

УДК 621.9

О.С. Витренко, ст. преподаватель, канд. техн. наук,**И.А. Кириченко, профессор, д-р. техн. наук***Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля**кв. Молодежный, 20а, г. Луганск, Украина, 91034**uni@vnu.edu.ua***ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ГЕОМЕТРИИ НАКАТНОГО ИНСТРУМЕНТА***Разрабатывается методика выбора геометрии накатного инструмента в зависимости от геометро-кинематических параметров накатки.****Ключевые слова:** накатка, зубчатые колеса, относительная скорость скольжения, удельное скольжение, приведенная кривизна.*

Процесс накатки зубьев цилиндрических зубчатых колес в большой степени зависит от геометрических и кинематических параметров, получаемых в процессе накатки зубьев. К ним относятся:

Относительная скорость скольжения в точке контакта: инструмент – обрабатываемое колесо;

Суммарная скорость перемещения поверхности накатываемого зуба в направлении, перпендикулярном контактной линии;

Угол между вектором относительной скорости скольжения и направлением контактной линии;

Удельные скольжения на накатном инструменте и накатываемом цилиндрическом зубчатом колесе;

Приведенная кривизна поверхностей изделия и инструмента в направлении, перпендикулярном контактными линиями.

Правильный выбор этих параметров даст наилучшее качество процесса накатки, а следовательно, и качество поверхности накатанного зуба [1–3].

Целью настоящей работы является исследование влияния геометро-кинематических параметров на качество накатки зубьев.

Накатку будем осуществлять одним и тем же инструментом, только будет меняться число накатываемых зубьев.

Для этого выполним накатку зубчатых колес с различным числом зубьев ($z_1 = 50, z_1 = 68, z_1 = 100$). В качестве накатного инструмента используем семнадцатизаходные гиперболоидные накатники.

Для сравнения процесса накатки рассмотрим гиперболоидный накатник с числом зубьев $z_2 = 17$, углом наклона витка $\gamma = 16^\circ$, делительным диаметром в горловом сечении $d_d = 62$ мм. Второй накатник имеет следующие параметры: число зубьев $z_2 = 17$ угол наклона витка $\gamma = 19^\circ$, делительный диаметр в горловом сечении $d_d = 52$ мм.

Рассмотрим, как меняется каждый из геометро-кинематических показателей в отдельности.

При накатывании зубьев цилиндрических зубчатых колес основным кинематическим параметром накатки зубьев является относительная скорость скольжения, от которой будет зависеть интенсивность процесса накатки и качество обработанной поверхности. Необходимо стремиться, чтобы скорость скольжения вдоль поверхности обрабатываемого зуба была приблизительно одинаковой. Это обеспечит равномерное течение деформируемого металла вдоль поверхности зуба.

В этой работе относительная скорость скольжения была найдена при определении уравнения непрерывности станочного зацепления $\vec{N} \cdot \vec{V}^{(12)} = 0$ в проекциях на декартовы оси координат в следующем виде:

$$\begin{aligned} V_x^{(2)} &= -y_1 \left[-u_{21} \cos \gamma - z_1 u_{21} \sin \gamma \cos \varphi_1 - A u_{21} \cos \gamma \sin \varphi_1 \right]; \\ V_y^{(2)} &= x_1 - r \left[-u_{21} \cos \gamma - z_1 u_{21} \sin \gamma \sin \varphi_1 - A u_{21} \cos \gamma \cos \varphi_1 \right]; \\ V_z^{(2)} &= -u_{21} \sin \gamma \left[x_1 - r \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1 + A \right]. \end{aligned} \quad (1)$$

На рисунке 1 мы видим, как изменяется относительная скорость скольжения при накатке зубчатых колес различными гиперболоидными накатниками. Кривые 1, 2, 3 соответствуют накатке зубчатых колес с числом зубьев $z_1 = 50; 68; 100$ при помощи гиперболоидного накатника с числом зубьев $z_2 = 17$, при этом диаметр накатника был равен $d_d = 62$ мм. А кривые 4, 5, 6 соответствуют накатке этих же зубчатых колес при помощи накатника с $d_d = 52$ мм. Анализ графиков показывает, что с увеличением диаметра накатного инструмента качество процесса накатки улучшается.

Суммарная скорость перемещения контактирующих поверхностей состоит из скоростей движения точек контакта по поверхности зуба накатываемого зубчатого колеса и скорости движения точки по

поверхности зуба накатного инструмента. Найдем суммарную скорость перемещения контактирующих поверхностей по следующей зависимости:

$$\vec{U} = \vec{V}_1 + \vec{V}_2. \quad (2)$$

Суммарная скорость перемещения контактирующих поверхностей при накатке зубчатых колес меняется в широких пределах. Так на графике (рисунок 2) видно, что суммарная скорость приблизительно одинакова вдоль оси накатного инструмента и увеличивается с увеличением числа накатываемых зубьев, также она увеличивается с увеличением диаметра накатного инструмента.

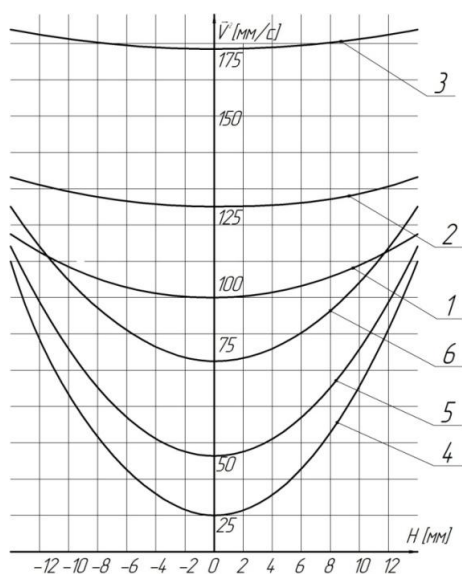


Рисунок 1 – Относительная скорость скольжения при накатке зубчатых колес

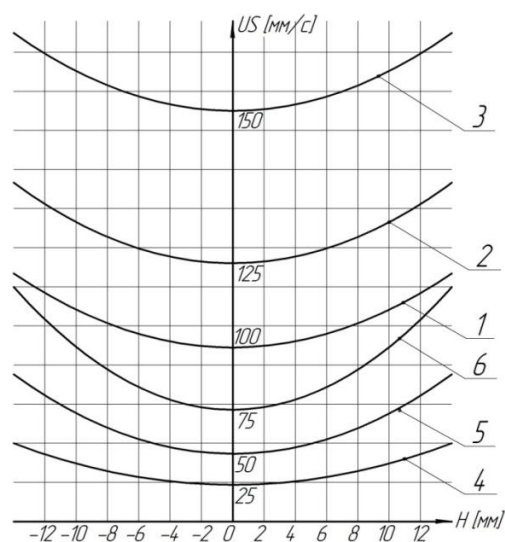


Рисунок 2 – Суммарная скорость перемещения контактирующих поверхностей

Что касается изменения угла между вектором относительной скорости скольжения и направлением контактной линии (рисунок 3), то очевидно, что чем больше этот угол, тем лучше условия накатки. Этот геометро-кинематический параметр процесса накатки зубьев при помощи гиперболоидных накатных инструментов является одним из основных параметров накатки. Если угол между контактной линией и скоростью скольжения равен $v_{\tau} = 0^\circ$, то такой накатной инструмент будет плохо накатывать зуб накатываемого зубчатого колеса, так как будет гнать волну пластически деформируемого металла вдоль контактирующей поверхности зуба. С увеличением этого угла процесс накатки стабилизируется, т.к. в зону контакта будет втягиваться смазка и деформируемый металл. Направление скорости скольжения по отношению к направлению контактной линии легко усматривается из рисунка 3.

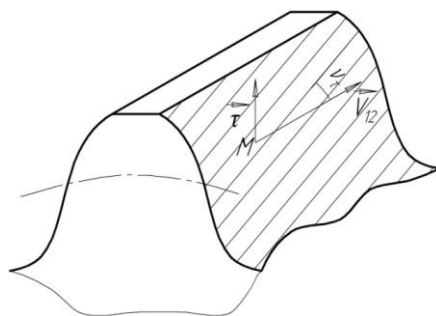


Рисунок 3 – Угол между вектором относительной скорости скольжения и направлением контактной линии

Так при накатке зубчатых колес с числом зубьев $z_1 = 50; 68; 100$ при помощи семнадцатизаходных накатников ($z_2 = 17$) различного диаметра ($d_d = 52$ мм; $d_d = 62$ мм) видно, что с увеличением диаметра инструмента резко увеличивается угол между вектором относительной скорости скольжения и направлением контактной линии (рисунок 4). В этом случае волна пластически деформируемого металла не будет идти вдоль зуба. Кроме того видно, что сечения инструмента, отдаленные от горлового сечения, более качественно накатывают зуб колеса. Поскольку накатываемый зуб в процессе его накатки

движется вдоль прямолинейной его образующей однополостного гиперболоида, то все сечения инструмента последовательно контактируют со всеми сечениями накатываемого изделия, следовательно, процесс накатки зубьев равномерный.

Под приведенной нормальной кривизной K_{np} контактирующих поверхностей зубьев, понимается разность кривизны обеих поверхностей зубьев в общем нормальном сечении. В общем виде приведенная кривизна определяется по следующей зависимости:

$$K_{np} = K_1 - K_2, \quad (3)$$

где K_1 – кривизна поверхности накатываемого зуба; K_2 – кривизна поверхности накатного инструмента.

Большой вклад в экспериментальные исследования по накатке зубьев внесли ученые и производственники. В их работах приводятся графики зависимости геометрических параметров накатного инструмента на усилие накатывания [2, 4]. Следовательно, зная приведенную кривизну взаимоогibaемых поверхностей в существующих схемах накатки можно определить усилие накатки зубьев при помощи разработанного в работе накатного инструмента.

В результате исследований было определено, что приведенная кривизна контактирующих поверхностей влияет на усилие накатки, от которого зависит глубина залегания остаточных напряжений. Чем больше кривизна сопрягаемых поверхностей, тем меньшее усилие требуется для осуществления процесса накатки. Анализ графика (рисунок 5) показывает, что с увеличением диаметра накатного инструмента необходимо увеличивать усилие накатки.

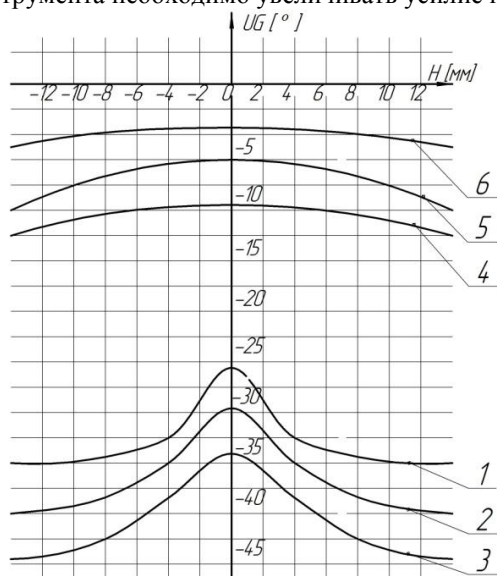


Рисунок 4 – Угол между вектором относительной скорости скольжения и направлением контактных линий

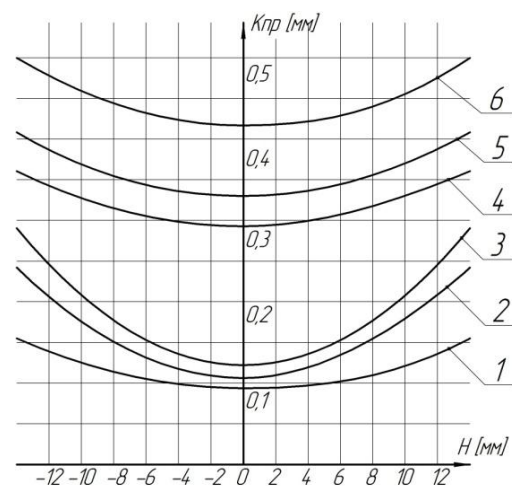


Рисунок 5 – Приведенная кривизна контактирующих поверхностей

Процесс накатки зубьев цилиндрических зубчатых колес при помощи гиперболоидных накатников является очень сложным процессом, в котором при контакте зубьев происходят сложные триботехнические процессы, которые необходимо контролировать. Для такого контроля необходимо оценить объективно процесс скольжения зубьев гиперболоидного накатника по зубьям накатываемого зубчатого колеса. В данном исследовании, как и в работах [3, 4], вводятся так называемые коэффициенты удельных скольжений:

по зубу накатываемого колеса

$$\eta_1 = |V_{12}|/V_1, \quad (4)$$

по зубу гиперболоидного накатного инструмента

$$\eta_2 = |V_{12}|/V_2. \quad (5)$$

Удельные скольжения в зоне контактирования инструмента с обрабатываемым зубчатым колесом необходимо разбить на удельное скольжение на накатываемом зубе и зубе накатного инструмента. Поскольку при помощи накатного инструмента накатываются десятки, сотни и тысячи зубчатых колес, то необходимо, чтобы удельное скольжение на зубе инструмента было минимальным, т.к. от этого зависит износ его поверхности. Так анализ графика (рисунок 6) показывает, что удельные скольжения на зубе накатного инструмента диаметра $d_d=52$ мм в три раза больше, чем на зубе семнадцатизаходного накатника $d_d=62$ мм.

Удельное скольжение на накатываемом зубе рассмотрено на рисунке 7. Анализируя эти кривые видно, что скольжение на накатываемом зубе увеличивается с увеличением габаритных размеров накатного инструмента и уменьшается при работе инструментом малого диаметра.

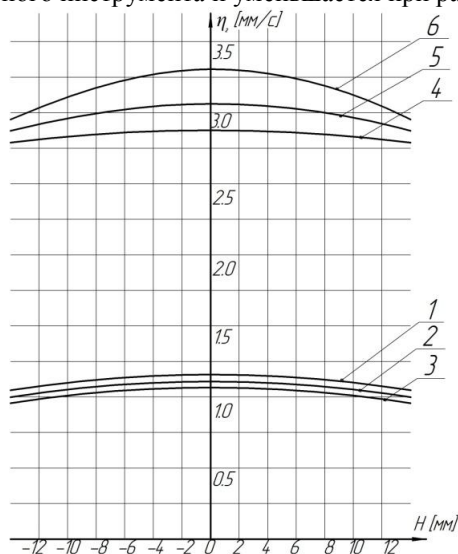


Рисунок 6 – Удельное скольжение на зубонакатном инструменте

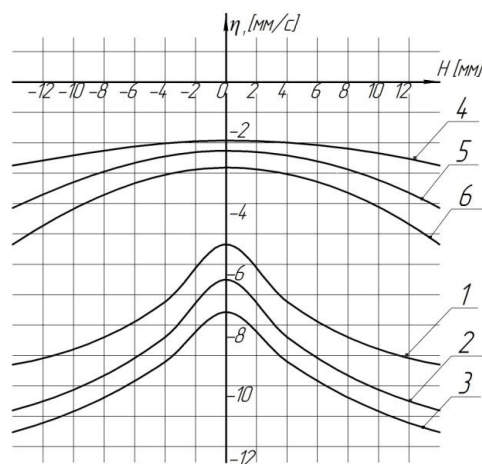


Рисунок 7 – Удельное скольжение на накатываемом зубе

Из результатов проведенных исследований можно сделать вывод, что изменяя геометро-кинематические параметры накатки зубьев можно управлять качеством протекания этого процесса.

Анализ геометро-кинематических параметров процесса накатки зубьев позволяет еще на стадии проектирования прогнозировать работоспособность накатного инструмента и выбирать его правильные конструктивные параметры.

Исследования, проведенные в настоящей работе, позволяют получить принципиально новый накатной инструмент согласно схеме формообразования третьего класса.

Перспективным направлением дальнейших исследований является определение технологических условий, позволяющих обеспечить повышение точности накатки зубьев, снижение стоимости обработки и накатного инструмента.

Библиографический список использованной литературы

1. Геометрия сопряженных поверхностей / Н.С. Равская [и др.]. — Житомир: ЖИТИ, 2001. — 319 с.
2. Основи формоутворення поверхонь при механічній обробці / Н.С. Равська, П.Р. Родін, Т.П. Ніколаєнко, П.П. Мельничук. — Житомир: ЖИТИ, 2000. — 169 с.
3. Шишов В.П. Теория, математическое обеспечение и реализация синтеза высоко нагруженных передач зацеплением для промышленного транспорта: дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук: 05.02.02 / Валентин Павлович Шишов. — Луганск, 1994. — 525 с.
4. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи / В.А. Гавриленко. — М.: Машиностроение, 1969. — 432 с.

Поступила в редакцию 28.06.2010 г.

Вітренко О.С., Кириченко І.О. Теоретичне обґрунтування вибору геометрії накатного інструменту

Розробляється методика вибору геометрії накатного інструменту залежно від геометро-кінематичних параметрів накатки.

Ключові слова: накатка, зубчасті колеса, відносна швидкість ковзання, питоме ковзання, приведена кривизна.

Vitrenko O.S., Kirichenko I.A. Theoretical basics choosing geometry of the knurling tool

A methodology for choosing geometry of a knurling instrument in accordance with geo-kinematic parameters of knurl is developed.

Keywords: knurl, gear-wheels, relative speed of sliding, specific sliding, reduced curvature.