

УДК 621.89, 681.533

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ РАБОЧЕЙ СЕКЦИИ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО ПИТАТЕЛЯ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

© 2009 Д. Е. Рыбальченко¹, С. С. Воронин¹, А. Б. Прокофьев²

¹ОАО «АВТОВАЗ», г. Тольятти

²Самарский государственный аэрокосмический университет

Разработана методика расчета прочности элементов рабочей секции последовательного питателя систем смазки. Представлены результаты прочностных расчетов при различных скоростях движения дозирующего поршня. Определена максимально допустимая из условий прочности скорость движения поршня. Разработанная методика предусматривает выполнение этапов: построение трехмерной твердотельной модели элементов секции; формирование сетки конечных элементов и задание граничных условий; выполнение вычислений; анализ результатов моделирования. Проведение расчетов основано на использовании программного комплекса ADAMS.

Проектирование гидравлических систем, смазочные системы, последовательный питатель, трение, прочность, метод конечных элементов

При смазывании современных машин и механизмов стоит задача сокращения времени цикла смазывания, решить которую можно увеличением скорости перемещения дозирующих поршней последовательных питателей. При этом увеличение скорости смазывания, с одной стороны, не должно приводить к снижению точности дозирования, а с другой стороны, должен быть обеспечен достаточный запас прочности конструкции смазочной техники.

Производители смазочной техники ограничивают максимальную скорость перемещения дозирующе-распределительных поршней последовательных питателей величиной 0,08 м/с [1]. При проведении экспериментальных исследований [3] последовательного питателя MSP-BSP-3-5T-5T-5T фирмы LUBRIQUIP (США) [6] было установлено, что максимальная скорость перемещения поршней, при которой сохраняется точность дозирования, т.е. отсутствуют паразитные срабатывания питателя, составляет 0,16 м/с [3].

Основная задача проведенного исследования - определение прочностных характеристик конструкции питателя для выбора материалов его основных деталей и способов их упрочняющей обработки обеспечивающих возможность его работы при скорости 0,16 м/с из условия заданного запаса прочности.

Основными деталями рабочей секции последовательного питателя (рис. 1), механические свойства которые определяют ус-

ловия его прочности, являются: корпус 1 рабочей секции, закрытый с двух сторон ограничительными пробками 2, в которые в конце своего перемещения ударяется дозирующе-распределительный поршень 3.

Для решения поставленной задачи был использован метод конечных элементов (МКЭ) с использованием программного комплекса ADAMS фирмы Mechanical Dynamics, Inc. который предназначен для динамического и кинематического анализа механических систем.

Так как пакет ADAMS предполагает твердотельное моделирование абсолютно жестких и недеформируемых объектов при расчете динамического соударения поршня и пробки последовательного питателя, было выполнено преобразование исследуемых элементов в упругие тела типа «Flex» за счет использования матрицы жесткости при расчете МКЭ.

В разработанной для проведения исследований методике прочностного расчета конструкции рабочей секции последовательного питателя можно выделить следующие этапы работ [2]:

- подготовка твердотельных 3D-моделей деталей;
- создание расчетной математической модели (нагружение и закрепление 3D-моделей конструкции в соответствии с реальными условиями ее функционирования, а также описание свойств и характеристик материалов, внешних и начальных условий);

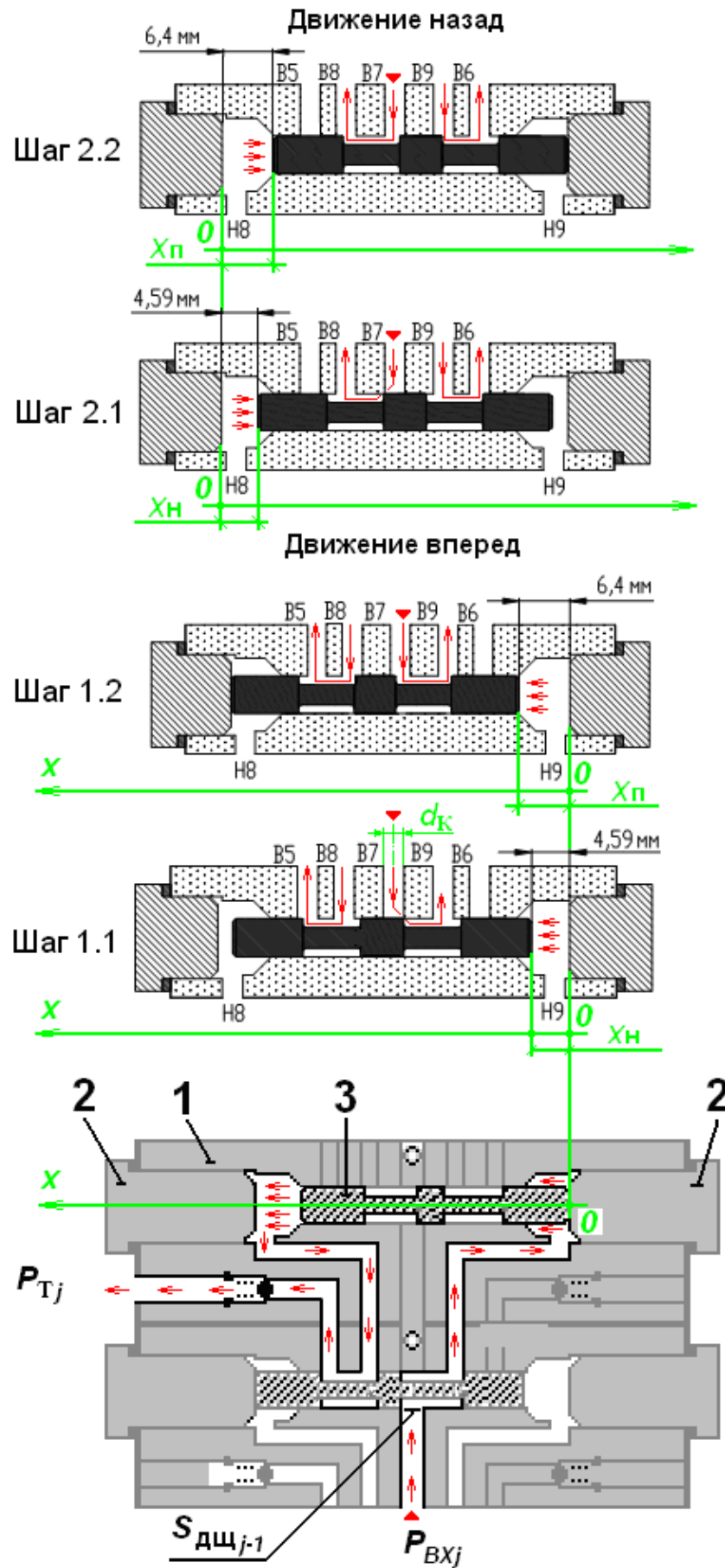


Рис. 1. Основные этапы перемещения поршня из крайнего правого положения до упора в торец левой упорной пробки

- формирование конечно-элементной модели (КЭМ);
- анализ конечно-элементной модели;
- обработка результатов (визуализация напряжений, деформаций и перемещений, позволяющая оценить прочностные качества конструкции).

3D-модели деталей рабочей секции последовательного питателя были разработаны в программном пакете AutoCAD 2007 фирмы Autodesk.

При создании расчетной модели было принято, что корпус рабочей секции питателя жестко закреплен от перемещений.

Перемещения поршня обеспечивались жестким идеальным шарниром с минимальным коэффициентом трения, к центру масс которого прикладывался вектор скорости

Резьбовое соединение пробки с корпусом было промоделировано путем объединения отдельных точек их контакта общими точками посредством жестких многоузловых MPC (Multi Point Constraint) связей.

Конечно-элементная модель, сгенерированная в препроцессоре Altair / HYPERMESH, включающая 632 MPC связей, представлена на рис.2, а её состав перечислен в табл. 1.

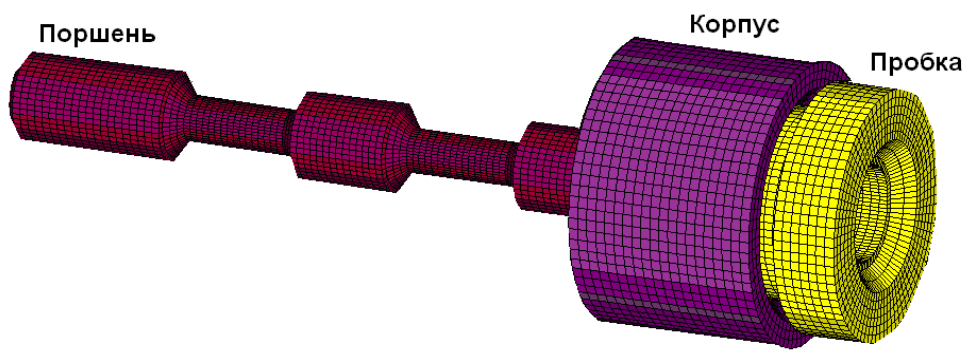


Рис. 2. Конечно-элементная модель дозирующе-распределительного поршня с упорной пробки, установленной в корпусе рабочей секции питателя

Таблица 1 - Состав конечно-элементной модели рабочей секции питателя

Наименование элемента питателя	Количество, шт.		
	узлов	гексагональных элементов типа hex8	клиновидных элементов типа penta6
Корпус	9882	7760	-
Пробка	20994	17840	1200
Поршень	58637	38760	5600

Механическая прочность основных деталей питателя МИЗ 5Д-5Д-5Д [1] при нормальных температурах характеризуется пределом текучести σ_T , пределом прочности σ_B и пределом выносливости при растяжении - сжатии с симметричным циклом σ_{-1P} , вели-

чины которых приведены в табл. 2 [5]. В табл. 2 приняты следующие обозначения упрочняющей обработки: Ц – цементация; З – закалка; НО – низкий отпуск; У – улучшение; ОЗ – объемная закалка.

Таблица 2 - Механические свойства основных деталей питателя

Наименование элемента питателя	Марка материала	Упрочняющая обработка	Предел текучести (σ_T), МПа	Предел прочности (σ_B), МПа	Предел выносливости (σ_{-1P}), МПа
Корпус	Сталь 20Х ГОСТ 4543-71	Ц, З, НО	400	650	205
Пробка	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71	У	650	850	268
Поршень	Сталь ШХ15 ГОСТ 801-78	ОЗ, НО	1700	2200	693

Значения предела выносливости при растяжении - сжатии с симметричным циклом определены приближенно на основании следующих соотношений [5]:

$$\sigma_{-1P} = (0,7 \dots 0,9) \sigma_{-1},$$

где σ_{-1} – предел прочности при изгибе с симметричным циклом, $\sigma_{-1} = (0,45 \dots 0,5) \sigma_T$.

При этом в формулах использованы минимальные значения коэффициентов.

Допускаемыми напряжениями $[\sigma]$ будем считать максимальные значения расчетных напряжений, которые могут быть допущены в опасном сечении при обеспечении необходимой в условиях эксплуатации надежности работы детали [4]. При этом условие прочности выражается формулой

$$\sigma_{PP} \leq [\sigma],$$

где σ_{PP} – приведенное расчетное напряжение по гипотезе прочности, соответствующей данному состоянию материала (пластичному или хрупкому).

Каждая деталь должна обладать запасом прочности, который в случаях когда нагрузки пропорциональны напряжениям определяется как отношение предельных напряжений $\sigma_{пред}$ к действующим максимальным приведенным напряжениям σ_{PP} :

$$n = \frac{\sigma_{пред}}{\sigma_{PP}}.$$

Величины запасов прочности при упрощенном расчете по пределу прочности σ_B без учета типа напряженного состояния, концентрации, абсолютных размеров и составляют [4]:

2,5 ... 2,7 - для статической нагрузки при пластичном состоянии материала;

3,0 ... 9,0 - для статической нагрузки при хрупком состоянии материала;

2,8 ... 5,0 - для ударной и внезапной нагрузки при пластичном состоянии материала;

5,0 ... 15,0 - для переменной нагрузки при пластичном состоянии материала.

С учетом того, что при работе питателя на его детали действуют динамические ударные нагрузки, величина запаса прочности для него должна составлять $n = 2,8 \dots 5,0$.

Характеристики материалов основных деталей питателя, которые использовались при выполнении расчета в MSC/ADAMS, куда была экспортирована полученная КЭМ и где была окончательно сформирована расчетная модель, приведены в табл. 3.

Таблица 3. Характеристики материалов основных деталей питателя

Наименование элемента питателя	Марка материала	Коэффициент Пуассона	Плотность, т/мм ³	Модуль Юнга, МПа
Корпус	Сталь 20Х ГОСТ 4543-71	$3,00 \times 10^{-1}$	$7,80 \times 10^{-9}$	$2,16 \times 10^5$
Пробка	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71	$3,00 \times 10^{-1}$	$7,80 \times 10^{-9}$	$2,14 \times 10^5$
Поршень	Сталь ШХ15 ГОСТ 801-78	$3,00 \times 10^{-1}$	$7,80 \times 10^{-9}$	$2,11 \times 10^5$

Расчёты проводились при двух видах нагрузки. Статической - когда определялось напряженно-деформированное состояние пробки при действующем на её поверхность давлении 25МПа, и динамической - возникающей при ударе поршня массой $3,48 \cdot 10^{-3}$ кг, который перемещается при выбранных значениях скорости.

В результате расчёта было определено, что от действия статической нагрузки 25 МПа на поверхности пробки возникают напряжения 225,3 МПа.

С целью сокращения времени расчёта при проведении динамических расчётов исследования изменения скорости, усилия и

перемещения во времени проводились на участке хода поршня за 1 мм до его контакта с упорной пробкой. Исходное положение поршня выбиралось из соображений, что при соударении его скорость должна быть постоянной и установившейся, а время, затраченное на непроизводительный расчёт "холостого" перемещения, не слишком большое. Как только поршень достигал упорной пробки, приложенная к нему скорость сбрасывалась. Полученные расчетные зависимости показаны на рис. 4-6.

Как это следует из графиков, представленных на рис. 4-6, при соударении поршня с упорной пробкой порождается переходный затухающий колебательный процесс. Ско-

рость падает до нулевого значения и поршень практически останавливается. При этом колебания скорости перемещения

поршня после его контакта с пробкой можно объяснить его поперечными деформациями, показанными на рис. 3.

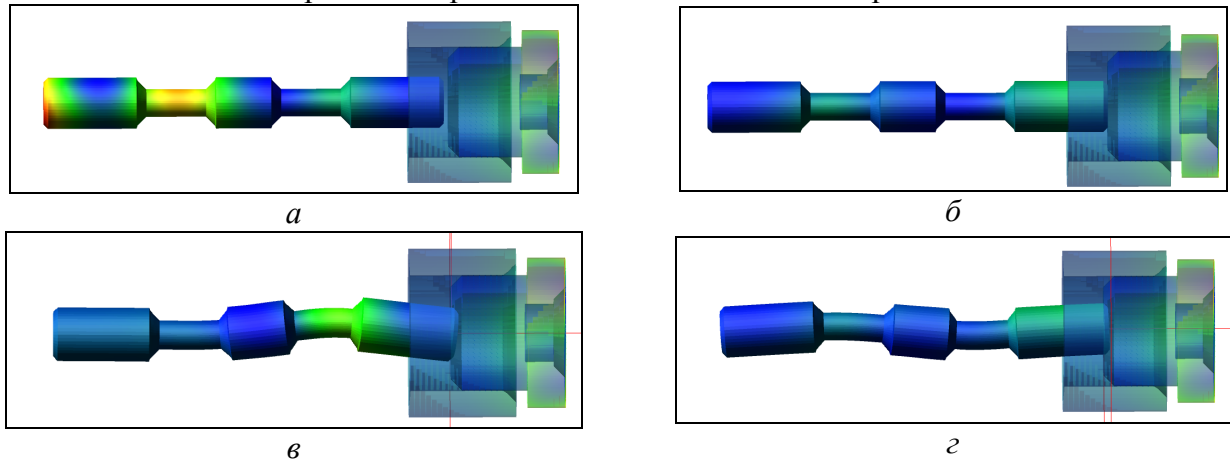


Рис. 3. Деформированное состояние поршня при различных фазах его движения: а - соприкосновения нет; б - соприкосновение поршня и пробки; в - поперечная деформация поршня и частичный отскок; г - колебательный характер соударения поршня и пробки, вызванный поперечным изгибом поршня

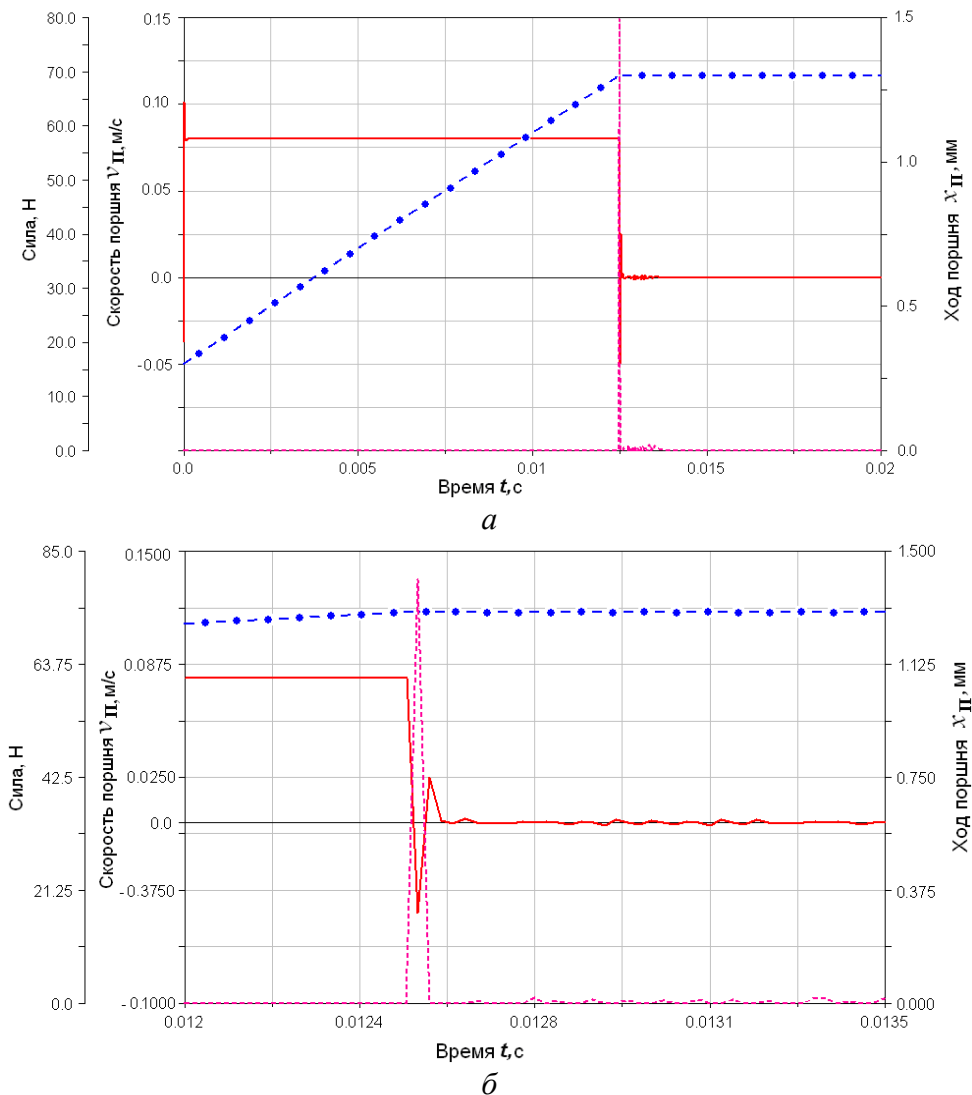


Рис. 4. Зависимость скорости, усилия и перемещения от времени при скорости поршня 0,08 м/с:

а) на участке движения поршня 1 мм до пробки; б) подробно фаза соударения
 —•— - перемещение поршня; — - скорость поршня; - - - - сила

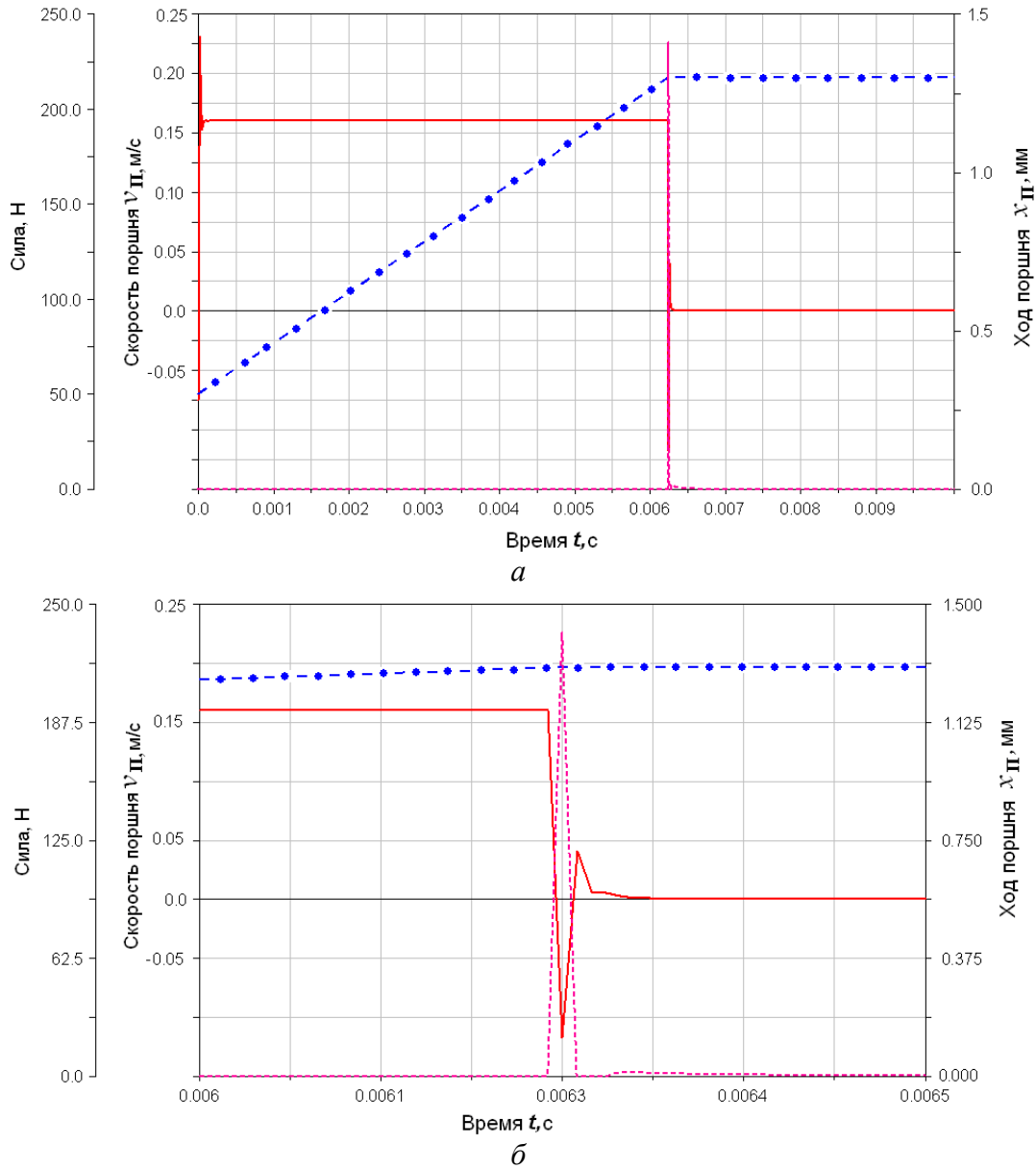


Рис. 5. Зависимость скорости, усилия и перемещения от времени при скорости поршня 0,16 м/с:

а) на участке движения поршня 1 мм до пробки; б) подробно фаза соударения
 —●— — перемещение поршня; — — скорость поршня; - - - - сила

Значения максимальных усилий, величины упругой пластической деформации упорной пробки и напряжений в момент соударения с ней поршня, рассчитанных по

четвертой (энергетической) теории прочности Хубера – Мизеса – Хенки, при различных значениях скорости, приложенной к поршню, приведены в табл. 4.

Таблица 4 - Значения максимальных усилий, напряжений и величины упругой пластической деформации упорной пробки в момент соударения с ней поршня при различных значениях скорости

Скорость поршня, м/с	Максимальное усилие, Н	Напряжение, МПа	Пластическая деформация, мм
0,08	79,7	197,50	$0,998 \times 10^{-4}$
0,16	207,7	514,75	$1,040 \times 10^{-4}$
3,00	2812,0	6969,00	$3,100 \times 10^{-4}$

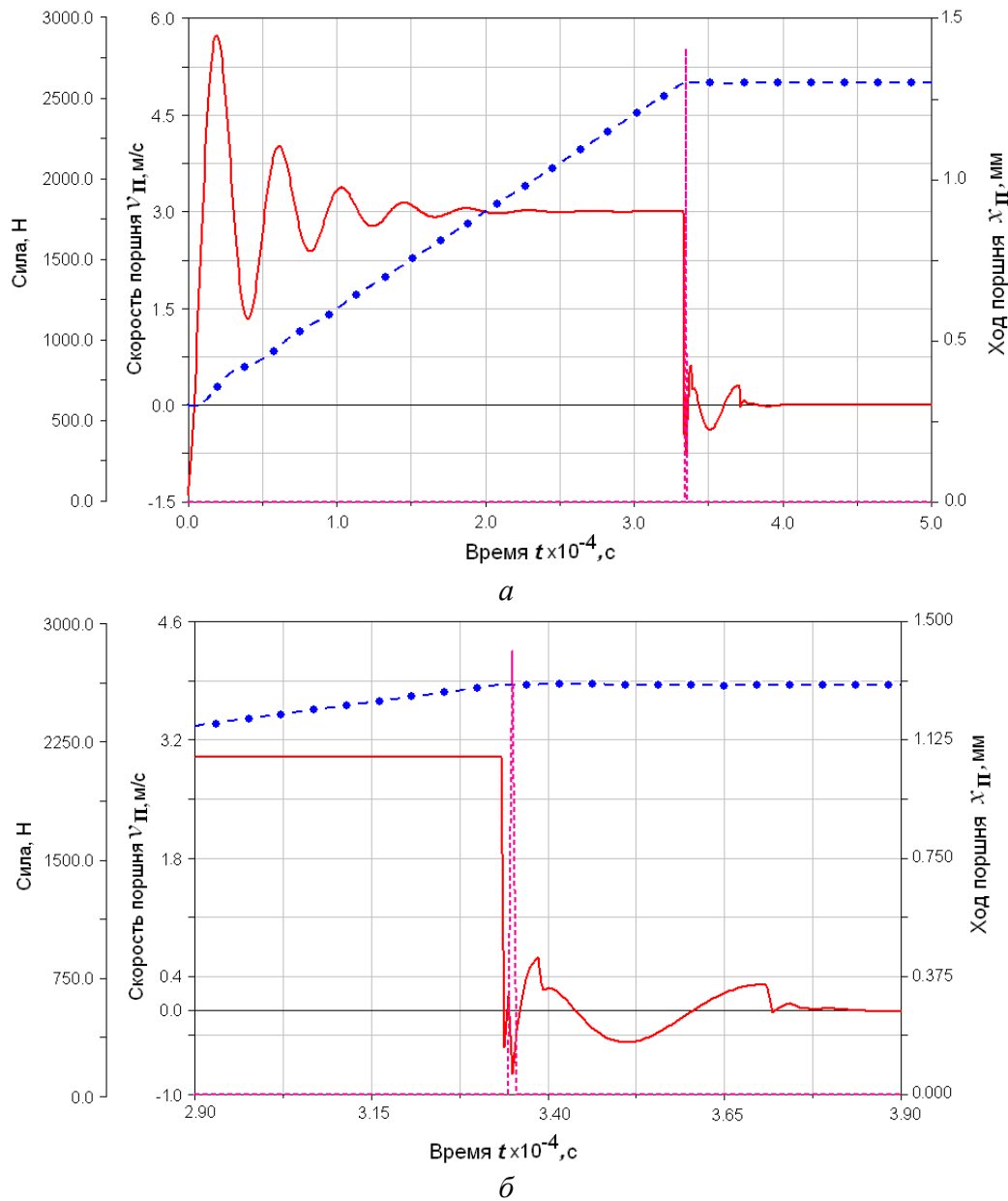


Рис. 6. Зависимость скорости, усилия и перемещения от времени при скорости поршня 3,0 м/с:

а) на участке движения поршня 1 мм до пробки; б) подробно фаза соударения
 —●— — перемещение поршня; — — скорость поршня; - - - - сила

Установлено, что для обеспечения возможности работы последовательных питателей со скоростью перемещения поршней 0,16 м/с с запасом прочности $n = 2,8$ предел прочности материалов, из которых изготовлены поршень, корпус и упорная пробка рабочей секции, должен быть равен 1440 МПа. Таким требованиям отвечает легированная конструкционная сталь 30ХГС (ГОСТ 4543-71), предел прочности которой при закалке 870...890°C и отпуске 200°C составляет 1470 МПа, а предел выносливости 696 МПа.

Разработанная методика моделирования прочностных характеристик основных элементов рабочих секций последовательных питателей формирует данные для выбора материалов и способов упрочняющей обработки основных деталей рабочих секций различных типоразмеров, которые обеспечат возможность его работы при требуемой скорости из условия заданного запаса прочности. При этом для существующих конструкций последовательных питателей данная методика позволяет определить максимально допустимую скорость перемещения поршня пита-

теля, при которой не будет происходить смятие упорной резьбовой пробки (ее опорной поверхности или резьбы).

Библиографический список

1. Николаевский завод смазочного и фильтрующего оборудования: каталог продукции [Текст] / НЗСФО – Николаев, 2003. – 104 с.

2. Программы для расчета на прочность, совместимые с AutoCad. [электр. ресурс] // <http://www.refstore.ru/box/10/pro/1665/index1.7.html>

3. Рыбальченко, Д.Е. Экспериментальное исследование статических и динамических характеристик нагнетательного устройства с программируемой подачей смазочного материала [Текст] // Самар. гос. аэрокосм. ун-т. – Самара, 2008. – 18 с. – Деп. в ВИНТИ 12.03.08, №204-В-2008.

4. Серенсен, С.В. Справочник машиностроителя [Текст]: в 3 т. / под общ. ред. С.В. Серенсена, Н. С. Ачеркана. – М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроительной лит-ры, 1951. - Т.3. – 1098 с.

5. Тарабасов, Н.Д. Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций [Текст]: Справочник / Н.Д. Тарабасов, П.Н. Учаев. - М: Машиностроение, 1983 - 239 с.

6. Centralized Lubrication Systems: Catalog. / LUBRIQUIP, INC., A Unit of IDEX Corporation. - Printed in USA, 2001.

References

1. Nikolaev plant of the lubricating and filtering equipment: the catalog of the production / NSSFO – Nikolaev, 2003. – 104 p.

2. Programs for the strength calculation, compatible from AutoCad // <http://www.refstore.ru/box/10/pro/1665/index1.7.html>.

3. Rybalchenko, D.E. Experimental study of the static and dynamic characteristics of pressuring device with the programmed supply of the lubricant. – Samara, SSAU, 2008. – 18 p. Dep. at VINITI 12.03.08, №204-B-2008.

4. Reference book of the machine builder / ed. by Serensen S.V., Acherkan N.S. – Moscow: The State Scientific-Technical Publishing House of the machine-building literature, 1951, Vol.3. – 1098 p.

5. Tarabasov, N.D., Uchaev, P.N. Design of components and units of the machine-building constructions: Reference book.- Moscow: Mashinostroenie, 1983 - 239 p.

6. Centralized Lubrication Systems: Catalog. / LUBRIQUIP, INC., A Unit of IDEX Corporation. - Printed in U.S.A., 2001.

CALCULATION OF DURABILITY OF WORKING SECTION OF PROGRESSIVE DIVIDER VALVE BY A METHOD OF FINAL ELEMENTS

© 2009 D. E. Rybalchenko¹, S. S. Voronin¹, A. B. Prokofiev²

¹Joint-stock company AVTOVAZ, Togliatti

²Samara State Aerospace University

The description of calculation of durability of working section of progressive divider valve is resulted at various speeds of moving of the dosing out piston. Calculation includes: preparation of solid-state 3D-models of details; creation of settlement model; formation of is final-element model; the analysis of results of modelling. Work is executed with use of program complex ADAMS of firm Mechanical Dynamics, Inc.

Design of hydraulic systems, lubricating systems, sequential feeder, friction, strength, the method of the final elements

Информация об авторах

Рыбальченко Дмитрий Евгеньевич, кандидат технических наук, начальник отдела внедрения и сопровождения САПР производства технологического оборудования ОАО «АВТОВАЗ». Тел. (8482) 73-66-06. E-mail: D.Rybaltchenko@vaz.ru. Область научных интересов: динамика и прочность гидравлических систем, проектирование гидропневоприводов смазочных и охлаждающих систем.

Воронин Сергей Сергеевич, начальник бюро прочностных расчетов, ОАО «АВТОВАЗ». E-mail: SS.Voronin@vaz.ru. Область научных интересов: динамика и прочность машиностроительных систем; динамика и прочность несущих тонкостенных систем; виртуальные испытания изделий, проектирование несущих тонкостенных систем (кузов автомобиля).

Прокофьев Андрей Брониславович, доктор технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: upnk@ssau.ru. Тел. (846) 267-48-70. Область научных интересов: динамика трубопроводных систем, виброакустика, расчёт и проектирование корректирующих устройств для пневмогидросистем, активные методы подавления шума и вибрации элементов машин.

Rybalchenko Dmitry Evgenievich, candidate of technical science, Head of CAD department of Production Equipment Department of Public Joint-stock company AVTOVAZ. Phone: 8 (8482) 73-66-06. E-mail: D.Rybaltchenko@vaz.ru. Area of research: Dynamics and durability of hydraulic systems, designing hydraulic and pneumatic drive, lubricant and cooling systems.

Voronin Sergey Sergeevich, head of a bureau for calculations of durability of Public Joint-stock company AVTOVAZ. E-mail: SS.Voronin@vaz.ru. Area of research: dynamics and durability of mechanical systems; dynamics and durability of the loaded shell systems; virtual tests of products.

Prokofiev Andrei Bronislavovich, doctor of the technical sciences, senior lecturer of department «Automatic systems of power plant» of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-48-70. E-mail: upnk@ssau.ru. Area of research: dynamics and vibroacoustics of hydromechanical systems, vibroacoustic, design of fluid pressure pulsation damper, active noise control.