

УДК 621.914.28:006.354

В.А. Настасенко, В.В. Вирич

РАЗВИТИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В МАТЕРИАЛЕ ЗАКАЛЕННОГО КОРПУСА ДИСКОВЫХ ФРЕЗ С БОКОВОЙ УСТАНОВКОЙ МНОГОГРАННЫХ НЕПЕРЕТАЧИВАЕМЫХ ПЛАСТИН

У роботі проведено порівняльний аналіз стандартних і запропонованих збірних дискових фрез з багатограними непереточуваними пластинами, а також показана можливість зменшення ширини різання ними більш ніж у 2 рази, що ускладнює умови експлуатації корпусу. Проте аналіз його міцності за методом кінцевих елементів ускладнений новизною конструкції, що робить вибір початкових умов складнішим. У даній роботі це завдання вирішено з урахуванням аналізу напруг, що виникають у корпусі фрези.

Введение. Связь работы с основными направлениями научных исследований. Разработка относится к области материаловедения, металлообработки и деталей машин, в частности, к вопросам прочности сборных дисковых и отрезных фрез с механическим креплением многогранных неперетачиваемых режущих пластин (МНП).

Состояние проблемы, актуальность и практическое значение. Дисковые и отрезные сборные фрезы, оснащенные многогранными неперетачиваемыми пластинами с их механическим креплением, в настоящее время относят к наиболее прогрессивным видам инструмента, что отвечает общим тенденциям их развития и совершенствования. Объясняется это тем, что они обеспечивают наибольшую, по сравнению с другими конструкциями дисковых фрез, экономию инструментального материала, возможность многократного использования корпуса, исключение переточек и заточных участков для выполнения данных операций, а также сокращают вспомогательное время в основном производстве за счет поворота и быстрой замены пластин, в том числе без снятия фрез со станка. Важность и перспективность данного вида фрез подтверждена принятием в 1990 г. ГОСТа 28437-90 «Фрезы дисковые с механическим креплением многогранных твердосплавных пластин», что подтверждает их практическое значение и обеспечивает их широкое применение. Конструкции таких фрез представлены на рисунке 1.а,б.

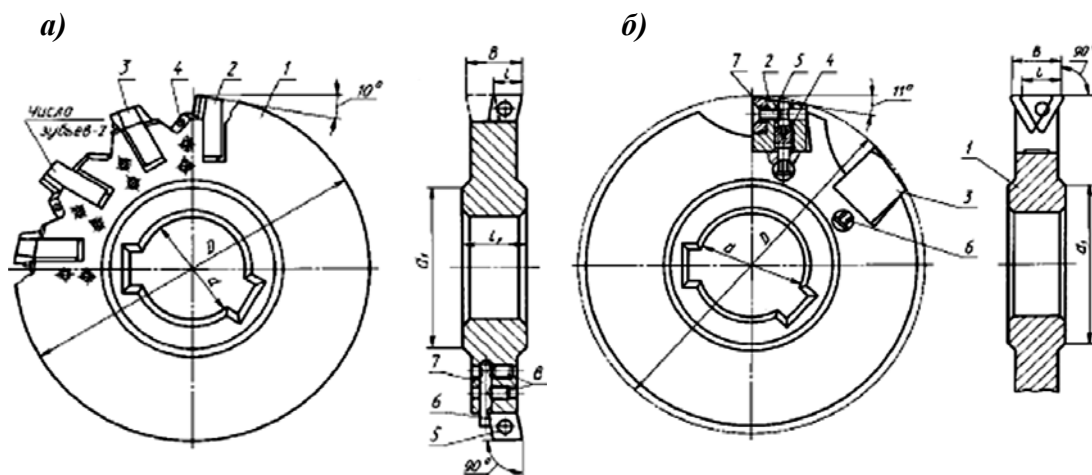


Рис. 1. а, б. Сборные дисковые фрезы с механическим креплением МНП, тип 1.

Недостатком данных фрез является то, что ширина B реза на 2...4 мм превышает длину l боковой стороны пластин, минимальная величина которых составляет 12 мм, что адекватно увеличивает объем металла, уходящего в стружку, работу резания и количество выделяющегося при этом тепла. В свою очередь это увеличивает мощность, затрачиваемую на резание, и количество потребляемой силовой электроэнергии, снижает стойкость инструмента и увеличивает технологическое время на выполнение данной операции, а в случае применения фрез для отрезки – уменьшает полезную длину заготовки. Таким образом, применение таких фрез, в качестве отрезных, оправдано лишь при большом их наружном диаметре ($D_a > 600$ мм), где увеличенная ширина диска H обеспечивает фрезе требуемую жесткость и виброустойчивость.

Другими недостатками таких фрез являются использование лишь пластин ромбической и трехгранной формы, что ограничивает количество их переустановок после износа режущих кромок, а также применение лишь пластин с отверстием, что уменьшает их прочность.

Указанные недостатки устраняют предложенные в патенте на изобретение Украины № 91670 [1] сборные дисковые фрезы с боковым механическим креплением установленных в пазах корпуса неперегачиваемых твердосплавных режущих пластин ГОСТ 19043-80 ...ГОСТ 19081-80, ГОСТ 24247-80...ГОСТ 24257-80, от трехгранной, до круглой формы, у которых радиусные участки сопряжения режущих кромок у вершин устранены заточкой лысок или продольных выкружек-стружечных канавок (рисунок 2).

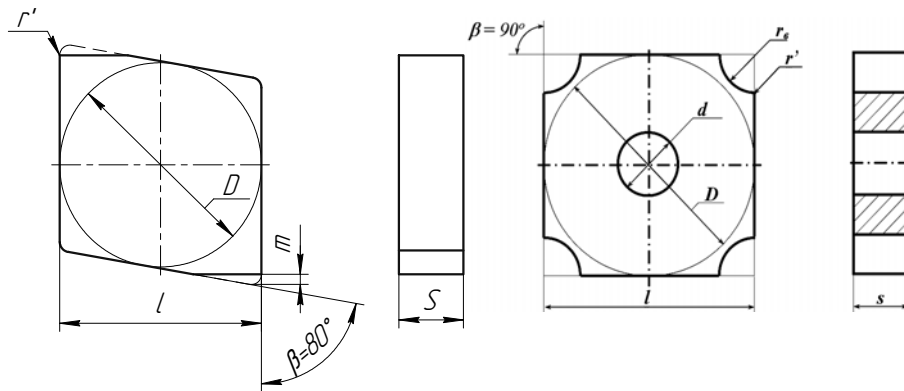


Рис. 2. Стандартные многогранные неперегачиваемые пластины с лысками m и выкружками r_s , устраняющими переходный радиус r' сопряжения боковых сторон

Аналогичные выполнения лысок и выкружек на вершинах возможны для всех известных исполнений МНП простой формы, что было впервые предложено в патенте на изобретение Российской Федерации № 2318634 [2]. При этом возможно уменьшение радиуса переходного участка сопряжения канавок с режущими кромками, с $r' \geq 0,2$ мм до $r' < 0,01$ мм, что устраняет неблагоприятные условия резания при отделении корня стружки и обеспечивает возможность применения нового вида пластин в любых видах обработки резанием. Выполнение лысок упрощает процесс изготовления пластин в условиях мелкосерийного и серийного производства. Однако у пластин с выкружками, изготовление которых предпочтительно прессованием в условиях крупносерийного и массового производства, в 2 раза увеличивается количество используемых режущих лезвий за счет переустановки пластин на другое основание, что адекватно уменьшает удельную стоимость пластин в расчете на одно режущее лезвие. Для упрощения заточки лысок и выкружек в условиях мелкосерийного производства разработаны специальные приспособления, часть из которых защищена патентом Украины № 79866 [3].

Ряд конструкций, предложенных в патенте [1], сборных дисковых фрез показаны на рисунке 3 а,б. В патенте Украины [1] предложены также другие варианты конструкций фрез и пластин, в общем количестве – 64 исполнения. При этом крепление пластин любой формы в пазах корпуса может быть выполнено и другими способами.

Главными достоинствами предлагаемых сборных дисковых фрез, по сравнению с фрезами ГОСТ 28437-90, являются:

1) уменьшение ширины резания до толщины s двух пластин (при минимальной величине $s = 3,18$ мм, с учетом перекрытия пластин на величину $0,1 \dots 0,4$ мм, ширина резания составит $B = 6$ мм, или в 2,5 раза меньше, чем у фрез ГОСТ 28437-90, что адекватно уменьшает объем удаляемой стружки);

2) резание в направлении продольного сечения пластин, что увеличивает их толщину, противодействующую силам резания, с исходной s до новой l , и позволяет адекватно увеличивать подачу на зуб, повышая производительность обработки.

Однако при этом уменьшается толщина диска корпуса, что обостряет проблему его прочности, жесткости и виброустойчивости, поэтому требуется ее решение.

Цель, задачи и научная новизна выполняемой работы. Поскольку предлагаемые конструкции фрез являются новыми и имеют существенные отличия от исходных, решение задач определения их прочности, жесткости и виброустойчивости по методу конечных элементов связано с определенными трудностями, особенно при выборе исходных параметров и систем нагружения. При этом нужно учитывать неизбежные при любой численной аппроксимации условности и погрешности, а соответствие между расчетной моделью и реальной конструкцией является основной проблемой, в которой качество заключений, принимаемых на основе исходных положений и конечных результатов, во многом зависит от квалификации разработчика. Устранение указанных недостатков является главной целью и научной новизной выполняемой работы.

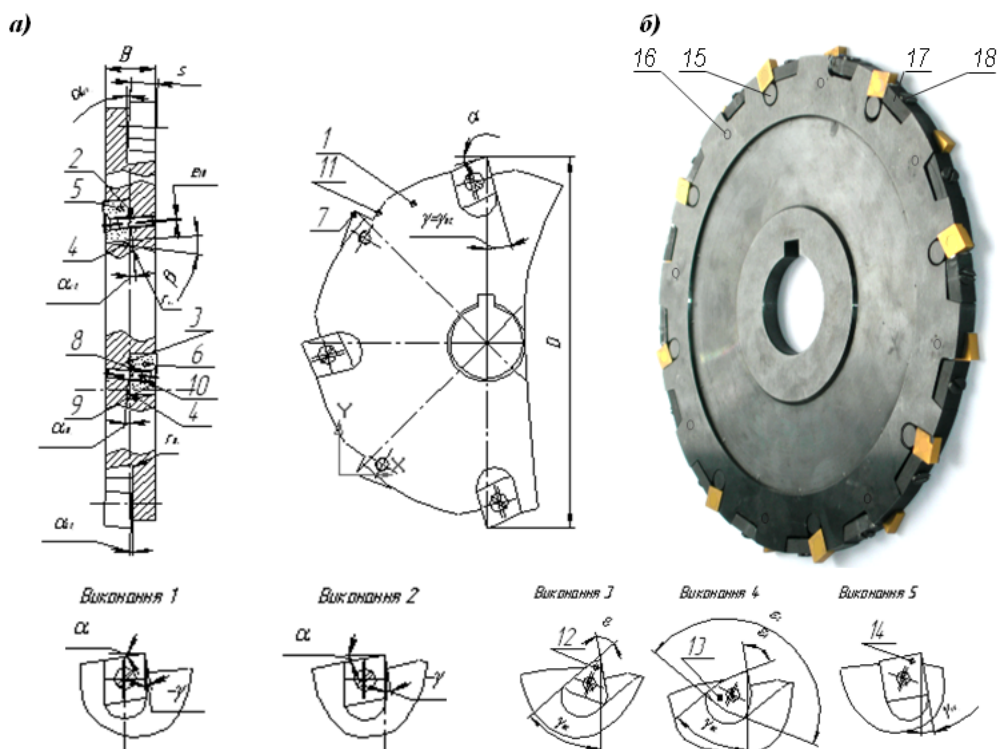


Рис. 3. а, б. Предлагаемые конструкции дисковых отрезных фрез и варианты оснащения их многогранными неперетачиваемыми пластинами боковой установки с креплением их сбоку винтом (а) и по периферии – клином (б)

Разработка схемы развития напряжений в новых конструкциях дисковых отрезных фрез.

В основу разработки положены общие принципы метода конечных элементов (МКЭ), для которого исходным этапом является выбор условий работы и разделение объекта на простые элементы, типа октаэдров для пространственных фигур и треугольников для плоских фигур. Области этих фигур и относят к конечным элементам действующих на них нагрузок и возникающих в них перемещений [4]. Однако выбор начальных условий нагружения для новых конструкций всегда является проблемным, поэтому данная задача требует решения.

Работа предлагаемыми фрезами на фрезерных станках не отличается от работы базовых фрез, как по установке, так и по движениям резания. Нет отличий также в виде и состоянии материалов (их жесткости, прочности, плотности, характеристике действия и распределения силовых полей механики сплошной среды и действующих нагрузок и т. д.). Отличия возникают лишь в направлении установки пластин и действия на них сил резания, а также в форме гнезда под пластину и в элементах ее крепления, поэтому в дальнейшем учтены лишь эти отличия.

Таким образом, при равенстве остальных параметров, решение поставленной в данной работе задачи сводится к построению фигур, сформированных конечными элементами. Поскольку форма корпуса и пластины может быть представлена в виде совокупности параллельных плоских поверхностей элементарной толщины, это упрощает решение задачи, сводя ее к слоисто-плоскостной.

На исходном этапе целесообразно также разделение процесса нагружения фрез и пластин от действия сил резания и зажима, а также зажимающих элементов конструкции. Для рассматриваемого случая – фрезы с ромбическими пластинами (Рис. 2 и 3), которые крепятся клином, установленным на наружном диаметре диска с упором в спинку зуба и в пластину с ее передней стороны, за счет завинчивания винта в корпус, возможно простое сложение данных нагрузок и возникающих напряжений. При выборе схемы нагружений учитывали, что разрушение для закаленного корпуса при сжатии в каждой элементарной ячейке происходит под углом 45° к направлению действия нагрузки, что соответствует общим принципам подобных разрушений [5], поэтому форма ячейки нагружения принята в виде равнобедренного треугольника с прямым углом при вершине, симметричным к направлению действия нагрузки (Рис. 4).

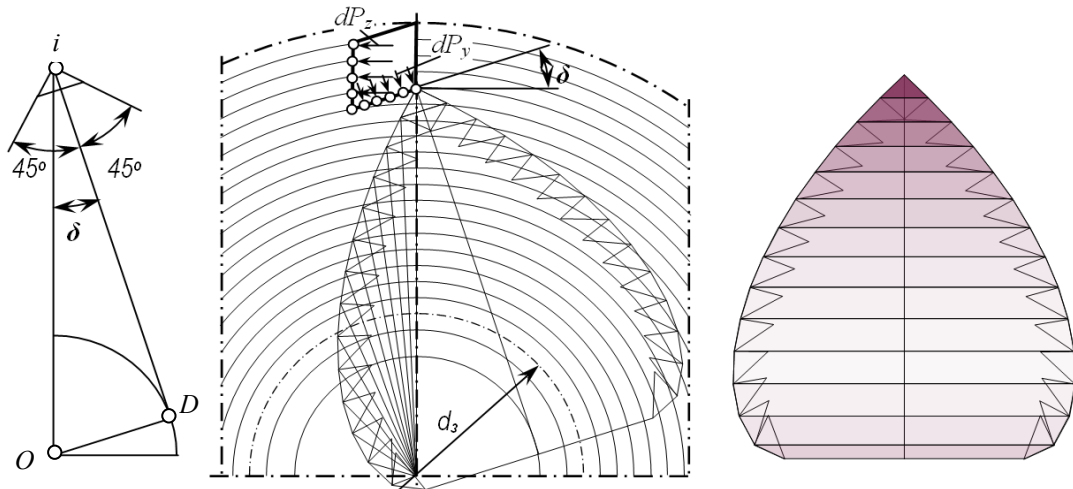


Рис. 4. Построение схемы развития напряжений в корпусе фрезы от действия точечной силы резания

Нет проблем также с выбором размеров данной ячейки, от которых зависит скорость и точность расчетов – их величина должна обеспечивать размещение не менее 5 расчетных точек ($n = 5$) на каждой из опорных поверхностей гнезда под пластину, что позволяет однозначно определить вид и параметры формируемых под нагрузкой кривых напряжения. Более мелкое разбиение на точки ($n > 6$) также нецелесообразно, поскольку оно практически не повышает точности конечного результата, а увеличивает его трудоемкость. При этом направление действия нагрузок (по нормали к опорной поверхности, имеющей угол наклона δ), определяет расположение ячейки – перпендикулярно к опорной поверхности. В рамках принципа МКЭ – напряжения в системе идентичны форме ее ячеек – считаем, что катет треугольной ячейки должен постоянно сохранять свою форму, размеры и направление под углом 45° к вектору развития напряжений в следующем узле (слое) системы. Однако с выбором этого вектора возникает ряд проблем, решить которые позволяют следующие допущения: 1) разрушающие напряжения наиболее опасны в направлении наименьшего сечения корпуса; 2) ограничивающей для их развития является опорная поверхность или поверхность закрепления.

Для дисковой фрезы, устанавливаемой на оправку по центральному отверстию, направления наименьшего сечения корпуса определяются радиус-векторами от центра O корпуса к текущим узловым точкам i нагружения, а поверхностью закрепления является поверхность боковых колец оправки, что позволяет принять конечным показателем развития напряжений средний диаметр d_3 и текущее положение радиус-вектора iD от текущей узловой точки до его пересечения с этим диаметром. При этом меньшим из этих радиус-векторов для предлагаемых дисковых фрез, имеющих малые углы δ наклона опорных поверхностей, будет радиус-вектор iD . С достаточной для проведения подобных расчетов точностью можно использовать выделенный нагрузочный модуль, у которого центральная ось совпадает с направлением действия нагрузки, или перпендикулярна к опорной поверхности, а общие размеры пропорциональны соотношению составляющих P_z и P_y силы резания.

Таким образом, с учетом угла наклона δ , между направлением радиус-вектора iD и катетом можно построить 1-ю крайнюю точку с координатами (1), (2) и радиус-вектором iO линии распределения напряжений, созданных единичным модулем с боковой стороны Δ распределенной нагрузки dP_y от составляющей P_y силы резания:

$$X_1 = OD \cos \delta - iD \sin \delta . \tag{1}$$

$$Y_1 = OD \sin \delta + iD \cos \delta . \tag{2}$$

$$iO_1 = Y_1 . \tag{3}$$

Для второй точки следует учесть величину Δ выбранного единичного участка и направление напряжения под углом 45° к радиус-вектору iD :

$$X_2 = X_1 - \Delta \sin(45^\circ - \delta_1) . \tag{4}$$

$$Y_2 = Y_1 - \Delta \cos(45^\circ - \delta_1) . \tag{5}$$

$$iO_2 = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2} . \tag{6}$$

$$\delta_2 = \arcsin \left(\frac{OD}{iO_2} \right) . \tag{7}$$

$$iD_2 = \sqrt{iO_2^2 - OD^2} . \tag{8}$$

Таким образом, для i -й точки уравнения профиля будут представлены зависимостями:

$$X_i = X_{i-1} - \Delta \sin(45^\circ - \delta_{i-1}); \quad (9)$$

$$Y_i = Y_{i-1} - \Delta \cos(45^\circ - \delta_{i-1}); \quad (10)$$

$$iO_i = \sqrt{X_i^2 + Y_i^2}; \quad (11)$$

$$\delta_i = \arcsin\left(\frac{OD}{iO_i}\right); \quad (12)$$

$$iD_i = \sqrt{iO_i^2 - OD^2}. \quad (13)$$

По этим координатам можно построить кривую крайнего действия напряжений, а по ней, симметрично оси, перпендикулярной к опорной поверхности, противоположную крайнюю линию напряжений (Рис. 4). В результате этих построений можно выделить нагрузочный модуль, у которого интенсивность окраски адекватна интенсивности напряжений. Общая схема напряжения корпуса фрезы по впадине гнезда зуба показана на рисунке 5.

Аналогичным образом могут быть построены эпюры напряжений для других текущих точек профиля гнезда под пластину, а на переходных участках следует учесть изменение напряжений за счет их концентрации, для чего использовать ранее найденные коэффициенты концентраций напряжений, определяемые расчетным путем по типовым методикам.

В рамках принятых допущений общая картина развития напряжений на одном гнезде имеет вид, показанный на рисунке 5.

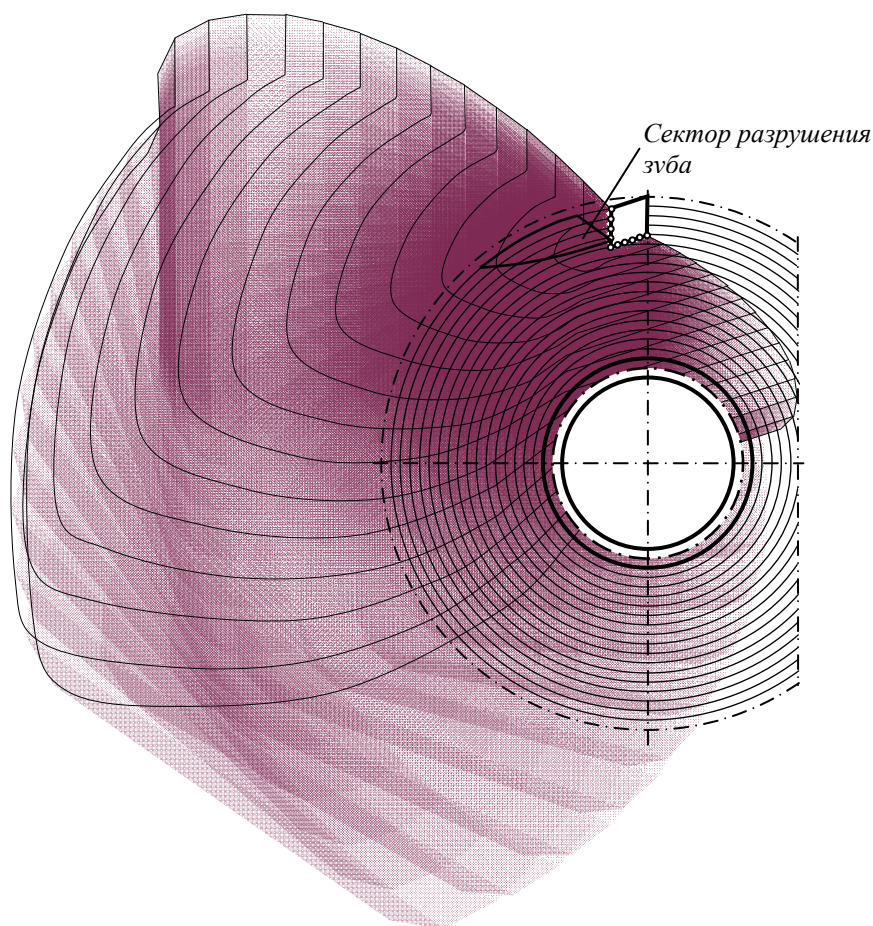


Рис. 5. Общая схема действия напряжений из гнезда зуба фрезы при определении напряжений от действия единичного модуля распределенной нагрузки dP_z

При этом, исходными фигурами напряжения (Рис. 4) совершен обход гнезда пластины по его контуру с шагом, обеспечивающим формирование выбранных исходных расчетных точки на каждой из опорных поверхностей гнезда.

Выводы. Из схемы развития напряжений можно определить зону разрушения гнезда при чрезмерных нагрузках: чем они сильнее, тем круче наклон зоны. На разрушение средней части корпуса нагрузка окажет влияние на других зубьях, что требует наложения друг на друга построенных схем нагружения и выполнения дополнительных исследований.

Полученные результаты могут быть использованы для дальнейших расчетов в МКЭ. При этом исходными являются: составляющие P_z и P_y силы резания и удельные нагрузки dP_z и dP_y , создаваемые ими на опорных поверхностях, с учетом влияния на них углов наклона δ . Другими исходными конструктивными параметрами являются: размеры гнезда, наружный диаметр корпуса и средний диаметр колец оправки, для которых возможна последующая оптимизация размеров.

Таким образом, исходные параметры определены, все поставленные задачи в работе решены.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Патент України на винахід № 91670. МПК В23 С 05/02. Збірна дискова фреза та ріжучі пластини до неї (варіанти). Заявка № 2006 03692 від 04.04.06. Авт. винах. Настасенко В.О., Яремчук М.Л. // Бюлетень Патенти України, 2010, № 16 від 25.08.2010.
2. Патент Российской Федерации на изобретение № 2318634. МПК В23 С 05/06. Торцовая режущо-деформирующая фреза, способ обработки ими, рабочие пластины к ним и способ их изготовления. Заявка № 2005110805/02 от 13.04.05. Авт. изобр. Настасенко В.А., Урсал К.Г. / БИ 2008. № 7 от 10.03.08.
3. Патент України на винахід № 79866. МПК В24 С 04/22. Пристрій для правки шліфувального круга. Заявка № 200509216 від 30.09.05. Авт. винах. Настасенко В.А., Урсал К.Г. // Бюл. 2007. № 4 від 10.04.07.
4. Камерон П., Дж.ван Линт. Теория графов. Теория кодирования и блок-схемы. – М.: Наука, 1980. – 144 с.
5. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

НАСТАСЕНКО Валентин Алексеевич – к.т.н., доцент, профессор кафедры эксплуатации судовых энергетических установок Херсонского государственного морского института.

Научные интересы:

– квантовая физика.

ВИРИЧ Виталий Владимирович – инженер-технолог НПО Заря-Машпроект, г. Николаев.

Научные интересы:

– квантовая физика.