

УДК 621.438:621.822

С.А. Букатый

ООО Научно-коммерческая фирма «СБК», г. Рыбинск, Россия

РАСЧЕТ СТЯЖНОГО БОЛТА И ВАЛА РОТОРА КОМПРЕССОРА ГТД МЕТОДОМ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ЖЕСТКОСТЕЙ

Стяжной болт компрессора низкого давления (КНД) и вал ротора компрессора высокого давления (КВД) ГТД являются элементами сложных статически неопределимых и предварительно напряженных систем. Усилия затяжки этих деталей при работе двигателя под действием газодинамических и температурных воздействий может изменяться в широких пределах и существенно отличаться от начального. Поэтому для упрощения конечно-элементного расчета с оптимизацией размеров и свойств при подборе материала болта и вала предложен метод эквивалентной жесткости. Показана методика определения эквивалентных жесткостей элементов КНД и КВД. Дальнейший расчет основан на классическом подходе — условиях равновесия и совместности деформаций элементов ротора.

Ключевые слова: стяжной болт, вал ротора компрессора, статически неопределимые системы, метод эквивалентной жесткости, оптимизация размеров и свойств при подборе материала.

Введение

Ответственные детали газотурбинных двигателей ГТД — стяжной болт компрессора низкого давления и вал ротора компрессора высокого давления являются элементами сложных статически неопределимых и предварительно напряженных систем. Например, при сборке ротора компрессора двигателя (рис.1) диски стягиваются болтом с заданным начальным усилием N_0 . В результате диски, опора и болт образуют сложную статически неопределимую систему, работающую на изгиб с растяжением-сжатием. При запуске и пос-

ледующей работе двигателя на различных режимах в зависимости от температуры T , газодинамических сил P , температурных коэффициентов линейного расширения (ТКЛР) материалов и жесткости составляющих элементов ротора и болта происходит перераспределение сил и усилие N_0 может изменяться в широких пределах.

Раскрытие статической неопределимости с оптимизацией размеров и необходимых свойств материала стяжного болта или вала ротора КВД представляет собой сложный и трудоемкий многошаговый КЭ-расчет.

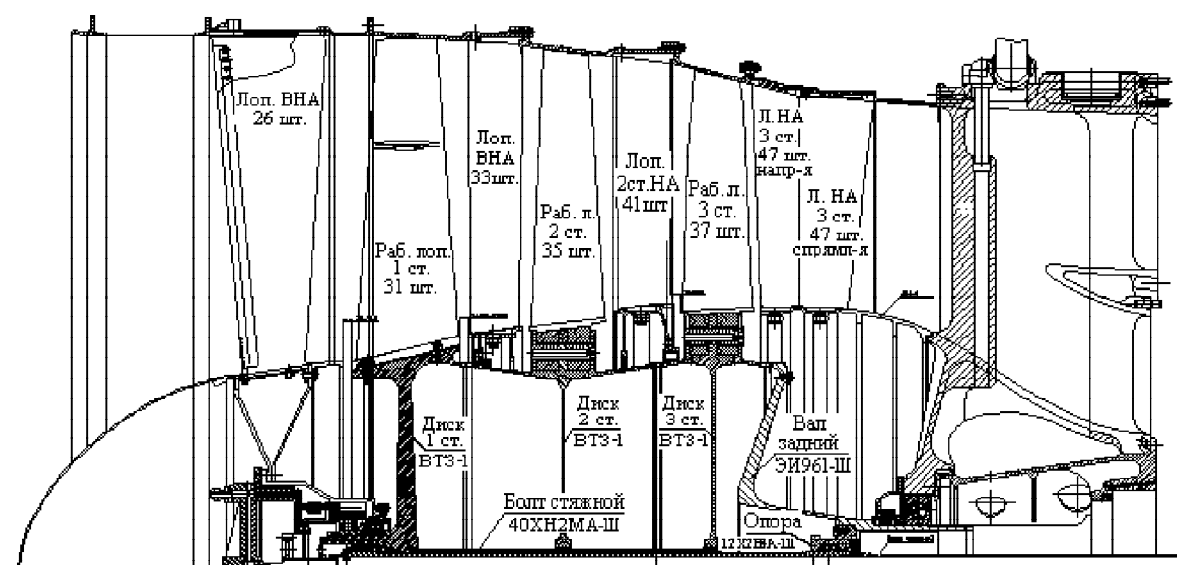


Рис.1. Схема ротора КНД двигателя семейства Д-30 в сборе

1. Общие принципы решения задачи

При сборке и последующей работе ГТД указанные болт и вал испытывают только растяжение, а остальные элементы ротора КНД и КВД находятся в условиях сложного сопротивления «изгиб с растяжением-сжатием». Поэтому в данной работе предлагается смешанный метод, в котором используются КЭ-модели для сложных элементов, работающих одновременно на изгиб и растяжение-сжатие, и расчетные схемы в виде полых или сплошных цилиндров для простых деталей – стяжного болта и опоры, работающих только на растяжение-сжатие.

В соответствии с принципом независимости действия сил предлагается осуществлять однократный КЭ-расчет ротора без болта как статически определимой системы для определения эквивалентных жесткостей составляющих его элементов. Для ротора КНД, например, в число таких элементов входят диски, задний вал и опора. Для упрощения расчетов в ряде случаев некоторыми элементами (например, опорой в КНД),

размеры которых значительно меньше, а жесткость на 2 порядка больше жесткости остальных элементов, можно пренебречь.

Дальнейший расчет основан на классическом подходе, использующем условия равновесия и совместности деформаций ротора и рассчитываемого элемента – стяжного болта КНД или вала КВД. Получаемые при этом выражения, в которых деформации ротора определяются на основе эквивалентных жесткостей, позволяют легко и быстро вычислять искомые силы от температурных и газодинамических воздействий с применением пакетов Mathcad или Excel. После завершения оптимизационного расчета и определения усилия N_0 можно продолжить уточненные расчеты элементов ротора в условиях статической определимости.

2. Обоснование метода эквивалентных жесткостей

Учитывая только элементы, работающие на изгиб с растяжением-сжатием, схему ротора КНД можно представить в следующем виде (рис. 2).

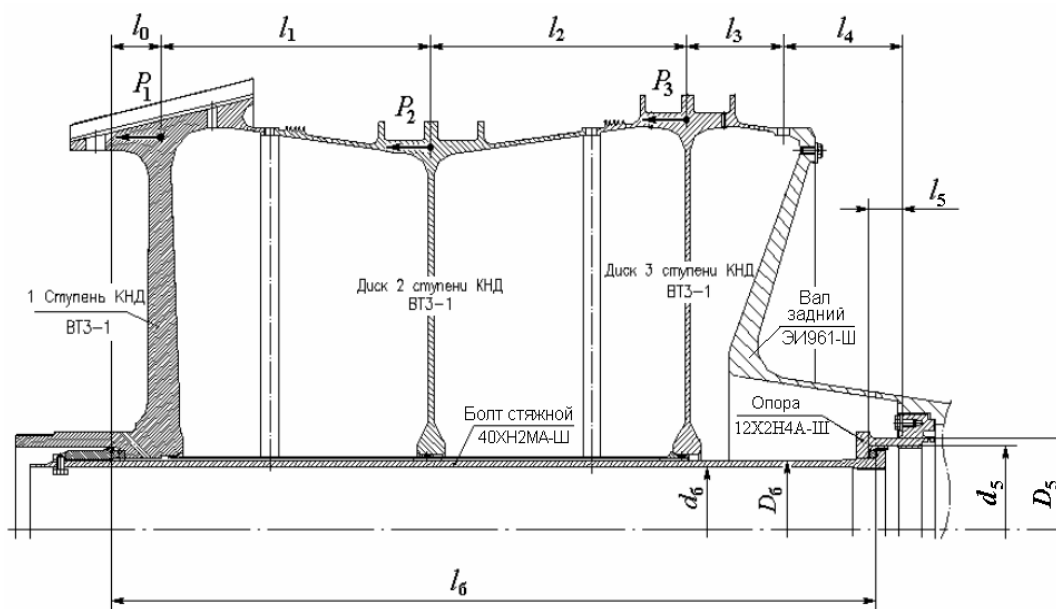


Рис. 2 Схема элементов ротора КНД

Расчет стяжного болта и опоры, испытывающих только растяжение, можно сделать аналитическим методом. Удлинение болта или опоры длиной l , растянутых силой N , представим в следующем виде

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot F} = \frac{N \cdot l}{G}, \quad (1)$$

где E – модуль упругости материала; F – площадь поперечного сечения; $G = E \cdot F$ – эквивалентная жесткость болта.

Из (1) получаем выражение для эквивалентной жесткости на растяжение-сжатие, которое применимо к любым деталям или участкам деталей длиной l

$$G = \frac{N \cdot l}{\Delta l}. \quad (2)$$

Для простых деталей, например стержней или валов с постоянным поперечным сечением и подвергающихся только растяжению-сжатию, эквивалентная жесткость равна фактической, как в случае (1). Для сложных деталей или конструк-

ций, например дисков или вала заднего, составляющих ротор и испытывающих растяжение-сжатие с изгибом, необходимо сначала для каждого участка длиной l_i определить методом КЭ или экспериментально абсолютную осевую деформацию Δl_i от действия некоторой фиксированной силы N . Величину N можно принять равной N_0 . Тогда эквивалентная жесткость i -го участка в соответствии с (2) определяется выражением

$$G_i = \frac{N \cdot l_i}{\Delta l_i} \quad (3)$$

В нашем случае расчет удлинения участков дисков ротора Δl_i будем проводить методом КЭ. Границы участков определяются по точкам приложения сосредоточенных сил, равных равнодействующим газодинамических сил, действующих на лопатки дисков (рис. 2). Жесткости опоры¹ и болта обозначим соответственно

$$G_5 = E_5 \cdot F_5, \quad G_6 = E_6 \cdot F_6, \quad (4)$$

где кольцевые площади поперечных сечений болта и опоры определяются выражениями

$$F = \frac{\pi D^2}{4} (1 - \gamma^2), \quad \gamma = \frac{d}{D}, \quad (5)$$

d и D — внутренний и наружный диаметры сечения².

В соответствии с принципом независимости действия сил расчет изменения начального усилия затяжки стяжного болта и опоры N_0 от воздействия температуры и газовых сил, действующих на диски, можно осуществлять по отдельности.

3. Результаты исследования

3.1. Методика расчета изменения осевой силы при нагревании

Из условий равновесия элементов ротора получаем следующие расчетные схемы ротора и стяжного болта (рис. 3). Здесь ΔN_t — величина изменения начального осевого усилия при нагревании. В соответствии с условием совместности деформаций уравнение перемещений ротора $\Delta l_{p,t}$ и болта $\Delta l_{6,t}$ имеет вид

$$\Delta l_{p,t} = \Delta l_{6,t}, \quad (6)$$

где

$$\Delta l_{p,t} = -\Delta N_t \cdot \sum_{i=0}^4 \frac{l_i}{G_i} + \sum_{i=0}^4 \alpha_i \cdot \Delta t_i \cdot l_i, \quad (7)$$

¹ В силу малой длины и большой жесткости опоры ее деформациями изгиба можно пренебречь. В противном случае ее необходимо присоединить к КЭ-моделям.

² Наличием отклонений от цилиндрической формы на некоторых небольших участках болта и опоры в первом приближении можно пренебречь, но при необходимости их отклонения не трудно учесть.

$$\Delta l_{6,t} = \Delta N_t \cdot \sum_{i=5}^6 \frac{l_i}{G_i} + \sum_{i=5}^6 \alpha_i \cdot \Delta t_i \cdot l_i, \quad (8)$$

G_i — эквивалентные жесткости соответствующих участков ротора; α_i и Δt_i — ТКЛР материалов и изменение температуры дисков и вала заднего³ ротора, болта и опоры.



Рис. 3

Решив уравнение (6) с учетом (7 и 8), получаем следующую величину ΔN_t

$$\Delta N_t = \frac{\sum_{i=0}^4 \alpha_i \cdot \Delta t_i \cdot l_i - \sum_{i=5}^6 \alpha_i \cdot \Delta t_i \cdot l_i}{\sum_{i=0}^6 \frac{l_i}{G_i}} \quad (9)$$

Тогда сила, действующая на стяжной болт и опору, равна

$$N = N_0 + \Delta N_t \quad (10)$$

3.2. Методика расчета изменения осевой силы от газодинамических сил

Газодинамические силы P_j получим, умножив силу p_j , действующую на одну лопатку, на количество лопаток в диске n_j

$$P_j = p_j \cdot n_j \quad (11)$$

Силы P_j приводят к изменению осевой силы стяжного болта на величину ΔN_p . В этом случае расчетная схема болта с опорой остается прежней при замене силы ΔN_t на ΔN_p , а расчетная схема ротора имеет вид (рис. 4).

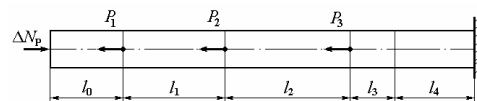


Рис. 4 Расчетная схема ротора

³ Вследствие разности температур вала заднего по наружному и внутреннему диаметрам можно в первом приближении принимать в качестве расчетного их среднее арифметическое значение.

По аналогии с (6) уравнение перемещений запишем в виде

$$\Delta l_{p,P} = \Delta l_{\sigma,P}, \quad (12)$$

где

$$\Delta l_{p,P} = -\Delta N_P \cdot \sum_{i=0}^4 \frac{l_i}{G_i} + \sum_{j=1}^3 P_j \cdot \sum_{i=j}^4 \frac{l_i}{G_i}, \quad (13)$$

$$\Delta l_{\sigma,P} = \Delta N_P \cdot \sum_{i=5}^6 \frac{l_i}{G_i}. \quad (14)$$

Тогда величина ΔN_P будет равна

$$\Delta N_P = \frac{\sum_{j=1}^3 P_j \cdot \sum_{i=j}^4 \frac{l_i}{G_i}}{\sum_{i=0}^6 \frac{l_i}{G_i}}. \quad (15)$$

В окончательном виде сила, действующая в стяжном болте, равна

$$N = N_0 + N_t + N_P. \quad (16)$$

В полученных выражениях (9) и (15) пределы изменения индексов i и j зависят от общего количества элементов – i и количества ступеней – j , составляющих ротор КНД.

Разработанная методика может быть использована для расчета осевых усилий не только для болта или вала ротора КВД, но и для других аналогичных сложных статически неопределимых конструкций.

3.3. Определение эквивалентных жесткостей элементов ротора КНД

В соответствии с выражением (3) определение эквивалентных жесткостей осуществляют на основе КЭ модели элементов ротора – дисков и заднего вала ГТД Д30-КП, работающих на растяжение-сжатие с изгибом. При создании модели⁴ были использованы элементы типа Plane 42. Размеры участков ротора l_i и результаты расчета деформаций Δl_i и эквивалентных жесткостей G_i при действии заданной силы $N = 154,5$ Кн приведены в таблице 1.

⁴ В данной работе использованы результаты КЭ-расчета, выполненного инженером Д.П. Лешиним.

Таблица 1

№ участка	Длина участка $l_i \cdot 10^3, \text{ м}$	Деформации участков $\Delta l_i \cdot 10^3, \text{ м}$	Эквивалентная жесткость $G_i \cdot 10^{-6}, \text{ Нм/м}$
0	27,7	0,842	5,083
1	213,7	0,007	4717
2	204,1	0,030	1051
3	79,9	0,088	140,3
4	94,5	0,440	33,18

Точность расчета перераспределения сил в стяжном болте зависит от точности определения эквивалентных жесткостей, которая определяется точностью определения размеров участков l_i и КЭ-расчета деформаций Δl_i .

3.4. Расчет осевого усилия стяжного болта ротора КНД

В качестве примера приведем результаты расчета перераспределения усилия N_0 от действия газодинамических и температурных сил при двух значениях изменения температуры стяжного болта и опоры: 100 и 70 К. Исходные данные для расчета приведены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2
Исходные данные для стяжного болта и опоры

Параметры	$L, \text{ м}$	$d, \text{ м}$	$D, \text{ м}$	$G \cdot 10^{-6}, \text{ Нм/м}$	$E \cdot 10^{-5}, \text{ МПа}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{ К}^{-1}$	$\Delta t, \text{ К}$
Стяжной болт	0,6	0,036	0,0453	1,134	1,91	11,7	100/70
Опора	0,0255	0,069	0,081	277,1	1,96	11,0	100/70

Таблица 3
Исходные данные для дисков и заднего вала ротора

№ ступни / участка	$n_j, \text{ шт}$	$P_j, \text{ Н}$	$P_j, \text{ Н}$	Длина участка $l_i \cdot 10^3, \text{ м}$	$G_i \cdot 10^{-6}, \text{ Нм/м}$	$\alpha_i \cdot 10^6, \text{ К}^{-1}$	$\Delta t_i, \text{ К}$
0	–	–	–	27,7	5,083	9,2	73
1	31	815,9	25293	213,7	4717	9,2	73
2	35	437,8	15323	204,1	1051	9,5	120
3	37	4	17179	79,9	140,3	9,5	130
4	–	–	–	94,5	33,18	11,7	144

Результаты расчетов перераспределения усилий в системе Mathcad приведены в таблице 4.

Таблица 4
Результаты расчета перераспределения усилий

Усилие	При изменении температуры $\Delta t = 100 \text{ }^\circ\text{K}$	При изменении температуры $\Delta t = 70 \text{ }^\circ\text{K}$
N_0 , Кн	154,508	154,508
ΔN_i , Кн	- 5,340	9,196
ΔN_p , Кн	14,255	14,255
N , Кн	163,423	177,959

Заключение

Расчеты показывают, что даже небольшие изменения рабочих температур приводят к существенному перераспределению со сменой знака усилий между элементами в роторе КНД. Поэтому большее значение имеет оптимальное соотношение размеров и физико-механических свойств материала, а также достаточно точные данные по температурным условиям работы всех элементов ротора КНД.

Данный метод расчета позволяет значительно упростить расчет сложных статически неопределимых систем. Метод может быть использован для расчета усилий в других аналогичных конструкциях, элементы которых работают в условиях изгиба с растяжением-сжатием.

Поступила в редакцию 01.06.2011

С.А. Букатий. Розрахунок стяжних болтів і валу ротора компресора ГТД методом еквівалентних жорсткостей

Стяжний болт компресора низького тиску (КНД) і вал ротора компресора високого тиску (КВД) ВМД є елементами складних статично невизначених і попередньо напружених систем. Зусилля затягування цих деталей при роботі двигуна під дією газодинамічних і температурних впливів може змінюватися в широких межах і суттєво відрізнятися від початкового. Тому для спрощення кінцево-елементного розрахунку з оптимізацією розмірів і властивостей при підборі матеріалу болта і валу запропонований метод еквівалентної жорсткості. Показано методику визначення еквівалентних жорсткостей елементів КНД і КВД. Подальший розрахунок заснований на класичному підході - умовах рівноваги і спільності деформацій елементів ротора.

Ключові слова: стяжний болт, вал ротора компресора, статично невизначені системи, метод еквівалентної жорсткості, оптимізація розмірів і властивостей при підборі матеріалу.

S.A. Bukatyi. Calculation of the coupling bolts and the shaft of the compressor rotor gtd by means of method of equivalent stiffness

Coupling bolt of the low pressure compressor (LPC) and the rotor shaft of high pressure compressor (HPC) of a gas turbine are the elements of complex statically indeterminate, and prestressed systems. Initial tightening torque of these parts when the engine is under the influence of hydro and thermal impacts can vary widely. Therefore, to simplify the finite element calculations to optimize the dimensions and properties in the selection of material of bolt and shaft propose a method of equivalent stiffness. The method of determining the equivalent element stiffness LPC and HPC is shown. Further calculation is based on the classical approach, which uses the equilibrium conditions and the strain consistency of all elements of the rotor.

Keywords: coupling bolt, the shaft of the compressor rotor, statically indeterminate system, the method of equivalent stiffness, optimizing the size and properties in the selection of material.