

УДК 621.822.1

Ивахненко Н.Н., к.т.н., доц., Шевченко И.Д., к.т.н., доц., Рукавишников Д.В., Плоскира М.А.
Национальный университет кораблестроения, г. Николаев, Украина

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ ПАРЫ БЫСТРОХОДНОГО ШТАМПОВОЧНОГО ПРЕССА

Ivahnenco N., Shevchenko I., Rukavishnikov D., Ploskira M.
National University of Shipbuilding, Mykolayiv, Ukraine

IMPROVEMENT OF RELIABILITY OF THE GUIDE COUPLE OF RAPID FORGING PRESS

Статья посвящена описанию и исследованию конструкции направляющей пары штампа для быстрого штамповочного пресса холодной штамповки и обоснованию целесообразности ее применения. Конструкцией предусмотрено выполнение смазочных канавок направляющей колонны в виде тороидальной поверхности и сопряженной с ней профилированной поверхности. Рассматриваемая конструкция направляющей пары штампа для быстрого штамповочного пресса обеспечивает повышенную надежность в процессе эксплуатации. С этой целью разработана математическая модель, позволяющая рассчитывать значения основных характеристик направляющей пары. На базе разработанной математической модели выполнен ряд расчетов для разных вариантов профилирования смазочной канавки направляющей пары. Проведенные расчеты показали повышение демпфирующей способности опоры при динамических нагрузках, по сравнению с традиционной конструкцией.

Ключевые слова: штамповочный пресс, направляющая пара, штамп, форма смазочного слоя, надежность, несущая способность.

Введение

Нагрузки, которым подвергаются детали штамповочного оборудования, носят весьма неблагоприятный характер - ударные нагрузки вынуждают оборудование работать в условиях близким к критическим, что в свою очередь остро ставит вопрос по обеспечению надежности деталей и узлов штамповочного оборудования. Одним из «узких мест» штампов быстрого штамповочных прессов является направляющая пара, принимающая на себя поперечные нагрузки, вызванные несимметричностью формы обрабатываемой заготовки и наличием зазоров в паре трения.

Постановка задачи – формулировка цели статьи

Повышение несущей и демпфирующей способностей пары трения возможны разными способами. Наиболее эффективный способ повышения несущей способности – это увеличение физических размеров узла трения, так как несущая способность при прочих равных условиях пропорциональна кубу линейного размера. Другим способом повышения несущей способности является применение более качественных (и дорогих) материалов при изготовлении пар трения и для смазки. Кроме того, улучшение характеристик может быть достигнуто путем усложнения конструкции узла, например выполнением дополнительных смазочных каналов. Применение всех перечисленных способы вынуждают производителя нести дополнительные расходы для достижения желаемых характеристик узлов трения.

Другим способом, позволяющим улучшить характеристики узла трения, является придание конструкции рациональных форм. Данный подход практически не требует дополнительных затрат, поскольку любая форма канавки может быть выполнена соответствующим фасонным инструментом за один технологический переход, либо применением станков с ЧПУ.

Анализ последних исследований и публикаций

Существующие исследования в области математического моделирования ориентированы на совершенствование методов расчета традиционных направляющих опор. Вместе с тем, управление формой смазочного слоя представляет практический интерес, поскольку дает возможность повысить несущую способность направляющих опор без изменения его размерных показателей. На это указывает целый ряд публикаций, в том числе [7] и настоящее исследование. В работах [1, 2, 4-7], и других рассмотрена область применения опор с гидродинамической смазкой. В работах [1, 6] приведена методика расчета для нескольких вариантов опор скольжения с профилями, образованными кривыми постоянного радиуса. В [8] описана программа расчета давления в смазочном слое опоры скольжения, и приведено подробное описание

математической модели, основанной на применении метода конечных разностей. Некоторые вопросы исследования опор жидкостного трения рассмотрены в работах: [1, 2, 4, 5, 6, 7] и др.

Обзор открытых источников показал, что тема рационального профилирования смазочных канавок с позиций гидродинамической теории трения раскрыта недостаточно, отсутствуют предложения по форме смазочных канавок в условиях интенсивных динамических нагрузок.

Цель настоящей работы состоит в разработке и исследовании конструкции направляющей пары штампа для быстроходного штамповочного прессы на основе рационального профилирования смазочной канавки, а также проверки адекватности предлагаемого решения средствами математического моделирования.

Изложение основного материала

Направляющая опора (рис. 1) состоит из направляющей колонки 1, установленной в нижней плите 2 и втулки 3. Колонка изготовлена полый с центральным отверстием 4, заполненным смазывающей жидкостью 5. На цилиндрической поверхности колонки 1 выполнены кольцевые канавки 6, состоящие из торцевой поверхности 7 и сопряженной с ней поверхности переменной, уменьшающейся по длине канавки высоты 8 противоположного направления. Расположение канавки на цилиндрической поверхности колонки 1 выбрано таким образом, что в верхнем и нижнем положении втулка 3 перекрывает все канавки 6. Последние соединены с центральным отверстием 4 системой радиальных каналов 9. Верхняя часть колонки 1 выполнена в виде усеченного конуса 10.

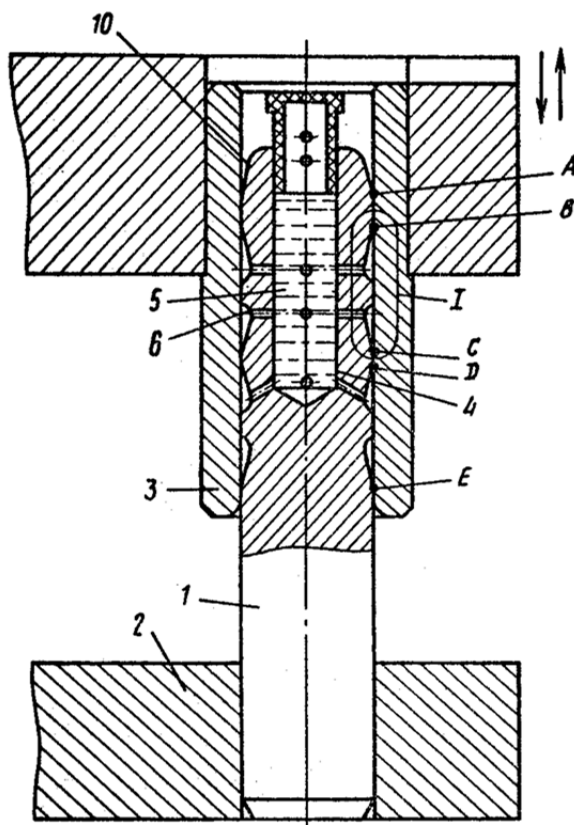


Рис. 1. Конструкция направляющей опоры быстроходного штамповочного прессы

Поставленная цель достигается тем, что форма профиля участка поверхности канавки переменной высоты изменяется по следующему закону:

$$h = h_0 \cdot m^{\xi^2 - 2\xi} \quad (1)$$

На цилиндрической поверхности колонки выполнено, как минимум, по две смазочных проточки с переменным профилем поверхности 8 противоположного направления.

Форма поверхности 8, изменяющаяся по закону $h = h_0 \cdot m^{\xi^2 - 2\xi}$, обеспечивает большую гидродинамическую несущую способность.

Изготовление на цилиндрической поверхности колонки, как минимум, по две смазочных проточки с переменным профилем поверхности 8 противоположного направления позволяет устранить перекося при работе.

Направляющая пара работает следующим образом.

В центральное отверстие 4 колонки 1 заливается смазывающая жидкость 5, которая по радиальным каналам 9 поступает в кольцевые канавки 6 и в зону трения. При движении происходит всплытие втулки 3 на слой смазки, в котором за счет выполнения смазочных канавок 6 в виде двух сопряженных поверхностей: тороидальной 7 и поверхности 8, изменяющихся по закону $h = h_0 \cdot m^{\xi^2 - 2\xi}$, появляется давление, стремящееся отделить втулку от колонки. Это давление (давление подпора) уравновешивает внешнюю нагрузку и определяет несущую способность масляного слоя. Давление смазки постепенно возрастает и достигает максимальной величины в вершине клина. Давление подпора возникает в точках А, С, Е – при движении втулки 3 вниз, в точках D и В – при движении втулки вверх.

Подвод смазки осуществляется в точках, соответствующих максимальному осевому зазору, в которых при движении втулки возникает зона пониженного давления, что обеспечивает самогенерирующий принцип подачи смазки.

Для определения влияния разных форм масляного слоя на величину возникающего гидродинамического давления проведено расчетное исследование. В основу расчета положено решения уравнения Рейнольдса. В общем виде для нестационарного движения это уравнение имеет вид [1]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \cdot \frac{\rho}{\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \cdot \frac{\rho}{\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \cdot \frac{\rho}{\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 12\rho V + 6 \frac{\partial}{\partial x} (\rho U h) + 6 \frac{\partial}{\partial y} (\rho U h) + 6 \frac{\partial}{\partial z} (\rho W h) + 12h \frac{\partial P}{\partial t} \quad (2)$$

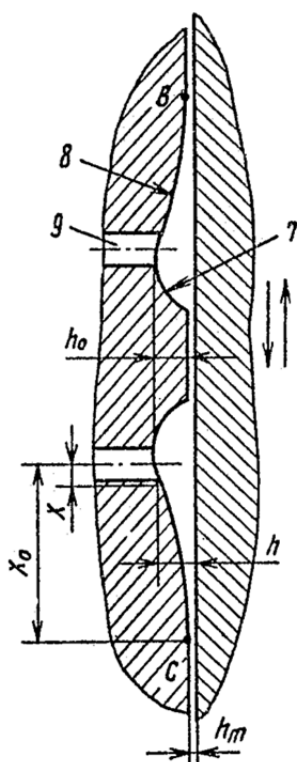


Рис. 2. Расположение профилированных смазочных канавок

Рассмотрим течение смазочной жидкости в зазоре произвольной формы. При установившемся плоскопараллельном движении $V=W=0$, $U=const$. В этом случае уравнение (1) принимает вид [2]:

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{\rho}{\mu} \frac{dP}{dx} \right) = 6 \frac{d}{dx} (\rho U h)$$

Для изотермического процесса получим выражение гидродинамического давления в смазочном слое:

$$P = 6\mu U \left(\int h^{-2} dx - \bar{h} \int h^{-3} dx \right)$$

где $h = h_0 \cdot m^{\left(\frac{x}{x_0}\right)^2 - 2\left(\frac{x}{x_0}\right)}$;

m – коэффициент сужения зазора.

Для профилированных смазочных канавок (рис. 2) был проведен расчет максимального гидродинамического давления для линейной и степенной зависимости формы смазочного слоя при следующих параметрах: смазка АИ-30 при $t=20^\circ\text{C}$; динамический коэффициент вязкости $\mu=0,06644$ Па*с; минимальный осевой зазор $h_m=0,0002$ м; средняя скорость трения втулки $U=0,2$ м/с; координата конца участка сужения $x_0=0,005$ м.

Максимальное давление в смазочном слое составило 42750 Па для смазочного слоя с линейной зависимостью и 46170 Па для слоя со степенной зависимостью.

Таблица 1

Значения максимального гидродинамического давления при смене толщины слоя по разным зависимостям

Значение	Давление при изменении толщины слоя, Па	
	по линейному закону	по степенной зависимости $h = h_0 \cdot m^{\xi^2 - 2\xi}$
2,41	42750	46170
5	33200	43964
10	20370	39570

Как видно из приведенных в таблице данных, форма масляного слоя, описываемая уравнением (3), обеспечивает большие значения максимального давления в масляном слое, то есть лучшие условия работы пары трения.

В отраслевой научно исследовательской лаборатории был проведен эксперимент, подтвердивший повышение несущей способности направляющей опоры штампа.

Условия испытаний:

- материал образцов – сталь 20 ГОСТ 1050-88;
- коэффициент сужения зазора 10,2;
- длина участка сужения – 5 мм;
- твердость рабочих поверхностей HRC 58..60;
- шероховатость – Ra 0,32 мкм;
- смазка – 65% газотурбинного и 35% МС-20;
- материал термопары – хромель-капель.

Таблица 2

Испытания цилиндрических образцов с профилированными рабочими поверхностями

Число дв. ходов	Время, часов	Форма масляного клина							
		максимальный зазор, для линейной формы				максимальный зазор для формы $h = h_0 \cdot m^{\xi^2 - 2\xi}$			
		0.15		0.3		0.15		0.3	
		F _{ос} , кН	t, °C	F _{ос} , кН	t, °C	F _{ос} , кН	t, °C	F _{ос} , кН	t, °C
200	2	0,5	30	0,4	26	1,1	28	0,9	25
250	1,2	0,7	34	0,6	28	1,5	36	1,25	36
250	2	0,7	32	0,6	28	1,6	35	1,3	35
250	2,5	0,7	30	0,6	27	1,8	35	1,35	35
с микрорельефом на несущих поверхностях									
250	2	0,7	25	0,6	23	2,0	27	1,5	26

Выводы

Разработана конструкция направляющей опоры быстроходного штамповочного преса на основе рационального профилирования смазочной канавки, а также выполнена проверка адекватности предлагаемого решения средствами математического моделирования.

Анотація. Стаття присвячена опису та дослідженню конструкції направляючої пари швидкохідного штамповального преса холодного штампування та обґрунтуванню доцільності її застосування. Конструкцією передбачено виконання масляних канавок направляючої опори у вигляді тородальної поверхні і сполученої з нею профільованої поверхні. Розглянута конструкція направляючої пари швидкохідного штамповального преса забезпечує підвищену надійність в процесі експлуатації. З цією метою розроблена математична модель, що дозволяє розраховувати значення основних характеристик направляючої опори. На базі розробленої математичної моделі виконано ряд розрахунків для різних варіантів профілювання масляної канавки направляючої пари. Проведені розрахунки показали підвищення демпфуючої здатності опори, в порівнянні з традиційною конструкцією.

Ключові слова: штамповальний прес, форма масляного шару, надійність, несуча здатність.

Abstract. The article describes the design of high-speed rail pair forge cold stamping and rationale of its application. Design provides for implementation of the oil grooves guide support in the form of the toroidal surface and mating with her profiled surface. Considered design of high-speed rail pair forge provides increased reliability during operation. For this purpose, a mathematical model allows to calculate the values of the basic characteristics of the bracket guide. On the basis of the developed mathematical model is made a series of calculations for different variants of the oil groove profiling guide couples. Calculations have shown increasing support damping capacity under dynamic loads, compared with traditional designs.

Keywords: Forge, form a lubricating layer, reliability, load capacity.

Библиографический список использованной литературы

1. *Галахов, М.А.* Математические модели контактной гидродинамики [Текст] / М. А. Галахов, П.Б. Гусятников, А. П. Новиков М.: Наука, 1985. – 296 с.
2. *Лойцянский, Л. Г.* Механика жидкости и газа [Текст] : Учеб.для вузов. – 7-е изд. испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с., 311 ил. 22 табл.
3. *Шевченко, И.Д.* Математическая модель безэксцентриситетной гидродинамической опоры скольжения при различных формах смазочного слоя [Текст] / И.Д. Шевченко, Н.Н. Ивахненко, Д.В. Рукавишников // Проблемы обчислювальної механіки і міцності конструкцій: збірник наукових праць / Дніпропетровський національний університет. – Дніпропетровськ: Ліра, 2011. . Вип. 16, С. 275–285.
4. *Рукавишников Д.В.* Метод расчета характеристик профилированной опоры скольжения [Электронный ресурс] / Д.В. Рукавишников, И.Д. Шевченко // Вестник НУК № 3, 2012 – Режим доступа: <http://ev.nuos.edu.ua/ru/publication?publicationId=18330>
5. *Патент* України на корисну модель № 71595. Опора гідродинамічна / Каіров О.С., Шевченко І.Д., Ивахненко М.М., Рукавишников Д.В., Трубієнко Р.С., Шевченко Е.Ю., Васильковський С.О. від 25.07.2012.
6. *Коровчинский М.В.* Теоретические основы разработки подшипников скольжения / М.В. Коровчинский. — М.: Машгиз, 1959. 404 с.
7. *Свидетельство* Российской Федерации о регистрации программы для ЭВМ №2008612375 от 16.05.2008 «Программный комплекс «Подшипники скольжения», авторы: Л. А. Савин, Д. И. Федоров
8. *Wiesław Graboń.* Computer Program for Simulation of Pressure Distribution in the Hydrodynamic Radial Bearing / Wiesław Graboń, Jan Smykla / INFORMATION SCIENCE AND COMPUTING, BOOK 27: Artificial Intelligence Driven Solutions to Business and Engineering Problems, pp 176-186.

References

1. *Galahov M.A., Gusyatnikov P.B., Novikov A.P.* Matematicheskie modeli kontaktnoj gidrodinamiki (Mathematical models of the contact fluid dynamics). Moscow: Nauka, 1985. 296 p.
2. *Lojtsjanskij L.G.* Mehanikazhidkostiigaza (Fluid Mechanics). Moscow: Drofa, 2003. 840 p.
3. *Shevchenko I.D., Ivahnenko N.N., Rukavishnikov D.V.* Matematicheskaja model' bezjekscentrisitetnoj gidrodinamicheskogo poryskol'zhenija pri razlichnyh formah smazochnogo sloja (Mathematical model of hydrodynamic sliding bearings in various forms of lubricating layer). Problemy obchisljuval'noi mehaniki i micnostikonstrukcij: zbirnik naukovihprac'. Dnipropetrovs'kij nacional'nij universitet. Dnipropetrovs'k: Lira, 2011. no. 16, pp. 275–285.
4. *Rukavishnikov D.V., Shevchenko I.D.* Metod rascheta harakteristik profilirovannoj opory skolzhenija (The method of calculating the characteristics of the profiled sliding support). Vestnik NUK no 3, 2012. <http://ev.nuos.edu.ua/ru/publication?publicationId=18330>
5. *Kairov O.S., Shevchenko I.D., Ivahnenko M.M., Rukavishnikov D.V., Trubienko R.S., Shevchenko E. Ju., Vasil'kovs'kij S.O.* Opora gidrodinamichna (Hydrodynamic bearing) Patent Ukraїni na korisnu model' no 71595. A. 25.07.2012.
6. *Korovchinskij M.V.* Teoreticheskie osnovy raboty podshipnikov skol'zhenija (the theoretical basis of the sliding bearings). Moscow: Mashgiz, 1959. 404 p.
7. *Savin L.A., Fedorov D.I.* «Programmnyj kompleks «Podshipniki skol'zhenija» (Software package “Sliding bearing), Svidetel'stvo Rossijskoj Federacii o registracii programmy dlja JeVM no 2008612375 A 16.05.2008
8. *Wiesław Graboń.* Computer Program for Simulation of Pressure Distribution in the Hydrodynamic Radial Bearing. Wiesław Graboń, Jan Smykla. INFORMATION SCIENCE AND COMPUTING, BOOK 27: Artificial Intelligence Driven Solutions to Business and Engineering Problems, pp 176-186.

Подана до редакції 18.07.2014