по контакту, соответствующий базовому числу циклов, МПа	σ_{Hlimb}	640
Коэффициент ограничения усталостных повреждений (контакт)	α_{HG}	0.6
Коэффициент безопасности (контакт)	S_H	1.1
Показатель кривой выносливости (контакт)	q_H	6
Предел выносливости по изгибу, соответствующий базовому числу циклов, МПа	σ_{Flimb}	498
Коэффициент ограничения усталостных повреждений (изгиб)	α_{FG}	0.6
Коэффициент безопасности (изгиб)	S_F	1.7
Показатель кривой выносливости (изгиб)	q_F	6

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 1.582	ПИИЦ (Russia) = 0.126	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 9.035	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 7.184	OAJI (USA) = 0.350

Коэффициент, учитывающий шероховатость		Z_R	1			
Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки		Y_A	0.65			
Планируемый ресурс работы, час		L_p	83000			
Режимы нагружения передачи						
Расчетная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н×м	Частота вращения ведущего колеса, об/мин	Продолжительность работы передачи на данном режиме, %	Число циклов нагружения, миллионы	Контактное напряжение, МПа	Напряжение изгиба, МПа	
					Ведущее колесо	Ведомое колесо
контакт	изгиб				σ_{F1}^i	σ_{F2}^i
T_{H1}	T_{F1}	n_{H1}	-	N_{c1}	σ_{H1}	
1719.2	1788.2	783	38.07	1484.478738	10902.094	28644.962
1122.8	1177.3	1227	21.94	1340.634924	8816.08	18872.294
708.7	741	2017	4.57	459.040962	7012.685	11901.549
418.5	455.3	2927	0.72	104.950512	5400.984	7344.255
1352	1378.5	859	7.04	301.158528	9670.147	22086.789
900.5	920.7	1453	12.78	924.753132	7898.618	14768.159
508	551.4	2524	11.48	1442.980896	5944.485	8875.371
322.3	337.4	4240	3.4	717.9168	4751.625	5481.074
Наименование и обозначение параметра					Ведущее колесо	Ведомое колесо
Определяемые параметры						
Эквивалентные напряжения по контакту, МПа					σ_{HE}	9049.671
Эквивалентные напряжения по изгибу, МПа					σ_{FE}	22700.704

Начальные условия реализации компьютерного расчета зацепления зубьев ведущего и ведомого колес представлены на рис. 1.

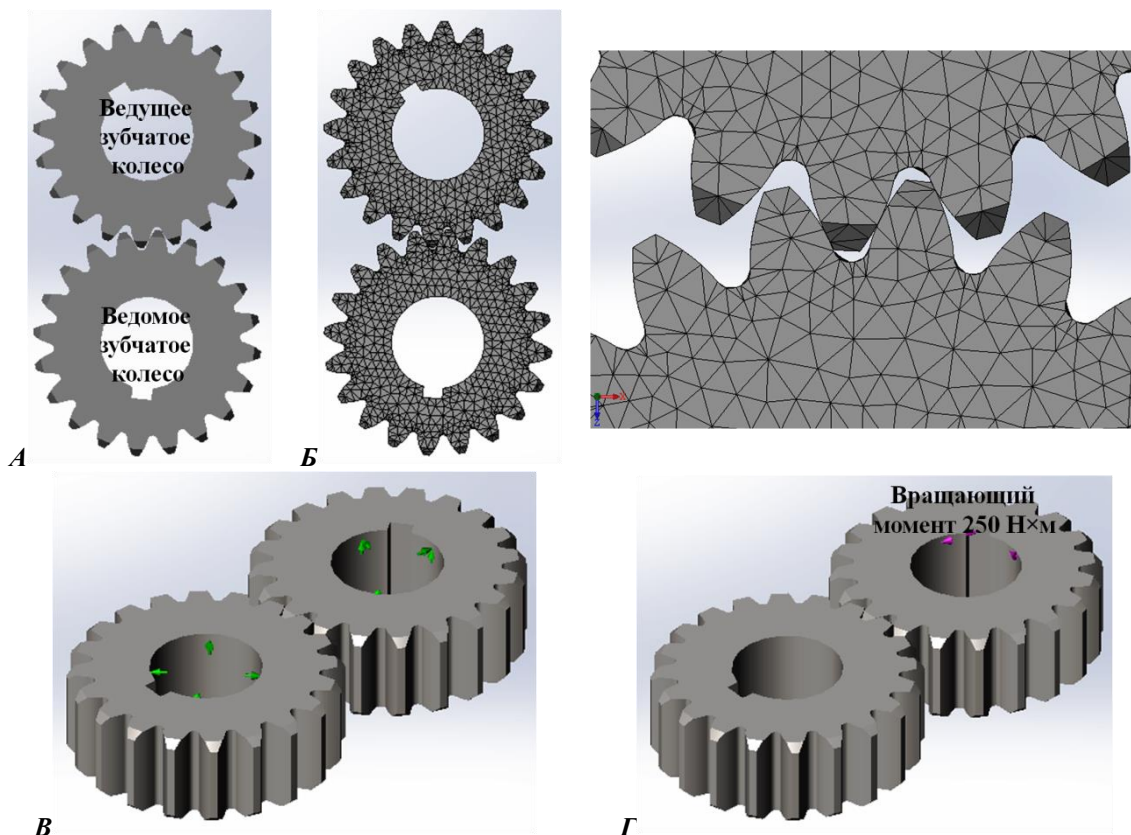


Рисунок 1 – Начальные условия моделирования: *A* – твердотельные модели ведущего и ведомого зубчатых колес; *B* – твердотельные модели ведущего и ведомого зубчатых колес после разбиения на конечные элементы; *B* – задание фиксации моделей зубчатых колес (зафиксированный шарнир); *Г* – задание вращающего момента ведущему зубчатому колесу.

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
РИИЦ (Russia) = 0.126
ESJI (KZ) = 9.035
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

Моделирование выполнялось при следующих условиях: температура при нулевом напряжении – 298 К; тип решающей программы – FFEPlus; коэффициент трения – 0.05; тип сетки – сетка на твердом теле; используемое разбиение – сетка на основе кривизны; точки Якобиана – 4 точки; качество сетки – высокое; всего узлов – 114820; всего элементов – 76046; максимальное соотношение сторон – 8.9619; процент элементов с соотношением сторон < 3 – 96.2; процент элементов с соотношением сторон > 10 – 0; процент искаженных элементов (Якобиан) – 0.

Результаты и их обсуждение

Напряженно-деформированное состояние материала зубьев шестерни и колеса в зацеплении продемонстрировано на моделях в виде цветовых контуров. Для детального рассмотрения напряжений и деформаций материала деталей зубчатой передачи был выполнен разрез в месте зацепления.

Расчетные контуры напряжения по фон Мизесу, контактного давления, результирующего перемещения, эквивалентной деформации, суммарной энергии деформации, нагруженности, запаса прочности и усталости материала зубьев ведущего и ведомого колес представлены на рис.2-9.

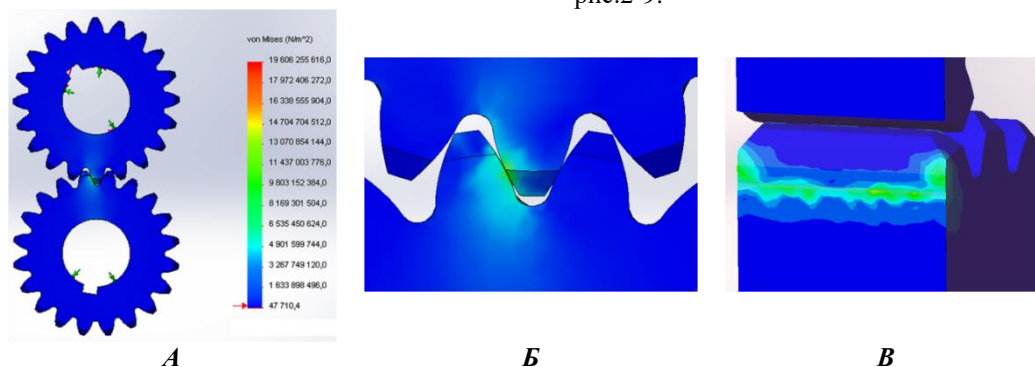


Рисунок 2 – Контурсы напряжения по фон Мизесу: *A* – главный вид зубчатой передачи; *Б* – увеличение в месте зацепления; *В* – разрез места зацепления.

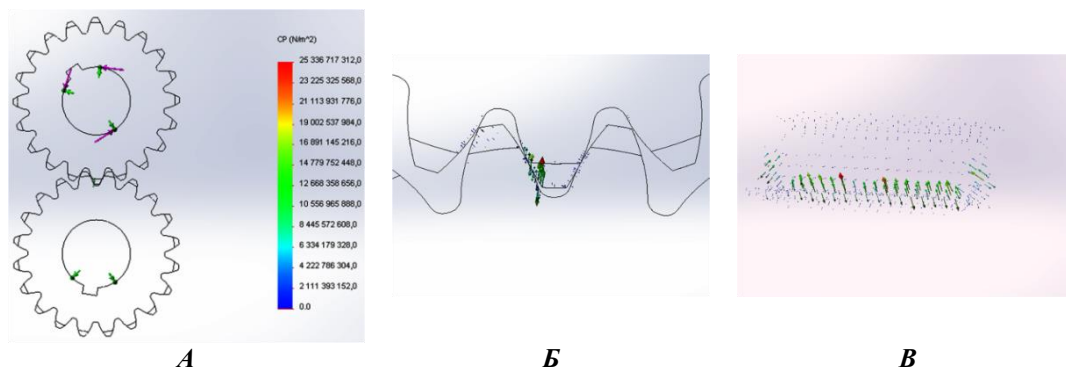


Рисунок 3 – Контурсы контактного давления: *A* – главный вид зубчатой передачи; *Б* – увеличение в месте зацепления; *В* – разрез места зацепления.

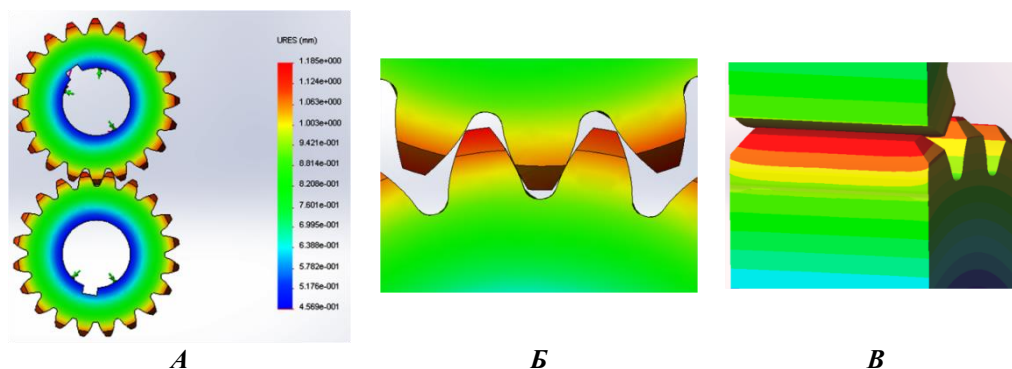


Рисунок 4 – Контурсы результирующего перемещения: *A* – главный вид зубчатой передачи; *Б* – увеличение в месте зацепления; *В* – разрез места зацепления.

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 1.582	РИИЦ (Russia) = 0.126	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 9.035	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 7.184	OAJI (USA) = 0.350

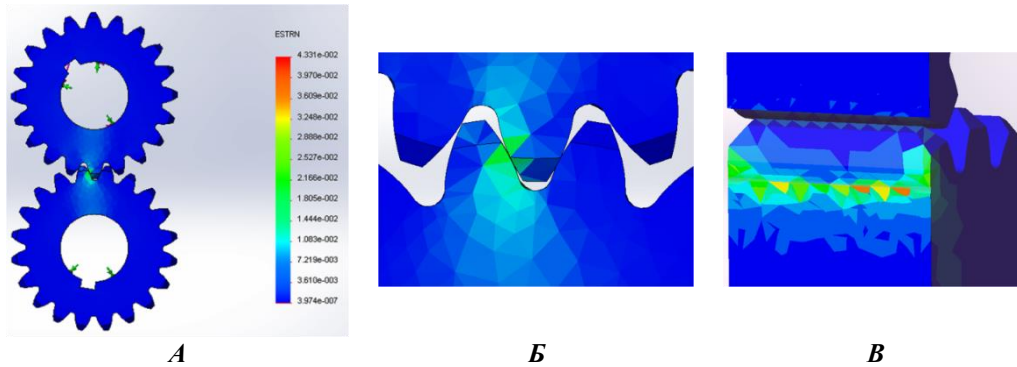


Рисунок 5 – Контуры эквивалентной деформации: *A* – главный вид зубчатой передачи; *Б* – увеличение в месте зацепления; *В* – разрез места зацепления.

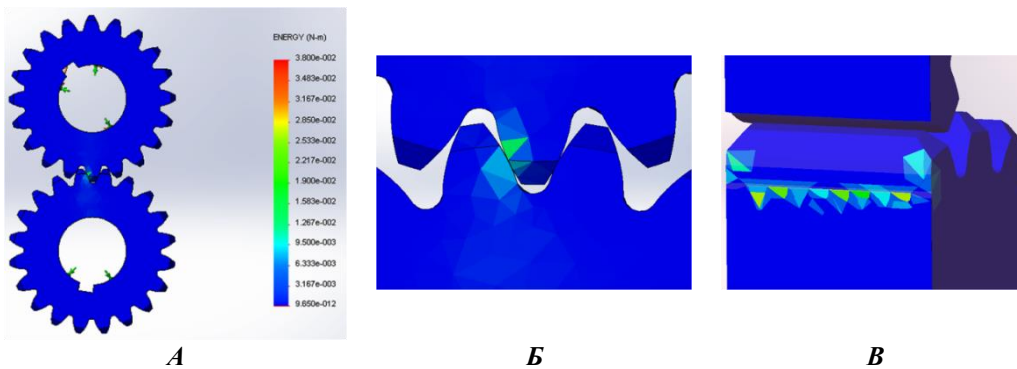


Рисунок 6 – Контуры суммарной энергии деформации: *A* – главный вид зубчатой передачи; *Б* – увеличение в месте зацепления; *В* – разрез места зацепления.

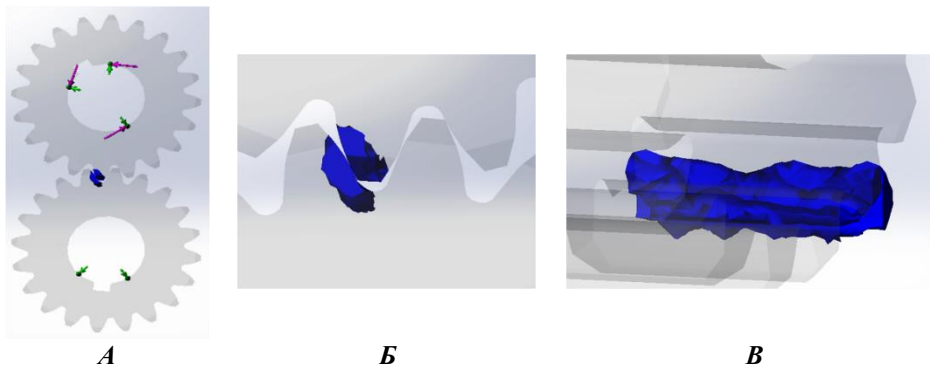


Рисунок 7 – Контуры нагруженности зубьев ведущего и ведомого колес: *A* – главный вид зубчатой передачи; *Б* – увеличение в месте зацепления; *В* – разрез места зацепления.

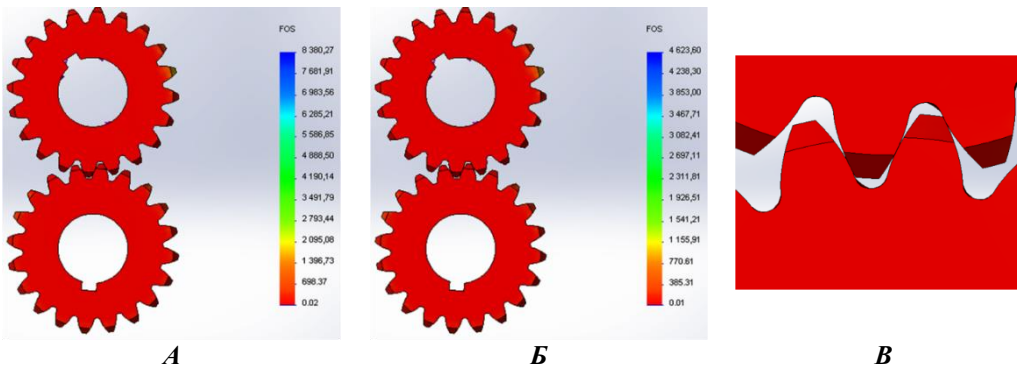


Рисунок 8 – Контуры запаса прочности материала зубчатых колес: *A* и *Б* – главный вид зубчатой передачи (по пределу прочности и пределу текучести); *В* – увеличение в месте зацепления.

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 1.582	РИИЦ (Russia) = 0.126	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 9.035	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 7.184	OAJI (USA) = 0.350

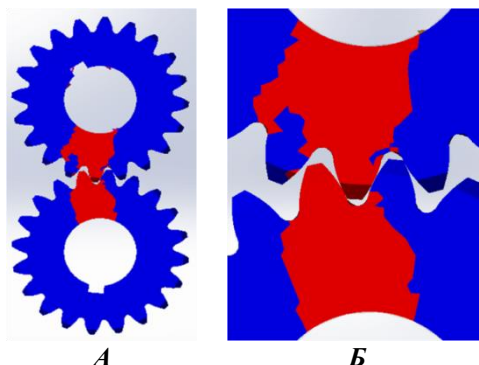


Рисунок 9 – Контуры усталости материала зубчатых колес: А – главный вид зубчатой передачи; Б – увеличение в месте зацепления.

При зацеплении зубьев колес в месте контакта возникают наибольшие напряжения материала. Ножка зуба колеса подвергается напряжению в большей степени, чем головка. Распределение напряжений, определенное по ширине зуба, характеризует неравномерность износа боковых поверхностей. По векторной эпюре контактного давления определены направления и величины действия сил давления. Вектор красного цвета определяет контактные площадки на боковых поверхностях зубьев, подвергающиеся максимальному напряжению. Объемы материала, расположенные около фасок, деформируются в другом направлении. Объем нагруженного материала ведущего и ведомого колес на всей длине зацепления зубьев составляет 0.86%. Запас прочности материала зубчатых колес рассчитывался по критерию максимального

напряжения по фон Мизесу $\left(\frac{\sigma_{vonMises}}{\sigma_{Limit}} < 1 \right)$.

Коэффициенты запаса прочности (0.2-3) и (0.1-2.6) были вычислены по пределу прочности и пределу текучести, соответственно. Расчет

усталости материала зубчатых колес был выполнен по изгибу. Боковые поверхности зубьев колес были приняты шлифованными. С учетом сопротивления усталости материала (1.99913×10^8 Н/м²) рассчитан результирующий коэффициент снижения усталостной прочности величиной 0.95 (при минимальном запасе прочности 1.0).

Заключение

Пятно контакта зубьев имеет большую площадь в области нарезанных фасок при вращении шестерни и колеса. В соответствии с расчетными контурами определено, что напряжения в материале распределяются неравномерно. В середине боковых поверхностей зацепленных зубьев колес износ будет происходить менее интенсивней, чем на остальной контактной площади. Наибольшая нагрузка приходится на головку и ножку зуба. Величина коэффициента запаса прочности материала говорит о возможном разрушении зубьев при предварительно рассчитанном числе циклов нагружения зубчатых колес (работающих на рассмотренном режиме эксплуатации).

References:

1. (1982). GOST 3.1109-82. Unified system for technological documentation. Terms and definitions of main concepts.
2. (1971). GOST 4543-71. Structural alloy steel bars. Specifications.
3. (1977). GOST 13733-77. Cylindrical small module straight and helical gears. Types. Basic parameters and dimension.
4. (1960). GOST 9563-60. Basic norms for interchangeability. Modules of gears.
5. (1983). GOST 16530-83. Gears. General terms, definitions and symbols.
6. (1970). GOST 16532-70. Cylindrical involute external gear pairs. Calculation of geometry.
7. (2015). GOST 13755-2015 (ISO 53:1998). Basic norm of interchangeability. Cylindrical gears for general and heavy engineering. Standard basic racks tooth profile.
8. (1975). GOST 21354-75. Cylindrical involute gear pairs. Calculation of strength.

Impact Factor:	ISRA (India) = 4.971	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
	ISI (Dubai, UAE) = 0.829	ПИИЦ (Russia) = 0.126	PIF (India) = 1.940
	GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 8.997	IBI (India) = 4.260
	JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 5.667	OAJI (USA) = 0.350

9. (1981). *GOST 1643-81. Basic requirements for interchangeability. Cylindrical gearings. Tolerances.*

10. (1981). *GOST 9178-81. Basic norms of interchangeability. Cylindrical fine-pitch gears. Tolerances.*