

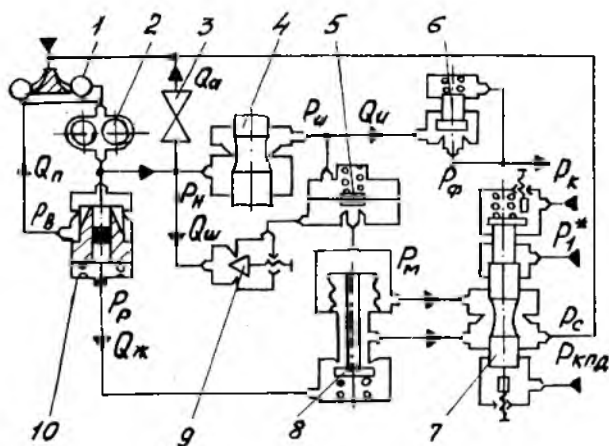
А.Г.Гимадиев, А.Н.Крючков, И.В.Шабуров,
В.П.Шорин

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ НА ХАРАКТЕРИСТИКУ ЗАПУСКА АВИАЦИОННОГО ГТД

Разработана методика, алгоритм и программа расчета характеристик систем топливопитания и регулирования авиационного ГТД с учетом колебаний рабочей среды, позволяющие корректировать параметры систем с целью обеспечения стабильности запуска двигателя.

Стабилизация характеристики запуска – одна из важных задач, решаемых в процессе доводки систем автоматического управления (САУ) авиационного ГТД. Существенным фактором, влияющим на стабильность характеристики запуска двигателя, являются колебания рабочей среды, обусловленные неравномерной подачей топливных насосов [1, 2]. Отклонение расхода топлива из-за нелинейного осреднения колебаний рабочей среды на дросселирующих элементах агрегатов САУ может достигать (25...30)% относительно текущего его значения [3].

Ниже предложена методика расчета и дан анализ статической характеристики системы топливопитания и автоматического регулирования (САР) двигателя с учетом высокочастотных колебаний рабочей среды. В качестве примера рассмотрена САР двигателя Д18Т. В этой системе расход топлива в двигателе на режиме запуска регулируется дозирующей иглой, на которой поддерживается требуемый перепад давления путем перепуска части топлива с выхода шестеренного насоса на его вход. Управление перепускным клапаном насоса осуществляется регулятором постоянного перепада давления (РПД) 8 (рис. 1), чувствительным элементом которого является мембрана сравнения 5. По мере раскрутки ротора двигателя повышается давление воздуха за компрессором P_k и золотник корректора 7 смещается вниз на увеличение его проходного сечения. Давление в полости РПД возрастает, что приводит к прикрытию клапана РПД и,



Р и с. 1. Расчетная схема пневмогидромеханической цепи системы автоматического регулирования расхода топлива двигателя (на режиме запуска): 1 - центробежный насос; 2 - шестеренный насос; 3 - дроссель-имитатор потребителей энергии рабочей среды; 4 - дозирующая игла; 5 - мембрана сравнения; 6 - запорный клапан; 7 - высотный корректор; 8 - регулятор перепада давления; 9 - входной жиклер; 10 - клапан перепуска

как следствие, к снижению перепуска топлива с выхода насоса. Давление за насосом и перепад давления на дозирующей игле возрастают что приводит к увеличению расхода топлива.

При составлении расчетной модели САР приняты следующие допущения: гидравлические потери в сосредоточенных элементах учитываются по нелинейным квазистационарным зависимостям; топливный насос описывается как источник полигармонических колебаний расхода жидкости с внутренним реактивным импедансом; частоты составляющих колебаний кратны частоте зацепления зубьев качающего узла насоса; динамические процессы на входе в топливный насос и в камере хранения не учитываются; модуль входного импеданса сильфонной полости РИД пренебрежимо мал по отношению к модулю импеданса сопла-заслонки; гидромеханическая проводимость перепускного клапана пренебрежимо мала; время запуска двигателя намного (более чем на три порядка) превышает период наименьшей частоты вынужденных колебаний и постоянной времени звеньев системы.

При принятых допущениях САР описывается подсистемами нелинейных алгебраических уравнений (статических характеристик) и линеаризованных уравнений для высокочастотных колебаний, связанных коэффициентами линеаризации и функциями смещения нелинейных дросселирующихся элементов.

Подсистема алгебраических уравнений имеет вид

$$Q_H - Q_U - Q_U - Q_\omega - Q_n - Q_{ж} - Q_a = 0,$$

$$P_H - P_B - K_U Q_U^2 = 0,$$

$$P_H - P_U + \delta P_U - K_{\omega L} Q_U - K_{\omega H} (Q_U - Q_{Uкр} \text{sign } Q_U)^2 \text{sign } Q_U = 0,$$

$$P_H - P_\omega + \delta P_\omega - K_{\omega L} Q_\omega - K_{\omega H} (Q_\omega - Q_{\omega кр} \text{sign } Q_\omega)^2 \text{sign } Q_\omega = 0,$$

$$\lambda_n^2 P_H - \lambda_n^2 P_B - \xi_n Q_n^2 = 0,$$

$$P_H - P_{ж} - K_{ж} Q_{ж}^2 = 0,$$

$$P_H - P_C - K_a Q_a^2 = 0,$$

$$S_3^2 P_U - S_3^2 P_\varphi - \xi_3 Q_U^2 = 0,$$

$$P_\varphi - P_K - K_\varphi Q_U^2 = 0,$$

$$\lambda_M^2 P_\omega - \lambda_M^2 P_M - \xi_M Q_\omega^2 = 0,$$

$$S_K^2 P_M - S_K^2 P_C - \xi_K Q_\omega^2 = 0,$$

$$\lambda_C^2 P_{ж} - \lambda_C^2 P_C - \xi_C Q_{ж}^2 = 0,$$

$$S_3 - \frac{S_{3M} K_3}{C_3} P_U + \frac{K_3}{C_3} H_3 = 0 \quad \text{при } P_U > \frac{1}{S_{3M}} H_3,$$

$$S_3 = 0 \quad \text{при } P_U < \frac{1}{S_{3M}} H_3,$$

$$\lambda_M + \frac{1}{C_M} H_M + \frac{S_M}{C_M} P_U - \frac{S_M}{C_M} P_\omega = 0 \quad \text{при } P_\omega - P_U > \frac{1}{S_M} H_M,$$

$$\lambda_M = 0 \quad \text{при } P_\omega - P_U \leq \frac{1}{S_M} H_M,$$

$$\lambda_n - \frac{1}{C_n} H_n + \frac{S_{nж}}{C_n} P_{ж} - \frac{C_{пв}}{C_n} P_B - \frac{S_{пн}}{C_n} P_H = 0,$$

$$\text{при } S_{пн} - P_H - S_{пв} P_B - S_{пж} P_{ж} > H_n,$$

$$\lambda_n = 0, \quad \text{при } S_{пн} P_H + S_{пв} P_B - S_{пж} P_{ж} \leq H_n,$$

$$\lambda_C + \frac{1}{C_C} H_C + \frac{S_C}{C_C} P_C - \frac{S_C}{C_C} P_M = 0 \quad \text{при } P_M - P_C > \frac{1}{S_C} H_C,$$

$$\lambda_C = 0 \quad \text{при } P_M - P_C \leq \frac{1}{S_C} H_C,$$

$$P_B = P_0 + 0,0228 \Pi_H^2,$$

$$P_K = P_1^* + 7800e^{8,2 \cdot 10^{-4} \Pi_H},$$

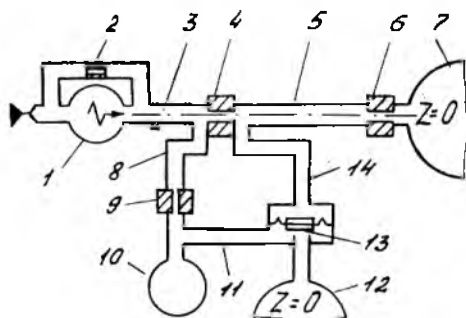
$$Q_H = 1,03 \cdot 10^{-6} \Pi_H,$$

$$S_K = \begin{cases} (S_K)_0 + \frac{8,5 \cdot 10^{-4}}{S_K} (K_1 P_1^* + K_2 P_K - H_K) & \text{при } K_1 P_1^* + K_2 P_K > H_K, \\ (S_K)_0 & \text{при } K_1 P_1^* + K_2 P_K \leq H_K, \end{cases}$$

$$H_K = (H_K)_0 + 2 \cdot 10^{-4} P_1^*,$$

где $Q_H, Q_U, Q_U, Q_W, Q_P, Q_K, Q_A$ — объемные расходы топлива, определяемые соответственно теоретической производительностью насоса, утечками внутри насоса, через дозирующую иглу, через перепускной клапан, через жиклер перепускного клапана, дополнительными потребителями внутри агрегата, через входной жиклер; $P_H, P_B, P_U, P_W, P_P, P_C, P_F, P_K, P_M, P_1^*$ — давления топлива на выходе из насоса, на входе в насос, на выходе из дозирующей иглы, на выходе из входного жиклера, за жиклером клапана перепуска, в сливной магистрали, на входе в топливные форсунки, в камере сгорания, за соплом-заслонкой клапана сравнения, пропорционального давлению заторможенного потока воздуха на входе в двигатель; $\delta P_U = \Delta P_U - (P_H - P_U)_{уст}$, $\delta P_W = \Delta P_W - (P_H - P_W)_{уст}$ — приращения перепада давления, обусловленные нелинейным осреднением колебаний рабочей среды на дозирующей игле и входном жиклере; $(P_H - P_U)_{уст}$, $(P_H - P_W)_{уст}$ — перепады давления на дозирующей игле и входном жиклере на установившемся режиме (без пульсаций рабочей среды); $\Delta P_U, \Delta P_W$ — перепады давления на дозирующей игле и входном жиклере, определенные с учетом колебаний рабочей среды; K_U, K_K, K_A, K_F, K_Z — коэффициенты нелинейных гидравлических потерь щелевых зазоров внутри насоса, жиклера клапана перепуска, дополнительных контуров агрегата, топливных форсунок и запорного клапана; $K_{ил}, K_{шл}$ — коэффициенты линейной составляющей гидравлических потерь на дозирующей игле и входном жиклере; $K_{ил} = K'_{ил}$ при $Q_U > 0$ и $K_{ил} = K''_{ил}$ при $Q_U < 0$, $K_{шл} = K'_{шл}$ при $Q_W > 0$ и $K_{шл} = K''_{шл}$ при $Q_W < 0$ — коэффициенты нелинейных гидравлических потерь при движении жидкости через дозирующую иглу и входной жиклер в одну и другую стороны; $Q_{илкр}, Q_{шлкр}$ — критические расходы жидкости через дозирующую иглу и входной жиклер, начиная с которых реализуются нелинейные гидравлические потери; $\xi_P, \xi_M, \xi_K, \xi_Z, \xi_C$ — коэффициенты гидравлических потерь соответственно перепускного клапана, сопла-

заслонки клапана сравнения, золотника корректора перепада давления, запорного клапана, двухкромочного золотника РЦД; $S_k, S_c, S_3, S_{3m}, S_M, S_{лж}, S_{лв}, S_{лн}$ - площади окна высотного корректора, окна и торца запорного клапана, мембраны сравнения, торцов перепускного клапана со стороны пружинной полости, магистрали входного давления P_B и входа в клапан, сиффона высотного корректора; A_l, A_M, A_k, A_c - координаты подвижных элементов перепускного клапана, мембраны сравнения, корректора перепада давления, двухкромочного золотника РЦД; $G_M, H_M, G_l, H_l, G_0, H_0, G_3, H_3, G_k, H_k$ - жесткость и сила предварительного натяга пружины соответственно мембраны сравнения, перепускного клапана, сиффона с пружиной РЦД, запорного клапана, высотного корректора; ω_H - частота вращения привода насоса; K_1, K_2 - коэффициенты передачи преобразователей давления воздуха P_1^* и P_K .



Р и с. 2. Схема гидравлической цепи САР расхода топлива (высоочастотная модель): 1 - топливный насос (источник колебаний); 2 - перепускной клапан; 3 - магистральный трубопровод от насоса до регулятора; 4 - дозирующая игла; 5, 8, 11, 14 - трубопроводы; 6 - запорный клапан; 7 - пень подвода топлива к форсункам; 9 - входной жиклер; 10 - полость цепи входного жиклера; 11 - присоединенная цепь РЦД; 12 - мембрана сравнения

В соответствии с расчетной схемой (рис. 2) и принятыми допущениями комплексные амплитуды колебаний давления и объемного расхода в выделенных сечениях гидравлической цепи САР определяются импедансным методом [3] по следующим уравнениям:

$$q_u^{(r)} = q_1^{(r)} + p_1^{(r)} / Z_u^{(r)} \quad (3)$$

- для источника колебаний (топливного насоса);

$$\begin{bmatrix} p_{z_i}^{(r)} \\ q_{z_i}^{(r)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{Ti} & B_{Ti} \\ C_{Ti} & D_{Ti} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{z_{i+1}}^{(r)} \\ q_{z_{i+1}}^{(r)} \end{bmatrix} \quad (4)$$

- для i -го трубопровода;

$$\begin{bmatrix} p_{z_i}^{(r)} \\ q_{z_i}^{(r)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & R_i \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{z_{i+1}}^{(r)} \\ q_{z_{i+1}}^{(r)} \end{bmatrix} \quad (5)$$

для i -го дросселирующего элемента;

$$\begin{bmatrix} p_{z_i}^{(r)} \\ q_{z_i}^{(r)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Y_{oi}^{(r)} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{z_{i+1}}^{(r)} \\ q_{z_{i+1}}^{(r)} \end{bmatrix} \quad (6)$$

- для i -й гидравлической емкости;

$$\left. \begin{aligned} q_{z_i}^{(r)} + q_{z_{i+1}}^{(r)} + q_{z_{i+2}}^{(r)} &= 0 \\ p_{z_i}^{(r)} = p_{z_{i+1}}^{(r)} = p_{z_{i+2}}^{(r)} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

- для узла соединения участков цепи,

где $q_u^{(r)}$ - комплексная амплитуда r -й составляющей колебаний объемного расхода, генерируемых топливным насосом; $Z_u^{(r)}$ - внутренний импеданс насоса для r -й составляющей колебаний; $q_{z_i}^{(r)}, p_{z_i}^{(r)}$ - комплексные амплитуды r -х составляющих колебаний объемного расхода и давления в z_i -х сечениях; $A_{Ti}, B_{Ti}, C_{Ti}, D_{Ti}$ - коэффициенты матрицы передачи i -го трубопровода (канала); R_i - гидравлическое сопротивление i -го дросселирующего элемента; $Y_{oi}^{(r)} = j\omega_r V_i / (\rho c^2)$ - акустическая проводимость i -й полости, ω_r - круговая частота r -й составляющей колебаний; V_i - объем i -й полости; ρ - плотность топлива; c - скорость звука в жидкости; r - номер гармоники колебаний рабочей среды; $j = \sqrt{-1}$.

Гидравлическое сопротивление запорного клапана и сопла-заслонки мембраны сравнения определяются по выражениям

$$R_{\text{жк}} = 2(P_U - P_{\varphi})_0 / (Q_U)_0; R_M = 2(P_{\text{ш}} - P_M)_0 / (Q_{\text{ш}})_0.$$

Коэффициенты линеаризации по критерию минимума среднеквадратичного отклонения характеристик дозирующей иглы и входного жиклера (гидравлические их сопротивления) и постоянные составляющие перепада давления на них рассчитываются по формулам [3]

$$B_U = \frac{1}{2\pi D_U} \int_0^{2\pi} \{ K_U(Q_U + q_U^z) + K_{\text{шн}} [Q_U + q_U^z - Q_{\text{шкр}} \text{sign}(Q_U + q_U^z)]^2 \times \text{sign}(Q_U + q_U^z) \} q_U^z d\theta,$$

$$\Delta P_U = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \{ K_U(Q_U + q_U^z) + K_{\text{шн}} [Q_U + q_U^z - Q_{\text{шкр}} \text{sign}(Q_U + q_U^z)]^2 \text{sign}(Q_U + q_U^z) \} d\theta,$$

$$B_{\text{ш}} = \frac{1}{2\pi D_{\text{ш}}} \int_0^{2\pi} \{ K_{\text{ш}}(Q_{\text{ш}} + q_{\text{ш}}^z) + K_{\text{шн}} [Q_{\text{ш}} + q_{\text{ш}}^z - Q_{\text{шкр}} \text{sign}(Q_{\text{ш}} + q_{\text{ш}}^z)]^2 \text{sign}(Q_{\text{ш}} + q_{\text{ш}}^z) \} q_{\text{ш}}^z d\theta,$$

$$\Delta P_{\text{ш}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \{ K_{\text{ш}}(Q_{\text{ш}} + q_{\text{ш}}^z) + K_{\text{шн}} [Q_{\text{ш}} + q_{\text{ш}}^z - Q_{\text{шкр}} \text{sign}(Q_{\text{ш}} + q_{\text{ш}}^z)]^2 \text{sign}(Q_{\text{ш}} + q_{\text{ш}}^z) \} d\theta,$$

где $q_U^z = \sum_{r=1}^{r=R} A_U^{(r)} \sin(\omega_r t + \varphi_U^{(r)}); q_{\text{ш}}^z = \sum_{r=1}^{r=R} A_{\text{ш}}^{(r)} \sin(\omega_r t + \varphi_{\text{ш}}^{(r)});$

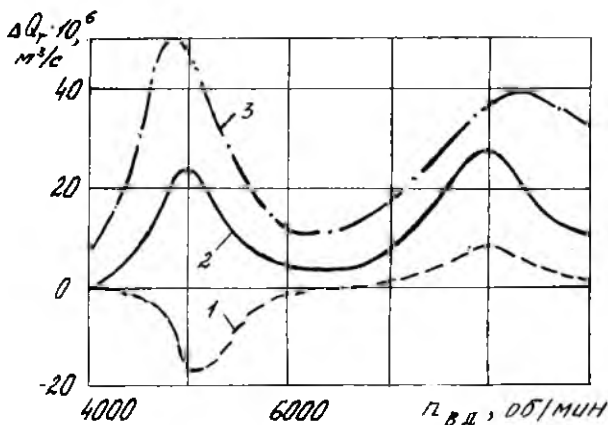
$$D_U = \frac{1}{2} \sum_{r=1}^{r=R} (A_U^{(r)})^2; D_{\text{ш}} = \frac{1}{2} \sum_{r=1}^{r=R} (A_{\text{ш}}^{(r)})^2; A_U^{(r)}, A_{\text{ш}}^{(r)}, \varphi_U^{(r)}, \varphi_{\text{ш}}^{(r)}$$

— амплитуды и начальные фазы r -х составляющих колебаний расхода через дозирующую иглу и входной жиклер; $d\theta = \Delta\omega dt$; $\Delta\omega$ — наименьший общий делитель для всех частот спектра колебаний.

Расчет характеристики системы при наличии колебаний рабочей среды ведется методом итераций. Вначале из решения системы алгебраических уравнений рассчитывают параметры системы без учета колебаний рабочей среды. Затем определяют линеаризованные вначале по методу малых отклонений сопротивления дозирующей иглы, входного жиклера, запорного клапана, сопла-заслонки и рассчиты-

вают комплексные амплитуды давлений, перепада давлений и расхода в выделенных сечениях гидравлической цепи. При известных $q_u^{(n)}$, $q_w^{(n)}$ рассчитывают v_u, v_w , с учетом которых находят $q_u^{(n+1)}$, $q_w^{(n+1)}$ и v_u, v_w второго приближения, и так далее до совпадения v_u, v_w двух последовательных приближений в пределах допустимой погрешности. Затем определяют приращения статических перепадов давления δP_u и δP_w , которые подставляют в систему нелинейных алгебраических уравнений в качестве входного параметра. В результате второго шага решения алгебраических уравнений рассчитывают установившиеся значения перепадов давлений $\Delta P_u = P_H - P_u$, $\Delta P_w = P_H - P_w$ второго приближения, которые сравниваются с соответствующими величинами предыдущего шага. При совпадении значений $\Delta P_u, \Delta P_w$ в пределах допустимой погрешности процесс счета заканчивается, при несовпадении счет продолжается.

На основе выбранной расчетной модели САР и разработанного алгоритма составлена программа расчета характеристик системы на алгоритмическом языке Фортран-4. В результате расчетов на мини-ЭВМ СМ 1420 в диалоговом режиме установлено, что отклонение расхода топлива при наличии колебаний рабочей среды зависит от частоты вращения привода насоса, амплитуды составляющих колебаний расхода топлива, а также конструктивных параметров элементов системы. Наибольшее отклонение расхода топлива на режиме запуска наблюдается при частотах вращения ротора высокого давления (ВД) двигателя 5000 об/мин и 7600 об/мин. На этих режимах в гидравлических цепях системы устанавливаются резонансные колебания, при которых на входном жиклере и дозирующей игле реализуется максимальный динамический перепад давления и соответственно наибольший "увод" расхода топлива от заданного значения. Чем выше уровень пульсационной производительности топливного насоса при одинаковом спектральном составе, тем больше отклонение расхода топлива. С уменьшением диаметра магистрального трубопровода от насоса до топливного регулятора значительно возрастает ΔQ_u , причем максимальные значения ΔQ_u смещаются по частоте вращения ротора ВД. При увеличении длины магистрального трубопровода наблюдается рост ΔQ_u с одновременным смещением максимумов по частоте вращения $P_{ВД}$ и появлением дополнительных резонансных отклонений расхода топлива. Из параметров регулятора наибольшее влияние на статическую погрешность системы при наличии колебаний рабочей среды оказывает объем полости мембраны сравнения. V_M . При



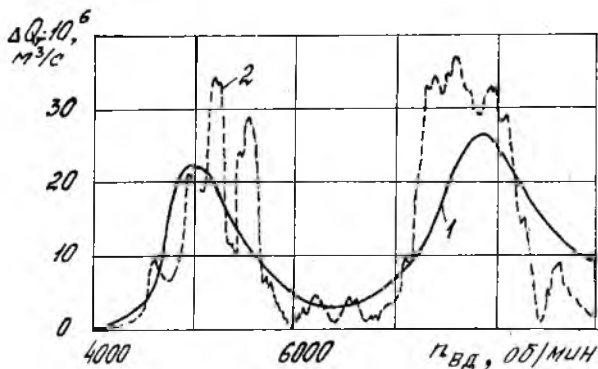
Р и с. 3. Зависимость статической погрешности САР расхода топлива от частоты вращения ротора ВД двигателя Д18Т на режиме высотного запуска при $A_{\text{фн}}^{(1)} = 0,125 Q_H$; $A_{\text{фн}}^{(2)} = 0,5 A_{\text{фн}}^{(1)}$; $A_{\text{фн}}^{(3)} = 0,3 A_{\text{фн}}^{(1)}$ и различных объемах полости узла мембраны сравнения: 1 - $V_M = 0,2 \text{ см}^3$; 2 - $V_M = 20 \text{ см}^3$; 3 - $V_M = 50 \text{ см}^3$

изменении V_M может наблюдаться как положительное, так и отрицательное отклонение расхода топлива (рис. 3). Экспериментальные исследования в стендовых условиях подтвердили качественно теоретические зависимости, полученные при исходных данных базового варианта системы (рис. 4).

Таким образом, разработана методика, алгоритм и программа расчета характеристик систем топливопитания и регулирования авиационного ГТД при наличии колебаний рабочей среды, позволяющие корректировать параметры систем с целью обеспечения стабильности запуска двигателя.

Библиографический список

1. Вишенский И.И. Исследование работы шестеренных насосов // Пневматика и гидравлика: Сб. науч. тр. М.: Машиностроение, 1973. С. 264-273.
2. Исследование характеристик пульсаций нагнетаемого давления в шестеренных насосах // ТИИ. М., 1987. №18341/3.24 с.- Пер.



Р и с. 4. Теоретическая (1) – при $A_{qu}^{(1)} = 0,125 Q_n$; $A_{qu}^{(2)} = 0,5 A_{qu}^{(1)}$, $A_{qu}^{(3)} = 0,3 A_{qu}^{(1)}$ и экспериментальная (2) зависимости статической погрешности САР расхода топлива от частоты вращения ротора ВД двигателя Д18Т

ст. Ямагути Кэндзи из журн.: Нихон кикай ганкай рамбансю. 1984. Т. 50. № 460. С. 2968-2976.

3. Шорин В.П., Гимадиев А.Г., Крючков А.Н., Шабуров И.В. Исследование влияния колебаний рабочей среды на характеристику системы топливопитания и автоматического регулирования авиационного ГТД на режиме запуска /Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1989 Ю с. Деп. в ГосНИИ ГА. 12.05.89, № 737-ГА.

4. Шорин В.П., Гимадиев А.Г., Берестнев Г.И. Исследование статических характеристик демпфированных гидравлических цепей систем контроля и управления при колебаниях давления на входе //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Сб. науч. тр. /Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1988. С. 59-69.