

УДК 621.51/52

О работе лепестковых клапанов поршневых машин

Д-р.техн.наук. Григорьев А. Ю. augrig@bk.ru

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет ИТМО

Институт холода и биотехнологий

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д.9

Канд.техн.наук. Григорьев К.А. kagrig@bk.ru

ЗАО «Юнайтед Элементс Инжиниринг»

107589, г. Москва, ул. Красноярская, д. 1

Воздушные поршневые машины достаточно часто являются элементами различных машин и механизмов в пищевой инженерии. Лепестковые клапаны используются при комплектовании высокооборотных малорасходных компрессорных и расширительных поршневых машин малой мощности.

Многokrатно воспринимая значительные нагрузки, пластина клапана является наиболее напряженно работающей деталью, определяющей надежность работы всей поршневой машины. В материале пластины под действием повторяющихся нагрузок происходит накопление необратимых механических изменений, вызывающих усталостное разрушение пластины.

Ключевые слова: лепестковые клапана, поршневые машины объемного действия, усталостное разрушение.

About the work operation of reciprocating unit's leaf-type dampers

D.Sc. Grigoryev A.Y.

Saint-Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics.

Institute of Refrigeration and Biotechnology

191002, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

Ph.D. Grigoryev K.A.

United Elements Engineering

107589, Moscow, Krasnoyarskaya str., 1

Air reciprocating units are often the components of various machines and mechanisms in food engineering. Leaf-type valves are used during completing of high-speed low emission

low power compressor and expansion reciprocating units. Repeatedly bearing heavy loads, the valve plate is the most hardworking component which determines performance reliability of the whole reciprocating unit. In the plate material under the influence of repeated loads the accumulation of irreversible mechanical changes takes place that causes fatigue failure of the plate.

Keywords: Leaf-type valve, piston positive displacement machine, fatigue damage.

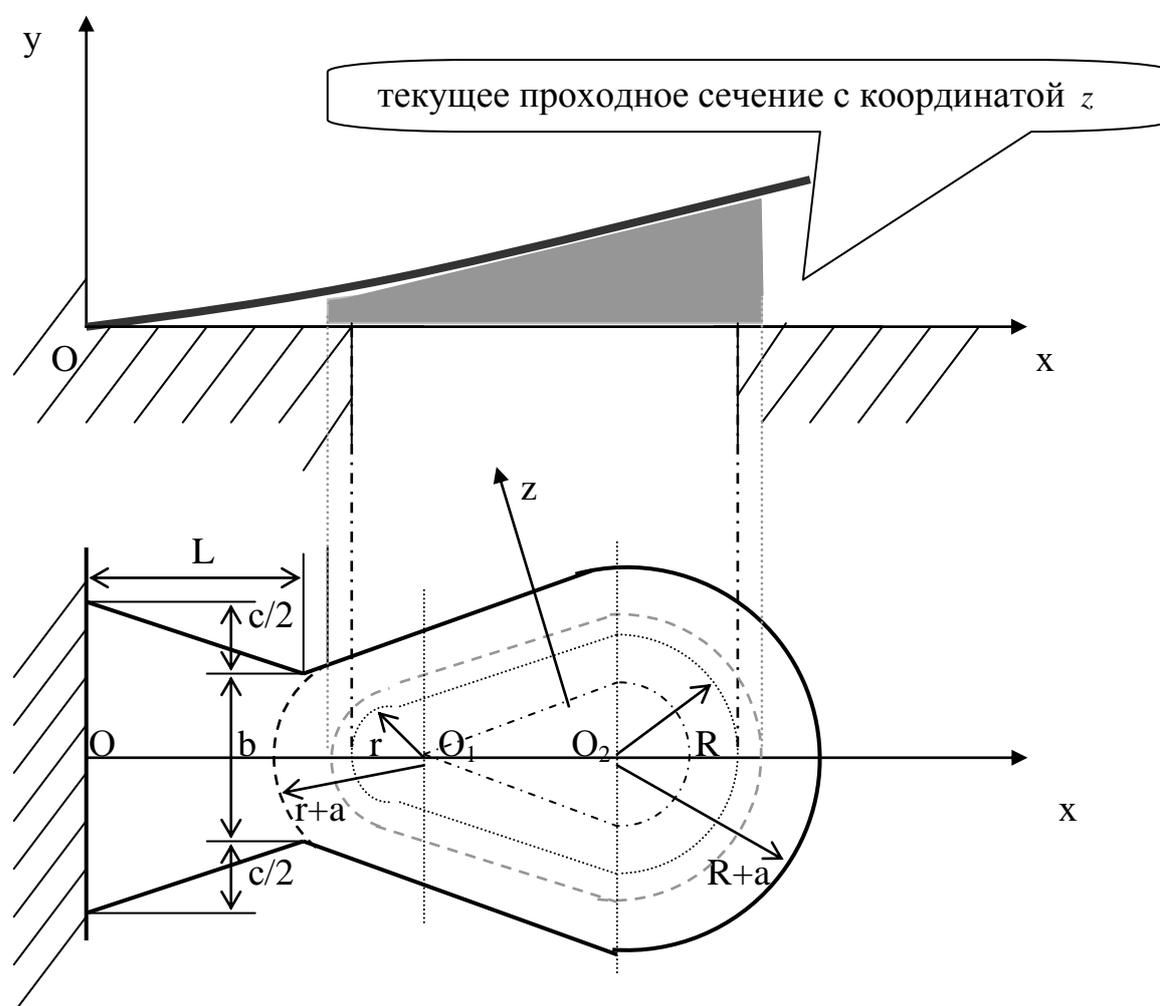


Рис. 1. Лепестковый клапан сложной геометрии.

Чтобы использовать теорию усталостного разрушения для прогнозирования надежности работы лепестковых клапанов необходимо уметь рассчитывать напряжения во всех сечениях запирающей пластины, возникающих в процессе её движения [1], [2].

В предлагаемой математической модели запирающая пластина (рис. 1) изготовлена из специальной клапанной стали толщиной δ , переменной ширины $b(x)$ изгибается под действием распределенной нагрузки $q(x)$, которая из теории сопротивления материалов, после некоторых преобразований, может быть определена выражением:

$$q(x) = E \frac{\delta^3}{12} \left(\frac{d^2 b(x)}{dx^2} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} + 2 \frac{db(x)}{dx} \cdot \frac{d^3 y}{dx^3} + b(x) \cdot \frac{d^4 y}{dx^4} \right), \quad (1)$$

где y - поперечное смещение точек пластины; E - модуль упругости материала.

Вместе с тем, нагрузка $q(x)$, действующая на пластину, будет складываться из

$$q_1(x, t) = -\mu \cdot b(x) \cdot \delta \cdot \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2}, \quad (2)$$

1) плотности инерционных нагрузок:

где μ - плотность материала пластины.

2) плотности нагрузок, возникающих за счет набегающего на пластину газа:

$$q_2(x, t) = \left(\frac{\rho \cdot u^2 \cdot F_c}{F^*} + P(x, t) - P_0(t) \right) \cdot b(x), \quad (3)$$

здесь ρ - плотность газа, F_c - площадь сечения выходного отверстия клапана; F^* - эффективная площадь запирающей пластины. Скорость набегающего на пластину потока u может быть определена из уравнения неразрывности течения газа: $u(t) \cdot F_c \cdot n = C_{II}(t) \cdot F_{II}$, где $C_{II}(t)$ - скорость движения поршня компрессора F_{II} - площадь поршня, n - число клапанов на всасывании или нагнетании ступени компрессора. $P(x, t)$ - давление газа, текущего по каналу клапана вдоль пластины, $P_0(t)$ - давление газа с другой стороны пластины в момент времени t .

Тогда из выражения 1 с учетом 2 и 3 получим дифференциальное уравнение поперечных колебаний пластины лепесткового клапана:

$$\mu b(x) \delta \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + E \frac{\delta^3}{12} \left(\frac{d^2 b(x)}{dx^2} \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + 2 \frac{db(x)}{dx} \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} + b(x) \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} \right) = \left(\frac{\rho \cdot u^2 \cdot F_c}{F^*} + P(x, t) - P_0(t) \right) \cdot b(x). \quad (4)$$

Для однозначного определения смещения $y(x,t)$ требуется знать $P(x,t)$ и $P_0(t)$ в каждый момент времени. $P(x,t)$ находим как среднее давление газа по ширине пластины. Давление газа по ширине пластины определяется из уравнения Эйлера справедливого для нестационарного движения несжимаемой жидкости:

$$\frac{\partial u(z,t)}{\partial t} + u(z,t) \cdot \frac{\partial u(z,t)}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P(z,t)}{\partial z} \quad (5)$$

Здесь $u(z,t)$ - скорость течения газа под пластиной в клапане в направлении по нормали от сечения выходного отверстия на периферию. $P_0(t)$ принимается равным давлению газа на кромке лепестка.

Определив поперечное смещение каждой точки пластины $y(x,t)$, можно вычислить изгибающий момент $M(x,t)$ в данном сечении, а из выражения:

$$\sigma(x,t) = \frac{M(x,t)}{W} = \frac{6 \cdot M(x,t)}{b(x) \cdot \delta^2} \quad (6)$$

определить величину нормальных напряжений в каждом сечении для любого момента времени, здесь W - момент сопротивления сечения пластины изгибу. По максимальным напряжениям, возникающим за цикл работы машины в сечениях пластины, можно определиться с надежностью и долговечностью работы клапана. Кроме этого разработанная модель позволяет провести численный эксперимент и рекомендовать запирающую пластину клапана с геометрией, для которой максимальные напряжения, возникающие при работе компрессора, будут наименьшими.

Для решения системы уравнений необходимо задать начальные и граничные условия.

Начальные условия решения задачи:

В момент времени $t_0 = 0$, клапан закрыт, запирающая пластина неподвижна и плотно прилегает к плите: $y(x,t_0) = 0$, $\frac{\partial y(x,t_0)}{\partial t} = 0$. Момент начала открытия клапана t_0 определяется из условия выравнивания давлений газа в полостях, между которыми установлен клапан. Для упрощения модели считается, что параметры газа во всасывающей и нагнетательной полостях ступени компрессора постоянны, а в рабочей камере во время процессов сжатия и расширения меняются по адиабатическому закону без учета протечек.

Граничные условия решения задачи:

В жестко заделанном конце пластины для $x=0$: $y(x,t) = 0$, $\frac{\partial y(x,t)}{\partial x} = 0$;

на свободном конце пластины для $x=L_1$: $\frac{\partial y^2(x,t)}{\partial x^2} = 0$, $\frac{\partial y^3(x,t)}{\partial x^3} = 0$.

Целью данной работы является изучить влияние геометрических размеров «шейки» запирающих пластин лепестковых клапанов (рис. 1), установленных в первой ступени компрессора СКАВ 20/30, на величину максимальных напряжений, возникающих в сечениях пластин за цикл. А также рекомендовать форму «шейки» с возникающими в её сечениях напряжениями меньшими, чем в штатном варианте пластины клапана.

Переменными параметрами задачи являются размеры по ширине $(b+c)$ и b в начале и конце «шейки» и её длина L (рис. 1), в штатном варианте $b=8$ мм, $c=0$ мм, $L=13$ мм.

Известно, что напряжения, возникающие в пластинах нагнетательных клапанов больше напряжений возникающих в пластинах всасывающих клапанов из-за большей плотности и давления нагнетаемого газа. Поэтому, ниже представлены результаты, полученные для наиболее напряженно работающих нагнетательных клапанов первой ступени компрессора. Численный эксперимент проводился сначала с изменением одного параметра (b , c или L), а затем различных вариантов одновременного изменения этих параметров.

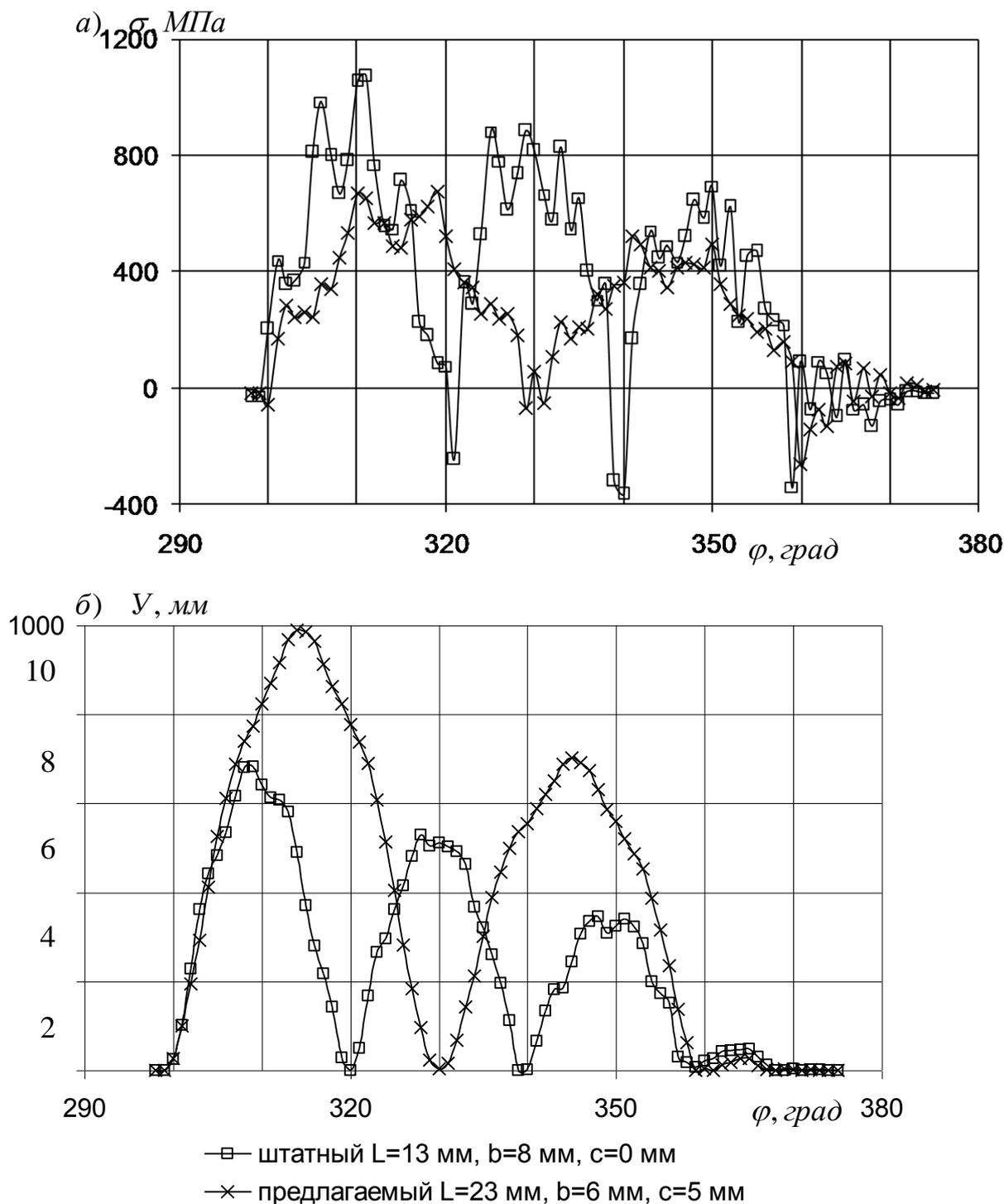


Рис. 2. Максимальные напряжения (а), возникающие в сечениях пластины, и перемещения конца пластины (б) для штатного и предлагаемого вариантов за цикл работы компрессора

При этом, с ростом длины «шейки» L значения максимальных за цикл напряжений в сечениях пластин незначительно уменьшаются. Величина перемещения конца пластин растет (увеличивается проходное сечение клапанов) и уменьшается

частота колебаний пластин. Это объясняется тем, что, с ростом длины «шейки», уменьшается жесткость пластин и увеличивается их масса. Таким образом, подобрав определенную длину «шейки», можно уменьшить число колебаний пластины за весь процесс нагнетания с трех до двух, что увеличит и срок работы пластины до поломки, и величину проходного сечения клапана. Последнее приведет к уменьшению потерь при нагнетании.

Согласно полученным результатам, наиболее часто максимальные напряжения возникают в сечениях пластин, совпадающих или близких к сечению жесткой заделки. Для уменьшения этих напряжений следует увеличивать ширину «шейки» ($b+c$) в сечении совпадающим с сечением заделки, постепенно уменьшая её в сторону свободного конца пластины. С увеличением значения параметра c , максимальные напряжения за цикл продолжают возникать в сечении жесткой заделки пластины, но их величина снижается из-за увеличения моментов инерции поперечных сечений пластины, близких и совпадающих с сечением жесткой заделки. Но увеличение ширины «шейки» ($b+c$) так же приводит к увеличению жесткости пластины, а следовательно к уменьшению площади проходного сечения клапана, что увеличивает потери давления газа в процессе нагнетания.

В результате численного эксперимента был получен наилучший вариант и по напряжениям, возникающим в сечениях запирающей пластины, и по площади проходного сечения клапана за цикл работы машины: $L=23$ мм, $b=6$ мм, $c=5$ мм.

Как видно из рис. 2а, при установке таких пластин по сравнению со штатным вариантом, примерно, в 1,5 раза уменьшаются максимальные напряжения, возникающие в пластине за цикл работы машины. Число колебаний пластины за цикл снижается с трех до двух (рис. 2б), что также должно привести к увеличению сроков работы клапана до поломки. При этом, увеличивается площадь проходного сечения клапана и уменьшаются потери давления газа на нагнетании.

Основной вывод: численный эксперимент для конкретной ступени машины с использованием разработанной математической модели позволяет рассчитать оптимальные геометрические размеры «шейки» запирающей пластины, при которых параметры работы клапана будут высокими на фоне его большей надежности и долговечности работы.

Список литературы:

1. Григорьев А.Ю. Моделирование работы лепестковых клапанов поршневых машин. – С-Пб.: Сборник трудов II МНТК «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке», - 2003, т.1, - с. 53.
2. Григорьев А.Ю., Прилуцкий И.К. Сравнительный анализ методов моделирования движения консольно закрепленных пластин самодействующих клапанов. – С-Пб.: Межвузовский сборник научных трудов «Известия С-Петербургского государственного университета низкотемпературных и пищевых технологий», - 2003, №2, (6), - с. 28-33.