

камера сгорания ЖРД проходила долгий и тернистый путь доводочных работ по устранению того или иного вида колебательного процесса. Способы устранения нежелательных явлений диктовали и выбор конструктивных параметров камеры сгорания. Из опыта доводки камер сгорания по обеспечению устойчивости процесса горения известно, что при увеличении диаметра цилиндрического участка и длины камеры, перепада давления на форсуночной головке (при одном и том же давлении в камере) и расходонапряженности устойчивость процесса горения ухудшается как по отношению к продольным, так и поперечным колебаниям газа. Длину камеры сгорания обычно выбирают из условия того, чтобы зона горения полностью размещалась в огневой полости. Это в значительной степени накладывает ограничения на конструкцию форсуночной головки, связанные с обеспечением хорошего смесеобразования при достаточном запасе по устойчивости процесса горения.

В данной работе экспериментально исследовано влияние диаметра и длины камеры сгорания, а также конструктивных элементов форсуночной головки на устойчивость процесса горения относительно поперечных колебаний газа при соблюдении постоянства других конструктивных и режимных параметров.

1. Экспериментальный объект. Опыты проводились с цилиндрической камерой сгорания диаметром 196 и 280 мм. Камера состояла из следующих основных частей (рис. 1): профилированного сопла (насадка) 1, цилиндрического участка 2 и форсуночной головки 3. Цилиндрический участок и насадок охлаждались водой. Форсуночная головка состояла из двух днищ и вмонтированных в них трубок (газовых каналов). Толщина стенок трубок 1 мм. В опытах использовались форсуночные головки проницаемостью $\bar{f} = 0,134$ (под проницаемостью головки понималось отношение суммарной площади газовых каналов к площади поперечного сечения камеры). Как показано в [5], величина проницаемости головки в пределах от $\bar{f} = 0,134$ до $\bar{f} = 0,255$ не повлияла на положение границ области вибрационного горения. Длина газовых каналов в этих экспериментах варьировалась в диапазоне $6 \div 96$ мм для камеры сгорания с диаметром цилиндрического участка 196 и $6 \div 204$ мм для камеры сгорания с $D_k = 280$ мм. При испытаниях камеры сгорания с $D_k = 196$ мм использовались форсуночные головки только с диаметром газовых каналов $d_r = 12$ мм (36 отверстий, расположение отверстий сотовое, шаг между ними 29 мм), в опытах же на камере сгорания с $D_k = 280$ мм использовались форсуночные головки с разным диаметром газовых каналов: 12; 18,4 и 23,5 мм (число каналов в головке было разным при условии неизменной проницаемости).

Частота колебаний газа в камере сгорания фиксировалась с помощью датчиков колебательного давления, расположенных на стенках камеры сгорания. При проведении эксперимента при горении стехиометрической смеси ($\alpha \approx 1$) частота поперечных колебаний газа для камеры с $D_k = 196$ мм составляла $2,7 \div 3,0$ кГц, а для $D_k = 280$ мм — $1,8 \div 2,1$ кГц. Эти частоты соответствовали основному тону тангенциальных колебаний газа в камере сгорания. Регистрируемые частоты колебаний давления в камере хорошо совпадали с расчетными.

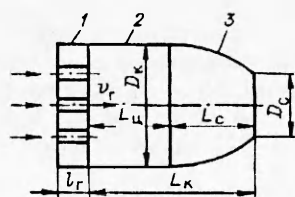


Рис. 1



Рис. 2

В экспериментах определялись границы области вибрационного горения в координатах расход горючей смеси G — коэффициент избытка воздуха α . Сравнительные сопоставления экспериментальных данных проводились при $\alpha \approx 1$ (при этом значении α реализуются условия максимальности тепловыделения при горении бензиновоздушной смеси, что обуславливает наиболее интенсивные колебания давления газа в камере сгорания по сравнению с другими значениями α). Более подробное описание конструкции камеры сгорания, форсуночной головки и методики проведения испытаний приведено в [5]. Погрешность в определении положения границы области вибрационного горения по расходу горючей смеси (т.е. перехода от устойчивого горения к вибрационному) не превышала 5 %, в подавляющем же числе экспериментов — 2 ÷ 3%.

2. Результаты экспериментов. На рис. 2 представлены зависимости скорости течения горючей смеси в газовых каналах, при которой возникают тангенциальные (основного тона) колебания газа в камере сгорания при горении стехиометрической смеси ($\alpha \approx 1$), от длины газовых каналов форсуночной головки с $d_r = 12$ мм для камер сгорания с цилиндрическими участками диаметром 196 и 280 мм с общей длиной камер 360 мм (соответственно линии 1 и 2). Можно видеть, что постановка головок с разной длиной газовых каналов приводит к значительному изменению величины скорости течения горючей смеси, при которой происходит переход устойчивого горения к вибрационному. В исследованном диапазоне изменения длин каналов для камеры сгорания диаметром 196 мм имеются два четко выраженных минимума устойчивости — при длине каналов $l_r = 36 \div 48$ и 96 мм, а максимум устойчивости четко проявляется при $l_r = 6$ и $68 \div 76$ мм. Данные для $D_k = 280$ мм заимствованы из [5], где было показано, что одним из эффективных средств улучшения устойчивости процесса горения является применение форсуночных головок с оптимальной акустической длиной газовых каналов, кратной $0,5 \lambda_r$, где $\lambda_r = c_r / \nu$ — длина звуковой волны в среде газовых каналов (c_r — скорость звука в каналах, ν — частота возникающих тангенциальных колебаний в камере сгорания). Головки с каналами длиной $l_r \approx 0,25 \lambda_r$ и $0,75 \lambda_r$ обеспечивали наилучшую устойчивость процесса горения. При проведении опытов с камерой $D_k = 280$ мм ($T_r = 473$ К, $c_r = 416$ м/с, $\nu = 1,96$ кГц) $\lambda_r = 212$ мм, а с $D_k = 196$ мм ($T_r = 473$ К, $c_r = 416$ м/с, $\nu = 2,81$ кГц) $\lambda_r = 148$ мм.

На рис. 3 приведены сравнительные данные испытаний (представленных на рис. 2) для камер сгорания с диаметром цилиндрических участков $D_k = 196$ и 280 мм (линии 1 и 2) в координатах число Маха в газовых каналах форсуночной головки σ_r / c_r (c_r — скорость звука, определяемая по температуре газа) — относительная длина газовых каналов l_r / λ_r .

Как видно из рис. 3, наилучшая устойчивость процесса горения относительно тангенциальных колебаний газа в камере сгорания обеспечивается головками с длиной каналов $l_r \approx 0,5 \lambda_r$ и $1 \lambda_r$, а наихудшая — при $l_r \approx 0,25 \lambda_r$ и $0,75 \lambda_r$ вне зависимости от диаметра цилиндрического участка камеры сгорания.

В настоящее время в ЖРД довольно широкое применение нашли двухкомпонентные (эмульсионные) форсуночные головки, в которых один из компонентов топлива в жидком виде вводится в другой (газообразный) компонент. В первом приближении струи жидкого компонента топлива в эмульсионных форсунках можно рассматривать как дросселирующие устройства, располагаемые внутри газовых каналов, создающие местные гидравлические сопротивления для течения газового компонента. Акустические свойства таких головок значительно отличаются от головок, в которых нет ввода жидких струй. Известно [6—8], что в акустических системах с фиксированным расположением максимумов и минимумов колебательного давления и колебательной скорости вдоль каналов размещение каких-либо

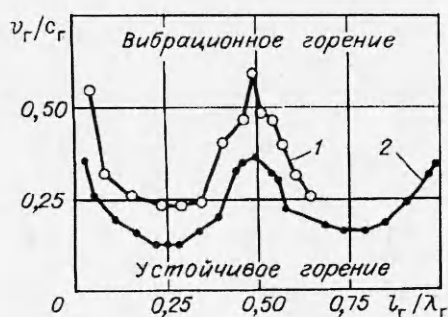


Рис. 3



Рис. 4

дросселирующих устройств в местах пучности колебательной скорости приводит к демпфированию колебательных процессов в этих системах. В связи с этим представляло интерес смоделировать результаты натурных испытаний (с целью изучения влияния ввода жидких струй на устойчивость процесса горения относительно поперечных колебаний газа в камере сгорания) с помощью металлических стержней, располагаемых внутри газовых каналов перпендикулярно к потоку. Использовались головки с внутренним диаметром каналов 12 мм и длиной 156; 96; 75 и 52 мм. Металлические стержни вваривались в стенки газовых каналов в виде креста. Их диаметр d_c варьировался от 1 до 5 мм. Опыты проводились с камерой сгорания с цилиндрическим диаметром 280 мм.

На рис. 4 представлена зависимость скорости течения горючей смеси в каналах, при которой возникали тангенциальные колебания газа в камере сгорания, от положения металлических стержней разного диаметра вдоль каналов головки с $l_1 = 156$ мм. В табл. 1 представлены основные конструктивные и расчетные параметры для исследованных головок. Гидравлические сопротивления рассчитывались по формуле $\zeta = 1,3(1 - \bar{f}) + (1/\bar{f} - 1)^2$, приведенной в [9]. В табл. 1 d_c — диаметр стержня, \bar{f} — степень открытости газовых каналов, ζ — коэффициент гидравлических потерь. На рис. 4 стрелками показаны предельные значения скорости, полученные ранее для каналов такой же длины и диаметра ($l_1 = 156$ мм, $d_1 = 12$ мм), но без стержней [5]: $l_r \approx 0,5 \lambda_r$ (верхняя стрелка) и $0,25 \lambda_r$ (нижняя). Из рассмотрения полученных данных следует, что при расположении стержней диаметром от 1 до 5 мм на разном расстоянии от устья каналов наблюдается значительное изменение положения границ устойчивости процесса горения. Имеются два четко выраженных максимума устойчивости при расположении стержней на расстоянии $50 \div 60$ мм ($x \approx 0,25 \lambda_r$) и $146 \div 154$ мм ($x \approx 0,75 \lambda_r$). При расположении же стержней на расстоянии $96 \div 116$ мм ($x \approx 0,5 \lambda_r$) от устья каналов устойчивость минимальна. Можно отметить, что наилучшая устойчивость (по максимальной величине скорости течения смеси в каналах) обеспечивалась стержнями диаметром $3 \div 4$ мм и приближалась к максимально возможной устойчивости, которую обеспечивает головка с оптимальной акустической длиной каналов $l_1 \approx 0,5 \lambda_r$ без дросселирующих устройств внутри каналов. При

Таблица 1

Обозначения рис. 4	d_c , мм	\bar{f}	ζ
1	1	0,807	0,31
2	2	0,62	0,87
3	3	0,46	1,95
4	3,5	0,384	3,34
5	4	0,314	5,67
6	5	0,213	14,70

постановке стержней на расстоянии 3 мм от устья устойчивость монотонно ухудшалась при увеличении загромаждения сечения каналов стержнями. Когда стержни располагались на расстоянии $0,25 \lambda_r$ или $0,75 \lambda_r$, устойчивость улучшалась при постановке стержней разного диаметра.

При других длинах каналов головки (96; 75 и 52 мм) получились аналогичные зависимости. Максимальная скорость течения горючей смеси, при которой горение еще устойчиво ($v_r \approx 154$ м/с), оказалась близкой к максимально возможной для тех же головок, но без дросселирующих устройств [5]. Это проиллюстрировано на рис. 5, где представлены сводные данные в виде зависимости числа Маха в газовых каналах форсуночной головки от относительной величины местоположения стержней внутри каналов x и длины звуковой волны λ_r , линии 1—4 — данные для головок с $l_r = 156; 96; 75$ и 52 мм, а и б — соответственно предельные уровни устойчивости процесса горения для головок без стержней: с неоптимальной длиной газовых каналов $l_r \approx 0,25 \lambda_r$ и оптимальной длиной $l_r \approx 0,5 \lambda_r$.

Другим способом изменения акустических свойств форсуночной головки (способствующих демпфированию колебательных процессов в газовых каналах) является соединение полостей газовых каналов форсуночной головки с полостью замкнутого межканального пространства при помощи четырех отверстий, расположенных равномерно по окружности в разных сечениях каналов. В этих опытах использовались головки с длиной каналов 156 и 96 мм ($d_r = 12$ мм).

На рис. 6 представлена аналогичная рис. 4 зависимость скорости течения горючей смеси, при которой возникали тангенциальные колебания газа в камере сгорания при горении стехиометрической смеси ($\alpha \approx 1$), когда вместо установили внутри каналов стержней в стенках каналов форсуночной головки сверлились отверстия разного диаметра. Пространство между фланцами форсуночной головки, в которые вваривались газовые каналы, было герметичным, что ликвидировало осредненное течение газа из полости газовых каналов в межканальное пространство или обратно. В табл. 2 представлены основные конструктивные и расчетные параметры для исследованных головок с отверстиями в стенках (d_0 — диаметр отверстий в стенках, ΣF_0 — суммарная площадь четырех отверстий, K — отношение площади отверстий к площади поперечного сечения каналов). На рис. 6 стрелками показаны предельные значения скорости течения горючей смеси на границе области вибрационного горения для форсуночных головок с таким же диаметром газовых каналов ($d_r = 12$ мм), но без отверстий при $l_r \approx 0,5 \lambda_r$ (верхняя стрелка) и $0,25 \lambda_r$ (нижняя). Таким образом, из рис. 6 следует, что при изменении диаметра и положения отверстий в стенках каналов длиной 156 мм так же, как и при расположении стержней в каналах, наблюдалось значительное изменение устойчивости процесса горения. Имеются два четко выраженных максимума устойчивости при положении отверстий на расстоянии 10 мм ($l_r/\lambda_r \approx 0$) и $106 \div 116$ мм ($l_r \approx 0,5 \lambda_r$). Наилучшую устойчивость обеспечивали головки с отверстиями диаметром 5 мм. При положении же отверстий на расстоянии $50 \div 60$ мм ($l_r \approx 0,25 \lambda_r$) и 146 мм ($l_r \approx 0,75 \lambda_r$) устойчивость была наихудшей и практически не зависе-



Рис. 5



Рис. 6

Таблица 2

Обозначения рис. 6	d_0 , мм	ΣF_0 , мм ²	κ , %
1	2	12,56	11,10
2	3	28,25	25,0
3	4	50,2	44,4
4	5	78,5	69,3

ла от диаметра отверстий в стенках. В опытах с отверстиями в стенках газовых каналов с длиной $l_r = 96$ мм наблюдалась аналогичная зависимость устойчивости процесса горения от положения отверстий в стенках каналов вдоль этих каналов.

Следующая серия экспериментов для камеры сгорания с цилиндрическим участком 280 мм проводилась при изменении длины камеры сгорания. В этом случае также возникали поперечные (тангенциальные) колебания газа (именно эти колебания фиксировались датчиками, установленными на стенках камеры сгорания). Под длиной камеры подразумевалась суммарная длина цилиндрического участка и профилированного сопла. Результаты испытаний приведены на рис. 7 для головок с газовыми каналами диаметром 12; 18,4; 23,5 мм (линии 1—3) при оптимальной их длине $l_r \approx 0,5 \lambda_r$. Анализируя данные рис. 7, отмечаем, что устойчивость процесса горения (характеризуемая, как и ранее, скоростью течения в газовых каналах форсуночной головки) изменялась при варьировании длины камеры. Камеры длиной $L_k = 235; 360$ и 460 мм обеспечивали наилучшую устойчивость при всех значениях диаметра каналов форсуночной головки, а камеры длиной $L_k = 293; 415$ и 515 мм — наихудшую. Расстояние между пиками наилучшей (или наихудшей) устойчивости чередовалось через $100 \div 130$ мм (в среднем 115 мм). Таким образом, наблюдается периодическое чередование наилучшей и наихудшей устойчивости процесса горения аналогично тому, как это происходило и при изменении длины каналов форсуночной головки (см. рис. 2). Такое явление, казалось бы, должно быть связано только с колебаниями продольной формы в огневой полости камеры сгорания. Однако при испытании камер разной длины в ее огневой полости фиксировались опять же поперечные (тангенциальные) колебания, как правило, основного тона ($\nu = 1,8 \div 2,1$ кГц).

Если расстояние 115 мм принять за половину длины звуковой волны каких-то продольных колебаний газа в камере ($L_k = 0,5 \lambda_k$), то частота этих колебаний ($\nu = c_k / \lambda_k$) должна быть приблизительно равна 4,1 кГц (для условий описываемых экспериментов скорость звука в камере сгорания $c_k \approx 940$ м/с вычислена для значения $\alpha \approx 1$, т.е. при $T_k \approx 2400$ К). Частота колебаний, равная 4,1 кГц, является частотой основного тона радиальных колебаний газа для камеры сгорания с $D_k = 280$ мм.

В результате наихудшая устойчивость процесса горения будет наблюдаться при значениях $L_k / \lambda_k \approx 0,25 q$

($q = 1, 3, 5, \dots$), а наилучшая — при $0,5 p$ ($p = 2, 4, 6, \dots$). Выразив λ_k через скорость звука в камере c_k и частоту поперечных (радиальных) колебаний газа ($\nu = \alpha_{mn} c_k / D_k$, α_{mn} — характеристическое число), для случая совпадения частот продольных мод и основного тона радиальных колебаний получим

$$L_k / \lambda_r = \alpha_{mn} L_k / D_k.$$

Для основного тона радиальных колебаний газа $\alpha_{mn} = 1,22$. В этом слу-

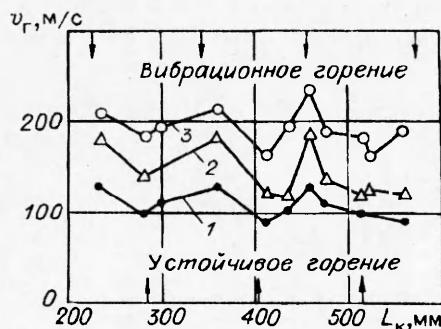


Рис. 7

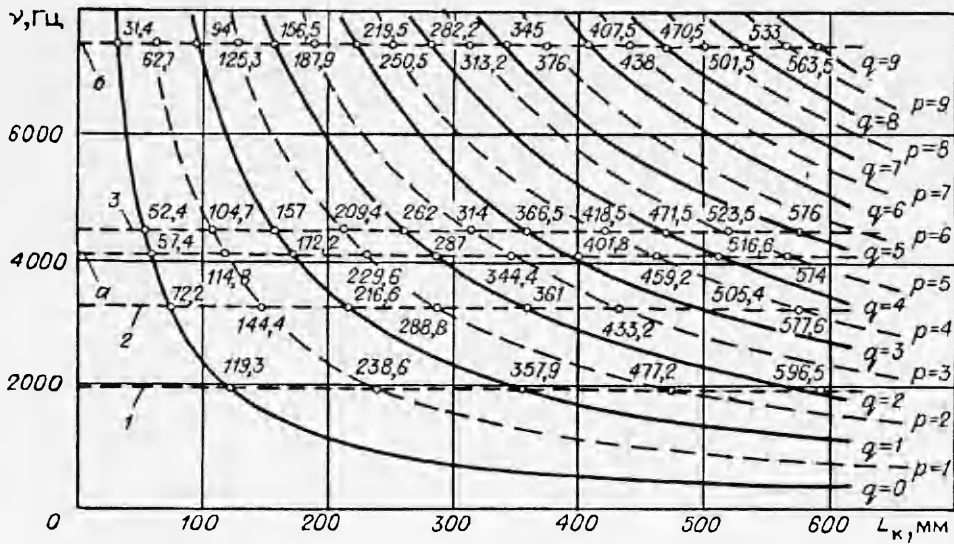


Рис. 8

чае фиксированные положения максимумов и минимумов колебательного давления и колебательной скорости будут изменяться кратно $L_c = 0,205 D_k$. Таким образом, наихудшей устойчивости процесса горения (см. рис. 7) будут соответствовать камеры сгорания длиной

$$L_c = 0,205 D_k q \quad (q = 1, 3, 5, \dots),$$

а наилучшей —

$$L_c = 0,205 D_k p \quad (p = 2, 4, 6, \dots).$$

Указанное изменение положения границы области вибрационного горения может дать камера сгорания как акустическая система с жесткозамкнутым концом с одной стороны и открытым с другой. Известно [8], что частота продольных колебаний газа для одномерной системы, акустически жесткозамкнутой с одной стороны и акустически открытой с другой стороны, выражается следующим образом: $\nu = (2q + 1) c_k / 4L_c$, где $q = 0, 1, 2, 3, \dots$. Для камеры сгорания условию акустически жесткозамкнутого конца удовлетворяет сечение огневого днища форсуночной головки, а условию акустически открытого конца — выходное сечение соплового насадка камеры сгорания.

На рис. 8 представлена расчетная зависимость частоты продольных колебаний газа от длины камеры сгорания для конкретных условий проведения опытов при сжигании бензиновоздушной смеси при $\alpha \approx 1$, горизонтальными линиями показаны значения собственных частот колебаний поперечной формы: 1—3 — собственные частоты тангенциальных колебаний соответственно основного тона (1,96 кГц), первого обертона (3,25 кГц) и второго обертона (4,47 кГц), а — частота основного тона радиальных колебаний (4,08 кГц), б — частота первого обертона радиальных колебаний. Точки пересечения кривых линий (продольные колебания) и прямых (поперечные) отвечают

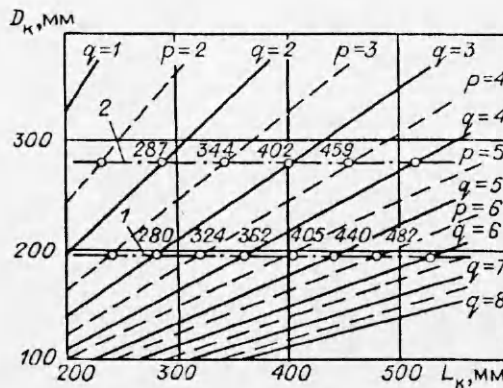


Рис. 9

резонансу (сплошные линии) этих частот колебаний. Нетрудно убедиться в том, что точки пересечения кривых соответствуют оптимальной и неоптимальной длине камеры сгорания и «реагируют» лишь на основной тон радиальных колебаний газа в камере сгорания. Действительно, условию резонанса частот (точки пересечения сплошных линий) для продольных колебаний и горизонтальных линий для радиальных) отвечают камеры сгорания длиной 287; 402; 517 мм и т.д., а условию «антирезонанса» этих же частот — камеры сгорания длиной 230; 344; 459; 576 мм и т.д.

Периодическое изменение положения границы области вибрационного горения при увеличении длины камеры сгорания не представляется возможным связать с комбинированными (продольно-поперечными) колебаниями газа.

На рис. 9 приведено графическое представление описываемых выше кривых, отвечающих условию резонанса q и «антирезонанса» p для частот продольных мод колебаний с основным тоном радиальных колебаний, в координатах диаметр цилиндрического участка D_k — длина камеры L_k , линиями 1 и 2 показаны характерные длины камер сгорания с цилиндрическим участком 196 и 280 мм.

ЛИТЕРАТУРА

1. Основы теории и расчета ЖРД / Под ред. В.М. Кудрявцева, А.Н. Васильева, В.А. Кузнецова и др. — М.: Высш. шк., 1983.
2. Баррер М., Жомотт А., Вебек Б.Ф., Ванденкеркхове Ж. Ракетные двигатели. — М.: Оборонгиз, 1962.
3. Неустойчивость горения в ЖРД / Под ред. Д.Т. Харрье и Ф.Г. Рирдона. — М.: Мир, 1975.
4. Маркштейн Д.Г. Нестационарное распространение пламени. — М.: Мир, 1968.
5. Малинин Б.И. Влияние конструктивных параметров форсуночной головки модельной камеры сгорания ЖРД на возбуждение в ней поперечных колебаний газа // ПМТФ. — 1993. — № 6.
6. Стретт Дж.В. (лорд Рэлей). Теория звука. — М.: ГИТТЛ, 1955. — Т.1.
7. Морз Ф. Колебания и звук. — М.; Л.: ГИТТЛ, 1949.
8. Скучик Е. Основы акустики. — М.: ИЛ, 1959.
9. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям (коэффициенты местных сопротивлений и сопротивления трения). — М.; Л.: ГЭИ, 1960.

г. Москва

Поступила 15/1 1993 г.,
в окончательном варианте —
14/V 1993 г.

УДК 539.3

Н.С. Астапов, В.М. Корнев

ЗАКРИТИЧЕСКОЕ ПОВЕДЕНИЕ ИДЕАЛЬНОГО СТЕРЖНЯ НА УПРУГОМ ОСНОВАНИИ

В качестве исходного выражения для анализа устойчивости стержня на упругом основании обычно используют дифференциальное уравнение равновесия изогнутой оси стержня [1—3] либо интегральное выражение потенциальной энергии системы [1,4—7]. В обоих случаях получают одинаковые значения для критических нагрузок потери устойчивости системы. С появлением теории катастроф эти результаты нашли освещение с новой более общей позиции, позволяющей наглядно описать влияние начальных несовершенств на поведение системы.

Тем не менее закритическое поведение системы стержень — основание мало изучено. В данной работе в рамках трех математических моделей, две

© Н.С. Астапов, В.М. Корнев, 1994