



Выбор марки материала и твёрдости рабочей поверхности зубьев динамически нагруженных зубчатых передач

И. С. Барманов

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры основ конструирования машин (Самарский университет), доцент кафедры «Механика» (СамГТУ); Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, Самарский государственный технический университет, г. Самара;
email: isbarmanov@mail.ru

Цель исследования – совершенствование методик проектирования зубчатых передач. Задачей, решению которой посвящена статья, является установление функциональных зависимостей между твёрдостью рабочей поверхности зубьев зубчатых передач и условиями работы. Методы исследования основаны на теории прочности, теории упругости, механике контактного взаимодействия. Новизна работы заключается в установлении функциональных зависимостей между твёрдостью рабочей поверхности зубьев и основными исходными данными (мощность и частота вращения шестерни); выявлении влияния мощности и частоты вращения шестерни на выбор твёрдости поверхности зубьев. Результаты исследования: проведены расчёты габаритных размеров цилиндрической прямозубой передачи из условия контактной прочности; определены диапазоны значений твёрдости рабочей поверхности зубьев; установлены функциональные зависимости между заданной мощностью, частотой вращения и твёрдостью поверхности зубьев; построена номограмма по определению минимального значения твёрдости рабочей поверхности зубьев в зависимости от мощности и частоты вращения шестерни. Полученные результаты позволяют при заданных значениях мощности и частоты вращения определить минимальную твёрдость рабочей поверхности зубьев и выбрать соответствующий материал и вид термообработки при проектировочных расчётах динамически нагруженных зубчатых передач.

Ключевые слова: зубчатая передача; термообработка; твёрдость поверхности; расчёт на прочность; габаритные размеры

Цитирование: Барманов, И. С. Выбор марки материала и твёрдости рабочей поверхности зубьев динамически нагруженных зубчатых передач / И. С. Барманов // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №1. – С. 7–13. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-7-13

Введение

Для получения наилучших характеристик зубчатых передач при проектировании решаются многокритериальные задачи. Оптимального результата можно добиться применением различных вычислительных инструментов, автоматизацией расчёта и трёхмерным моделированием.

В работах [1, 2] для получения оптимальных габаритных размеров цилиндрической передачи используется редактор EXCEL. В работе [3] применяется система автоматизирован-

ного проектирования для расчёта и конструирования зубчатых передач, реализованная в MATLAB. В условиях развития отечественных продуктов применяются такие продукты как T-FLEX [4, 5], WinMachine [6]. Подобные системы проектирования позволяют получить оптимальный результат с минимальными затратами ресурсов. Помимо размеров и параметров зубчатых передач важно также разработать конструкцию, удовлетворяющую требованиям работоспособности. Для этих целей разрабатываются твердотельные модели деталей и узлов зубчатых передач с применением таких продуктов как КОМПАС, SolidWorks, NX, Autodesk, Catia и пр. [7, 8]. Лучших результатов удаётся добиться при комплексном проектировании деталей зубчатой передачи – валов, опорных узлов и т.д. В работах [9-11] решаются вопросы проектирования различных типов редукторов с применением модулей расчёта передач и их узлов. Комплексный расчёт позволяет оценить работоспособность не только передачи, но и других критических её элементов. Рассмотренные и подобные инструменты существенно сокращают трудоёмкость расчётов при проектировании и позволяют добиваться наилучших результатов, также появляется возможность наглядного представления результатов и их анализ [12].

При реализации рассмотренных средств проектирования актуальным остаётся вопрос выбора материалов для зубчатых колес. Диапазон выбора механических характеристик достаточно широк, в связи с чем необходимо иметь рекомендации по выбору материала и его характеристик. В работах [13, 14] рассматривались вопросы выбора материалов и влияние механических характеристик на размеры, массу, стоимость и другие качественные характеристики передач. Однако, не было выработано рекомендаций по их выбору в зависимости от условий работы и назначения зубчатых передач.

1 Исходные данные, модель и метод исследования

Для разработки рекомендаций по выбору материалов зубчатых колёс были проведены исследования влияния твёрдости поверхности зубьев на габаритные размеры передачи. Исследования проводились для цилиндрических прямозубых передач с использованием методики расчёта [15] и справочных данных [16].

Исследования проводились при следующих исходных данных: степень точности – 7; коэффициент ширины зубчатых колес относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = 0,3$; передаточное число $U = 2,2$; запас прочности по контактным напряжениям $S_H = 1,1$; коэффициент неравномерности по ширине зуба $K_\beta = 1$; коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$; твёрдость рабочей поверхности зубьев $HB = 170...600$; частота вращения шестерни $n = 500; 1000; 2000; 3000; 5000; 7500; 10000; 15000$ об/мин; мощность $P = 0,1; 0,5; 1; 3; 5; 8; 12; 15; 20; 25; 40; 60; 90; 120; 150; 180; 220; 280; 340; 400$ кВт.

Межосевое расстояние определялось по формуле:

$$a_w = 48,9(U + 1) \sqrt[3]{\frac{TK_H}{\psi_{ba}U[\sigma_H]^2}},$$

где $T = 9,55 \cdot 10^6 P/n$ – крутящий момент; $K_H = K_\beta K_V$ – коэффициент нагрузки; K_V – коэффициент динамической нагрузки; $[\sigma_H] = \sigma_{Hlimb} K_{HL} / S_H$ – допускаемые контактные напряжения; σ_{Hlimb} – базовый предел выносливости.

Коэффициент нагрузки предварительно принимался $K_H = 1$, далее, определив ориентировочный диаметр шестерни $d_{w1} = 2a_w / (U + 1)$, рассчитывалась окружная скорость и уточ-

нялись коэффициент нагрузки и габаритные размеры. Такой подход позволил повысить достоверность проводимых исследований, поскольку зависимость между габаритными размерами и исходными данными является неявно выраженной – коэффициент нагрузки K_H зависит от окружной скорости, а окружная скорость зависит от диаметра шестерни. При высоких окружных скоростях расчёт не проводился, поскольку невозможно определить коэффициент динамической нагрузки по справочным данным. Базовый предел выносливости принимался по таблице 1.

Таблица 1 – Механические свойства материалов

Марка стали	Термообработка	HV	$\sigma_{H \lim b}$, МПа
Ст. 40, 45, 40X, 40XH, 35XM	Нормализация, улучшение	170	410
		220	510
		300	670
Ст. 40X, 40XH, 35XM	Объёмная, поверхностная закалка	450	960
		550	1140
Ст. 12ХН3А, 25ХГТ, 20X, 20ХН3А	Цементация	600	1380

2 Результаты

В таблице 2 представлены значения твёрдости поверхности зубьев, при которых возможен расчёт зубчатой передачи при различных значениях мощности и частоты вращения шестерни.

Таблица 2 – Значения твёрдости HV при различных условиях работы

Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин									
	500	1000	2000	3000	5000	7500	10000	15000		
0,1	любая									
0,5										
1										
3										
5										
8	любая				≥ 220		≥ 220	≥ 300		
12					≥ 300		≥ 450	≥ 450	≥ 550	≥ 300
15					≥ 220					
20	≥ 300		≥ 450	≥ 450	≥ 550	≥ 550				
25	≥ 300						≥ 450	≥ 450	≥ 550	600
40	≥ 220		≥ 450	≥ 450	≥ 550	600				
60	≥ 300						≥ 450	≥ 450	≥ 550	600
90	≥ 220		≥ 450	≥ 450	≥ 550	600				
120	≥ 300						≥ 450	≥ 450	≥ 550	600
150	≥ 300		≥ 450	≥ 450	≥ 550	600				
180	≥ 300						≥ 450	≥ 450	≥ 550	600
220	≥ 300		≥ 450	≥ 450	≥ 550	600				
280	≥ 300						≥ 450	≥ 450	≥ 550	600
340	≥ 300		≥ 450	≥ 450	≥ 550	600				
400	≥ 300						≥ 450	≥ 450	≥ 550	600

Для наглядности были построены графические зависимости мощности от частоты при минимально возможных значениях твёрдости согласно данным таблицы 2. Данные зависимости были аппроксимированы степенной функцией вида:

$$P = \frac{a}{n^b},$$

где a , b – константы.

Получилась номограмма по определению минимального значения твёрдости рабочей поверхности зубьев в зависимости от заданных значений мощности и частоты вращения входного вала зубчатой передачи (рисунок 1). В таблице 3 приведены значения констант и достоверность аппроксимации R^2 . Средние значения констант составили $\bar{a} = 18,8 \cdot 10^8$, $\bar{b} = 1,964$.

Таблица 3 – Значения констант аппроксимации

HB	a	b	R^2 , %	$\bar{a}$	$\bar{b}$
220	$10 \cdot 10^8$	2,155	99,9	$18,8 \cdot 10^8$	1,964
300	$2 \cdot 10^8$	1,91	99,8		
450	$2 \cdot 10^8$	1,853	99,7		
550	$20 \cdot 10^8$	1,897	97		
600	$60 \cdot 10^8$	2,007	98,5		

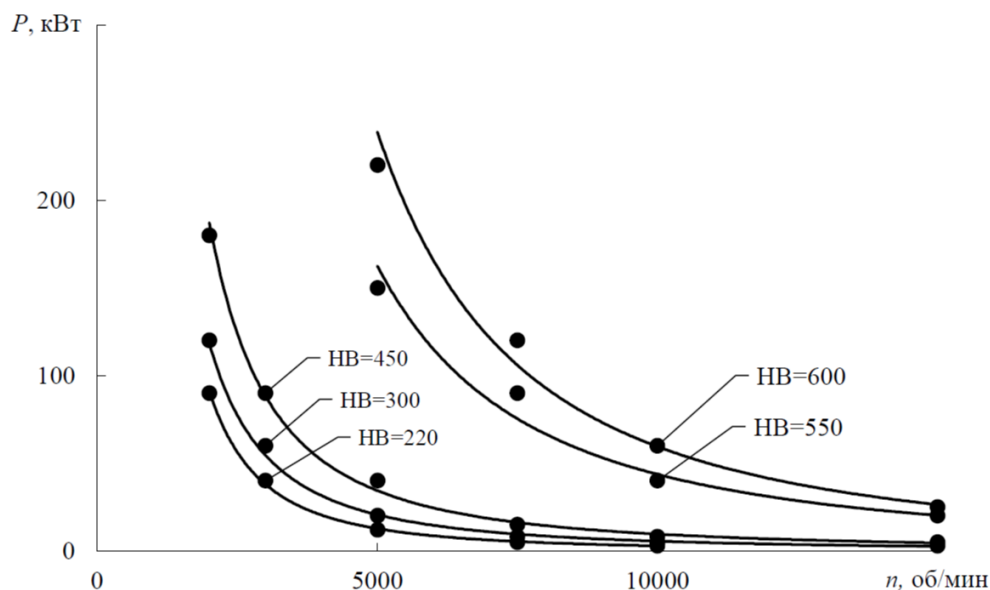


Рисунок 1 – Номограмма по определению минимального значения твёрдости рабочей поверхности зубьев

Заключение

Получена номограмма по определению минимального значения твёрдости рабочей поверхности зубьев в зависимости от заданных значений мощности и частоты вращения входного вала зубчатой передачи. Номограмма позволяет по значению твёрдости поверхности зубьев выбирать марку стали и вид термообработки зубчатых колес при проектировании зубчатой передачи. Окончательный выбор соответствующих значений твёрдости, марки материала и вида термообработки должен осуществляться с учётом других влияющих факторов – степень точности, технологические возможности и ограничения, специальные требования,

например минимальные масса и пр. Поэтому целесообразно также провести исследования дополнительных факторов, влияющих на выбор механических характеристик материалов зубчатых колес.

Список использованных источников

1. Битюцких, О. К. Расчет и проектирование вала и зубчатой передачи с использованием программы MICROSOFT EXCEL / О. К. Битюцких, О. Ю. Бережная, А. В. Маркин // Труды III Всероссийской научно-практической конференции «Проектирование механизмов и машин». – Воронеж: Воронежский государственный технический университет, 2009. – С. 105-108.
2. Юдкин, Ю. П. Проектирование прямозубых цилиндрических передач в диалоговом режиме в редакторе MICROSOFT EXCEL / Ю.П. Юдкин, А.Л. Григорьев; Тульский государственный университет. – Тула, 2005. – 10 с. – деп. в ВИНТИ 25.04.2005 № 597-B2005.
3. Софина, С. Н. Автоматизация расчета цилиндрических зубчатых передач с использованием MATLAB / С. Н. Софина, Ю. И. Привалова // Техника и технологии строительства. – 2016. – № 2(6). – С. 13.
4. Кудяев, С. П. Проектирование зубчатых передач в среде T-FLEX/Расчеты / С. П. Кудяев, Е. А. Вознесенский // Сборник материалов III Всероссийской научно-практической конференции «Организационные, философские и технические проблемы современных машиностроительных производств». – Саранск: Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарева, 2004. – С. 173-174.
5. Воронков, В. T-FLEX Зубчатые передачи – новое приложение комплекса T-FLEX PLM для проектирования, анализа и расчета зубчатых передач / В. Воронков, П. Гончарова // САПР и графика. – 2021. – №3(293). – С. 33-36.
6. Партко, С. А. Проектирование планетарных передач в отечественных CAD/CAE APM WINMACHINE и КОМПАС-3D / С. А. Партко // Материалы V Международной научно-практической конференции «Инновационные технологии в науке и образовании». – Ростов на Дону: ООО «ДГТУ-Принт», 2017. – С. 552-556.
7. Логвин, А. И. Проектирование и расчет сборочного узла планетарной передачи в ПК SolidWorks / А. И. Логвин, В. А. Ковпанько // Сборник тезисов научной студенческой конференции «Неделя науки – 2022». – Брест: Брестский государственный технический университет, 2022. – С. 61.
8. Лашков, В. А. Трехмерное проектирование и инженерный анализ элементов конического редуктора в системе AUTODESK INVENTOR / В. А. Лашков, Ф. А. Калимуллин, О. Р. Каратаев, Р. А. Усманов // Вестник технологического университета. – 2020. – Т. 23, №5. – С. 94-97.
9. Лашков, В. А. Расчет и проектирование конического редуктора в модуле APM DRIVE / В. А. Лашков, С. Г. Кондрашева, Р. Р. Халимбаев // Вестник технологического университета. – 2016. – Т. 19, №20. – С. 141-142.
10. Лашков, В. А. Проектирование и инженерный анализ механизмов в CAD/CAE системах / В. А. Лашков, А. С. Сорокин, С. Г. Кондрашева, Е. А. Ганин // Вестник технологического университета. – 2018. – Т. 21, №20. – С. 139-142.
11. Лашков, В. А. Автоматизированное проектирование двухступенчатого цилиндрического прямозубого редуктора в система APM WINMACHINE / В. А. Лашков, С. Г. Кондрашева, Д. А. Хамидуллина // Вестник технологического университета. – 2020. – Т. 23, №3. – С. 106-109.
12. Дюмин, В. А. Некоторые геометрические аспекты расчета и визуализации результатов при проектировании зубчатых передач / В. А. Дюмин, Б. В. Марфин, Д. Е. Тихонов-Бугров // Труды десятой общероссийской научно-практической конференции «Инновационные технологии и технические средства специального назначения». – Санкт-Петербург: Балтийский государственный технический университет «Военмех» им. Д. Ф. Устинова, 2018. – Т. 1. – С. 106-111.
13. Петракова, Е. А. О целесообразности выбора высоколегированных сталей для зубчатых пар в закрытых передачах / Е. А. Петракова, М. У. Ахмедов, М. А. Молоканов // Справочник. Инженерный журнал. – 2018. – №10 (259). – С. 18-28.
14. Петракова, Е. А. Прогнозирование основных размеров одноступенчатых цилиндрических редукторов на ранних этапах проектирования / Е. А. Петракова, В. А. Суматохин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. – №3. – С. 386-395. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-386-395.
15. Алгоритмизированный расчет зубчатых передач привода : метод. указания / Д. С. Коднир, М. И. Курушин, В. Н. Васин, А. Н. Тихонов. – Куйбышев: Куйб. ав. инс-т, 1984. – 30 с.
16. Расчет на прочность цилиндрической зубчатой передачи на ЭВМ : метод. указания / Е. П. Жильников, А. Н. Тихонов. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 1996. – 24 с.

Selection of the material grade and hardness of the working surface of the teeth of dynamically loaded gears

I. S. Barmanov

Candidate of Science (Engineering), Associate Professor;
Samara National Research University, Samara Polytech, Samara,
Russian Federation;
email: isbarmanov@mail.ru

The purpose of the study is to improve the design methods of gears. The problem, the solution of which the article is devoted to, is to establish functional dependencies between the hardness of the working surface of the gear teeth and operating conditions. The research methods are based on the theory of strength, Elasticity theories, Mechanics of contact interaction. The novelty of the work lies in the establishment of functional dependencies between the hardness of the working surface of the teeth and the basic initial data (power and rotation frequency of the gear); identification of the effect of the power and rotation frequency of the gear on the choice of hardness of the surface of the teeth. The results of the study - the overall dimensions of the spur cylindrical gear were carried out based on the contact strength condition; the ranges of the hardness values of the working surface of the teeth were determined; the functional dependencies between the given power, frequency of rotation and hardness of the surface of the teeth were established; a nomogram was constructed to determine the minimum value of the hardness of the working surface of the teeth, depending on the power and rotation frequency of the gear. The obtained results make it possible to determine the minimum hardness of the working surface of the teeth at given power and speed values and to choose the appropriate material and type of heat treatment for the design calculations of dynamically loaded gears.

Keywords: gear transmission; heat treatment; surface hardness; strength calculation; dimensions

Citation: Barmanov, I. S. (2025), "Selection of the material grade and hardness of the working surface of the teeth of dynamically loaded gears", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 11, no. 1, pp. 7-13. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-1-7-13. (In Russian; abstract in English).

References

1. Bytyutskikh, O. K., Berezhnaya, O. Yu. and Markin, A. V. (2009), "Calculation and design of the shaft and gear transmission using the program MICROSOFT EXCEL", *Proceedings of the III All-Russian scientific-practical conference "Design of mechanisms and machines"*, Voronezh State Technical University, Voronezh, pp. 105-108. (In Russian)
2. Yudkin, Yu. P. and Grigoriev, A. L. (2005), *Proektirovanie pryamozubykh tsilindricheskikh peredach v dialogovom rezhime v redaktore MICROSOFT EXCEL* [Desing straight-toothed cylindrical gears in on-line mode in the editor of MICROSOFT EXCEL], Tula State University; dep. in VINITI, 597-B2005, 25.04.2005, 10 p. (In Russian)
3. Sofina, S. N. and Privalova, Yu. I. (2016), "Automation of calculation of cylindrical gears using MATLAB", *Construction technique and technology*, № 2(6), p. 13. (In Russian)
4. Kudaev, S. P. and Voznesenskiy, E. A. (2004), "Desing gears in the T-FLEX environment / Calculations", *Collection of materials of the III All-Russian scientific and practical conference "Organizational, philosophical and technical problems of modern machine-building industries"*, Mordovian National Research State University named after N. P. Ogarev, Saransk, pp. 173-174. (In Russian)
5. Voronkov, V. and Goncharov, P. (2021), "T-FLEX Gear – a new application of the T-FLEX PLM complex for design, analysis and calculation of gears", *CAD and schedule*, №3(293), pp. 33-36. (In Russian)
6. Partko, C. A. (2017), "Designing planetary transmissions in domestic CAD/CAE APM WINMACHINE and KOMPAS-3D", *Materials of the V International scientific and practical conference "Innovative technologies in science and education"*, LLC "DGTU-Print", Rostov-on-Don, pp. 552-556. (In Russian)
7. Logwin, A. I. and Kovpan'ko, V. A. (2022), "Design and calculation of the planetary transmission assembly node in SolidWorks", *Collection of abstracts of the scientific student conference "Science Week – 2022"*, Brest State Technical University, Brest, pp. 61. (In Russian)

8. Lashkov, V. A., Kalimullin, F. A., Karataev, O. R. and Usmanov, R. A. (2020), "Three-dimensional design and engineering analysis of conical gearbox elements in the AUTODESK INVENTOR system", *Herald of Technological University*, vol. 23, №5, pp. 94-97. (In Russian)
9. Lashkov, V. A., Kondrasheva, S. G. and Khalimbaev, R. R. (2016), "Calculation and design of a conical gearbox in the APM DRIVE module", *Herald of Technological University*, vol. 19, №20, pp. 141-142. (In Russian)
10. Lashkov, V. A., Sorokin, A. S., Kondrasheva, S. G. and Ganin, E. A. (2018), "Design and engineering analysis of mechanisms in CAD/CAE systems", *Herald of Technological University*, vol. 21, №20, pp. 139-142. (In Russian)
11. Lashkov, V. A., Kondrasheva, S. G. and Khamidullina, D. A. (2020), "Automatized design of a two-stage cylindrical straight-tooth gearbox in the APM WINMACHINE system", *Herald of Technological University*, vol. 23, №3, pp. 106-109. (In Russian)
12. Dyumin, V. A., Marfin, B. V. and Tikhonov-Bugrov, D. E. (2018), "Some geometric aspects of calculation and visualization of results in the design of gears", *Proceedings of the tenth all-Russian scientific and practical conference "Innovative technologies and technical means of special purpose"*, Baltic State Technical University "Voenmech" named after D. F. Ustinov, Saint-Petersburg, vol. 1, pp. 106-111. (In Russian)
13. Petrakova, E. A., Akhmedov, M. U. and Molokanov, M. A. (2018), "On the feasibility of choosing high-alloy steels for serrated pairs in closed transmissions", *Directory. Engineering Journal*, №10 (259), pp. 18-28. (In Russian)
14. Petrakova, E. A. and Sumatokhin, V. A. (2019), "Forecasting the main sizes of single-stage cylindrical reducers in the early stages of design", *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, №3, pp. 386-395. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-386-395. (In Russian)
15. Kodnir, D. S., Kurushin, M. I., Vasin, V. N. and Tikhonov, A. N. (1984), *Algoritmizirovannyi raschet zubchatykh peredach privoda : metod. ukazaniya* [Algorithmized calculation of gear drive], Kuibyshev Aviation Institute, Kuibyshev, 30 p. (In Russian)
16. Zhil'nikov, E. P. and Tikhonov, A. N. (1996), *Raschet na prochnost' tsilindricheskoy zubchatoy peredachi na EVM : metod. ukazaniya* [Calculation of the strength of the cylindrical gear on the computer], Samara State Aerospace University, Samara, 24 p. (In Russian)